Bursa Uludağ University
Engineering Faculty
Automotive Engineering Department

OTEKON 2020

ULUSLARARASI 10. OTOMOTİV TEKNOLOJİLERİ KONGRESİ BİLDİRİLER KİTABI

Proceedings of the International 10th Automotive Technologies Congress September 6-7, 2021, Bursa, Türkiye

Editörler / Editors :

Dr. Öğr. Üyesi Erol Solmaz

Prof. Dr. Necmettin Kaya

Prof. Dr. Ferruh Öztürk

BURSA – 2021

İÇİNDEKİLER / CONTENTS

KURULLAR / COMMITTEES V
SPONSORLAR / SPONSORS VIII
ÖNSÖZ / PREFACE IX
BİLİMSEL PROGRAM / SCIENTIFIC PROGRAM X
BİLDİRİLER / PAPERS XII
POSTERLER / POSTERS XIX
İNDEKS / INDEX 1717

Disclaimer:

No responsibility is accepted for the accuracy of information contain in the text, illustrations and advertisements in this Proceedings. Editors, Organization Committee and BURKON do not have any responsibility for the accuracy of the information and opinions expressed in OTEKON 2020 Proceedings.

Kongre Bildiriler Kitabı metin içerikleri ile ilgili bütün sorumluluk yazarlara aittir. Editörler, Düzenleme ve Danışma Kurulları ve BURKON için bağlayıcı nitelik taşımazlar.

Copyright:
No part of this Proceedings may be reproduced, stored, transmitted, or disseminated in any form, or by any means (including electronic, mechanical, photocopying, recording or otherwise) without the prior written permission of the BURKON.

Bu kitabın tamamı veya bir kısmı BURKON' nun izni olmaksızın elektronik, mekanik, fotokopi veya herhangi bir kayıt sistemiyle çoğaltılamaz ve yayınlanamaz.

BURSA
Eylül, 2021 / September, 2021

OTEKON2020 Kongresi Organizasyonu

BURKON TURİZM & KONGRE

444 9 443

Çekirge Cad. No: 51/C 16050 - BURSA

Bursa Uludağ University
Engineering Faculty
Automotive Engineering Department

Proceedings of the International 10th Automotive Technologies Congress September 6-7, 2020, Bursa, Türkiye

Editors:

Dr. Öğr. Üyesi Erol Solmaz

Prof. Dr. Necmettin Kaya

Prof. Dr. Ferruh Öztürk

ISBN: 978-605-70422-4-8

KURULLAR / COMMITTEES

Onur Kurulu / Honorary Committee
Prof. Dr. A. Saim Kılavuz (Uludağ Üniversitesi Rektörü)

Kongre Başkanı / Congress Chair
Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

Kongre Eş Başkanları / Congress Co Chairs
Prof. Dr. Necmettin KAYA
Dr. Öğr. Üyesi Erol SOLMAZ

Kongre Sekreteri / Congress Secretary
Dr. Öğr. Üyesi Erol SOLMAZ

Düzenleme Kurulu / Organizing Committee
Prof.Dr. Ferruh ÖZTÜRK
Prof.Dr. Necmettin KAYA
Doç.Dr. Gökhan SEVİLGEN
Dr. Öğr. Üyesi Erol SOLMAZ

Bilim ve Danışma Kurulu / Scientific and Advisory Committee

Prof. Dr. Orhan ALANKUŞ	OKAN UNIVERSITY	TURKEY
Prof. Dr. Günay ANLAŞ	BOĞAZİÇİ UNIVERSITY	TURKEY
Prof. Dr. Istvan BARABAS	TECHNICAL UNIVERSITY OF CLUJ NAPOCA	ROMANIA
Assoc. Prof. Dr. Çağlar BAŞLAMIŞLI	HACETTEPE UNIVERSITY	TURKEY
Kadir CERAN	TOFAŞ-TURKISH AUTOMOTIVE COMPANY	TURKEY
Prof. Dr. Giuseppe CARBONE	POLITECNICO DI BARI	ITALY
Prof. Dr. Shuming CHEN	JILIN UNIVERSITY	CHINA
Prof. Dr. Giorgio CHIANDUSSI	POLITECNICO DI TORINO	ITALY
Baran ÇELİK	BEYÇELİK AUTOMOTIVE INDUSTRY EXPORTERS ASSOCIATION (OIB)	TURKEY
Prof. Dr. Julian F DUNNE	UNIVERSITY OF SUSSEX	UNITED KINGDOM
Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN	BURSA ULUDAG UNIVERSITY	TURKEY
Prof. Dr. Akın Burak ETEMOĞLU	BURSA ULUDAG UNIVERSITY	TURKEY

Prof. Dr. Ali G. GÖKTAN	EM TEST R&D and TESTING SOLUTIONS	TURKEY
Prof. Dr. Levent GÜVENÇ	OHIO STATE UNIVERSITY	USA
Prof. Dr. Carlos GUARDIOLA	UNIVERSITAT POLITECNICA de VALENCIA	SPAIN
Dr. Mustafa HATİPOĞLU	BTSO-BUTEKOM	TURKEY
Prof. Dr. Murat HOŞOZ	KOCAELİ UNIVERSITY	TURKEY
Prof. Dr. Bilgin KAFTANOĞLU	ATILIM UNIVERSITY	TURKEY
Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ	ULUTEK	TURKEY
Prof.Dr.M.İhsan KARAMANGİL	BURSA ULUDAG UNIVERSITY	TURKEY
Assoc. Prof. Dr. Ahu Ece Hartavi KARCI	UNIVERSITY OF SURREY	UNITED KINGDOM
Doç. Dr. İbrahim KORKMAZ	NİŞANTAŞI UNIVERSITY	TURKEY
Prof. Dr. Nusret Sefa KURALAY	DOKUZ EYLÜL UNIVERSITY	TURKEY
Dr. Recep KURT	MARTUR	TURKEY
Prof. Dr. Tae Hee LEE	HANYANG UNIVERSITY	REPUBLIC OF KOREA
Asst. Prof. Dr. Xianke LIN	UNIVERSITY OF ONTARIO INSTITUTE OF TECHNOLOGY	CANADA
Prof. Dr. Jovanka LUKIC	UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC	SERBIA
Ozan NALCIOĞLU	FORD AUTOMOTIVE INDUSTRY CORP.	TURKEY
Prof. Dr. Henk NIJMEIJER	EINDHOVEN UNIVERSITY OF TECHNOLOGY	NETHERLANDS
Prof. Dr. Valyo NIKOLOV	TECHNICAL UNIVERSITY OF SOFIA	BULGARIA
Prof. Dr. Wojciech SKARKA	SILESIAN UNIVERSITY OF TECHNOLOGY	POLAND
Prof. Dr. Ali SÜRMEN	BURSA ULUDAG UNIVERSITY	TURKEY
Gökhan TUNÇDÖKEN	BOSCH	TURKEY

Ergun TÜRKAY	BUSİAD	TURKEY
Prof. Dr. Deniz UZUNSOY	BURSA TECHNICAL UNIVERSITY	TURKEY
Asst. Prof. Dr. Erdem UZUNSOY	BURSA TECHNICAL UNIVERSITY	TURKEY
Prof. Dr. Yavuz Samim ÜNLÜSOY	MIDDLE EAST TECHNICAL UNIVERSITY	TURKEY
Prof. Dr. Jac WISMANS	SAFETEQ AUTOMOTIVE SAFETY CONSULTING	NETHERLANDS
Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ	BURSA ULUDAG UNIVERSITY	TURKEY
Oya COŞKUNÖZ	COŞKUNÖZ	TURKEY
Prof. Dr. Serdar YÜCESU	GAZİ UNIVERSITY	TURKEY
Prof. Dr. Babür ÖZÇELİK	KONYA TECHNICAL UNIVERSITY	TURKEY
Prof. Dr. Metin ERGENEMAN	ISTANBUL TECHNICAL UNIVERSITY	TURKEY
Prof. Dr. Mustafa GÖKLER	MIDDLE EAST TECHNICAL UNIVERSITY	TURKEY
Ergün GÜRASLAN	FORD AUTOMOTIVE INDUSTRY CORP.	TURKEY
Prof. Dr. Dan SCARPETE	UNIVERSITY DUNAREA DE JOS OF GALATI	ROMANIA
Prof. Dr. Thomas TRÖSTER	UNIVERSITY OF PADERBORN	GERMANY

SPONSORLAR / SPONSORS

Altın Sponsorlar / Gold Sponsors

TOFAŞ TÜRK OTOMOBİL FABRİKASI A.Ş.

Ford FORD OTOSAN

Oyak Renault Otomobil Fabrikaları

Katkıda Bulunan Diğer Sponsorlar / Other Sponsors and Supporters

FEV

ÖNSÖZ / PREFACE

OTEKON2020, 10th International Automotive Technologies Congress was held with online sessions on 6th and 7th of September 2021. It is our pleasure to express gratitude to all those who attended this congress and made this event a great success with about 700 attendees. OTEKON 2020 Virtual Congress was held with technical papers, posters, opening and keynote speeches and virtual exhibitions.

OTEKON2020 Congress was a unique platform to gain an insight on the latest research activities and discuss the trends that related to the latest automotive technologies and their applications especially in automotive industry.

To view and download the papers presented at OTEKON2020 Congress, please use the OTEKON2020 web page, www.otekon.org.

We do express our sincere thanks to all of opening session and keynote speakers, authors presented their works, reviewers, scientific and advisory committee members and sponsors for their great support to make this event a great success. Our special thanks go to BURKON Congress Organization team for their successful organization and assistance in the preparation of the OTEKON2020 proceedings.

It is our great pleasure to invite you to join us for next OTEKON Congress, 11th International Automotive Technologies Congress, OTEKON2024 which will be held on 5th and 6th September, 2024 in Bursa, Türkiye.

Congress Chair
Prof. Dr. Ferruh Öztürk
Automotive Engineering Department
Bursa Uludağ University

Congress Co Chairs

Prof. Dr. Necmettin Kaya
Mechanical Engineering Department
Bursa Uludağ University

Dr. Öğr. Üyesi Erol Solmaz
Automotive Engineering Department
Bursa Uludağ University

BİLİMSEL PROGRAM / SCIENTIFIC PROGRAM

06 SEPTEMBER 2021, Monday

10.00 - 10.20	**Opening Ceremony** Prof. Dr. A. Saim Kılavuz (Uludağ University Rector) Baran Çelik (UİB President / Beyçelik Holding CEO)
10.20 - 12.30	**Keynote Speakers – First Session** Prof. Dr. Henk Nijmeijer (Eindhoven University of Technology Dynamics & Control Group, The Netherlands) Prof. Dr. Thomas Tröster (Paderborn University Institute for Automotive Lightweight Design (LiA) Germany) Prof. Dr. Levent Güvenç (Automated Driving Lab, Ohio State University, USA) Prof. Dr. Orhan Behiç Alankuş (ARPROGED Koordinatörü Okan Üniversitesi, İstanbul) Prof. Dr. Ferit Küçükay (Director, Institute of Automotive Engineering, TU Braunschweig, Germany) Prof. Dr. Serpil Acar (Professor of Design for Injury Prevention Loughborough University England) **Moderator** Doç.Dr. İbrahim Korkmaz (TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., Bursa)
12.30 - 13.00	**Discussions**
13.00 - 13.30	**Lunch**
13.30 - 15.10	**Keynote Speakers** S. Erkan Polat (Vehicle Engineering Director TOFAŞ, Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., Bursa) Tolga Şenoğuz (Product Development Director, FORD OTOSAN, İstanbul) Onur Akkozak (Engineering Director, OYAK RENAULT Otomobil Fabrikaları A.Ş., Bursa) Tuna Arıncı (Manufacturing, Senior Site General Manager, Valeo Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş., Bursa) Engin Meydan (Beyçelik Gestamp A.Ş., General Manager, Bursa)
15.10 - 15.30	**Discussions**
15.30 - 17.30	TECHNICAL SESSIONS
17.45 - 19.45	TECHNICAL SESSIONS

07 SEPTEMBER 2021, Tuesday

09.00 - 10.45	TECHNICAL SESSIONS
11.00 - 12.45	TECHNICAL SESSIONS

13.30 - 15.30	TECHNICAL SESSIONS
15.45 - 17.45	TECHNICAL SESSIONS
18.00 - 20.00	TECHNICAL SESSIONS

BİLDİRİLER / PAPERS

AYRIK AKSTAN HİBRİT BİR PROTOTİP ARACIN ÜRETİMİ VE PROTOTİP TESTLERİ: İKİNCİ KISIM- HİBRİT ENERİ YÖNETİM ALGORİTMALARININ GERÇEK ZAMANLI ŞASİ DİNAMOMETRE TESTLERİYLE SINANMASI 2

SÜRTÜNME KARIŞTIRMA NOKTA KAYNAĞI YÖNTEMİYLE BİRLEŞTİRİLEN AL 5754 SAC MALZEMENİN MİKROYAPI ÖZELLİKLERİNİN ARAŞTIRILMASI 21

DİREKT ENJEKSİYONLU MOTORLARDA İS SINIRINDA DOĞALGAZ İLAVESİNİN MOTOR KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ.....30

HOMOJEN ŞARJLI SIKIŞTIRMA ATEŞLEMELİ MOTORDA CNG VE CNG-HİDROJEN KARIŞIMLARI İÇİN MOTOR KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ 40

NUMERICAL INVESTIGATION OF EFFECTS OF CNG AND CNG-HYDROGEN MIXTURES ON HOMOGENEOUS CHARGE COMPRESSION IGNITION ENGINE CHARACTERISTICS 41

GÖZ ALMAYAN UZUN HÜZME FARLAR İÇİN GERÇEK ZAMANLI GECE VAKTİ ARAÇ TESPİT VE TAKİP SİSTEMİ 51

HANDLING DYNAMICS OF MOTOR GRADERS 57

KINEMATIC MODELLING AND SIMULATION OF A SPECIAL DOUBLE WISHBONE SUSPENSION AND STEERING SYSTEM FOR HEAVY VEHICLES 67

AĞIR HİZMET ARACI FREN DİSKİ SOĞUMA KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ.....79

RAMOR 500 VE RAMOR 550 ZIRH ÇELİKLERİNİN BALİSTİK PERFORMANSLARININ İNCELENMESİ 88

MASS, CENTER OF BALANCE AND UNBALANCE PREDICTION OF AN ASYMMETRICAL CLUTCH COVER WITH STAMPING SIMULATION 98

UP-HEAT TEMPERATURE REDUCTION OF AIR INTAKE SYSTEM AT HEAVY COMMERCIAL VEHICLES.....105

DİZEL ENJEKTÖR MEME GEOMETRİSİNİN KURUMLAŞMA OLGUSUNA ETKİSİNİN İNCELENMESİ.....112

DİRENÇ PUNTA KAYNAK ROBOTLARINDA KSR VE IQR (ADAPTİF PUNTA) MODUN SPOT PUNTA PERFORMANSININ KARŞILAŞTIRILMASI 119

FRICTION PROPERTIES OF PLASMA SPRAY COATED DISCS FOR REGENERATIVE BRAKE SYSTEMS.....129

İNŞAAT KAMYONU KABİN SÜSPANSİYONLARINDA KULLANILAN TORSİYON MİLİNİN YAPISAL ANALİZİ VE DENEYSEL DOĞRULAMASI 136

OTOMOBİL ÇARPMA KUTUSU VE TAMPON RAYI GELİŞTİRME SÜRECİ.....145

UZATARAK BÜKME YÖNTEMİYLE OTOMOTİV PARÇASI TAMPON RAYINDA ŞEKİLLENDİRME SÜRECİNİN GELİŞTİRİLMESİ 153

ÇİNKO KAPLI SACLARLA SIZDIRMAZ YAKIT DEPO İMALATI İÇİN KAYNAK YÖNTEMLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ 162

PLASTİK PARÇALARIN ÜRETİLMESİNDE GÖRÜLEN SAPMA SORUNLARININ PARÇA KALİTESİNE ETKİLERİ VE PROBLEMİN ÇÖZÜMÜ İÇİN İYİLEŞTİRME ADIMLARI 170

FULL VEHICLE MODELING OF AN 8X8 VEHICLE FOR SAFETY CRITICAL ASYMMETRIC BRAKING PHENOMENON 181

PVD KAPLAMA METODU İLE FARKLI ALAŞIMLAR KULLANILARAK ALTERNATİF RENKLERDE REFLEKTÖR İÇEREN VE ECE AYDINLATMA REGÜLASYONLARINA UYGUN ARKA STOP ÜRETİLMESİ 192

BENZİNLİ MOTORLARDA KİRLETİCİ EMİSYONLAR İLE POLİHALKALI AROMATİK HİDROKARBON (PAH) EMİSYONLARININ SOĞUKTA İLK ÇALIŞMA DURUMU İÇİN TESPİTİ.....206

ALÜMİNYUM EKSTRÜZYONUNDA ENİNE VE BOYUNA KAYNAMANIN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ İLE İNCELENMESİ 216

DESIGN OF AN INNOVATIVE AND LIGHT WEIGHT STAB BAR BUSHING 224

MOTOR BRAKETİ YAPISAL ANALİZ İLE TİTREŞİM YORULMASI KAYNAKLI DAYANIMLARININ BELİRLENMESİ 229

GAZETELİK SACININ OPTİMUM BOYUTLARININ BULUNMASI 236

OPTIMIZATION OF MOLDING PARAMETERS BY TAGUCHI METHOD TO MINIMIZE WARPAGE AND SINK MARKS 243

EKY YÖNTEMİNİN KENARLAMA ZIMBASININ AŞINMA DAYANIMINI ARTTIRMAK AMACIYLA KULLANILMASI 255

OTOMOTİVDE KULLANILAN POLİMERLERE FARKLI DOLGULARIN ETKİLERİNİN İNCELENMESİ 261

YENİ NESİL TBF VE HSLA300 SAC METAL ÇİFTLERİNİN PUNTA KAYNAK ÖZELLİKLERİNİN İNCELENMESİ 266

OTOMATİZE EDİLMİŞ MANUEL ŞANZIMAN KONTROLÜ 274

OPTIMAL INDENTATION PATTERN DESIGN OF THIN PLATES FOR INCREASED BAND GAP 279

ELEKTRONİK KONTROLLÜ POWER SHUTTLE SİSTEMİNİN MODEL TABANLI YAZILIM GELİŞTİRME ÇALIŞMASI 284

YENİ NESİL ELEKTRİKLİ OTOBÜSÜN ŞASİ DİNAMOMETRELİ KLİMATİK TEST ODASI ORTAMINDA ENERJİ TÜKETİM ÖLÇÜM ÇALIŞMALARI 292

IMPROVEMENT OF EXCAVATOR BOOM 304

POWERTRAIN SIZING AND DRIVE LINE OPTIMIZATION OF A FORMULA STUDENT ELECTRIC CAR 314

ROAD GRADE ESTIMATION FOR A MOTOR GRADER 320

AUTOMATIC TEST CASE GENERATION AND VALIDATION FOR EMBEDDED SOFTWARE BASED ON EULERIAN PATHS 330

VİTES KUMANDA MEKANİZMASI KABLOLARI ŞANZIMAN BAĞLANTI ELEMANIN DENEYSEL VE FEM MODAL ANALİZ KORELASYONU 341

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF THE CORRELATION BETWEEN THE CLOSING FORCE AND THE REMAINING STRESS ON TWIN TUBE SHOCK ABSORBER ENDURANCE 350

STUDY ON LEAD SCREW DESIGN PARAMETERS FOR INFINITE CHECK ARM OF VEHICLE DOOR 357

UNCERTAINTY EVALUATION OF LASER TRACKER SYSTEM AND COORDINATE MEASURING MACHINE FOR LIGHT COMMERCIAL VEHICLE BIW MEASUREMENT 363

CHEST INJURY CRITERIA INVESTIGATION ON HYBRID III AND THOR DUMMIES 374

SİLİNDİR İÇİ YANMA HAD ANALİZİ İLE ÇİFT BUJİ ATEŞLEMELİ TİCARİ BİR MOTORDA BENZİN, CNG VE LPG KULLANIMININ PERFORMANS VE EMİSYONLARA ETKİLERİNİN İNCELENMESİ 382

ANN DRIVER MODEL BASED ON SEAT TO HEAD TRANSMISSIBILITY 393

AUTOMATED DRIVING ARCHITECTURE AND OPERATION OF A LIGHT COMMERCIAL VEHICLE 400

TERMAL GENLEŞME KATSAYISININ FARKLI SERTLİKTEKİ TABİİ KAUÇUK KOMBİNASYONLARI İLE VULKANİZE EDİLMİŞ TEST NUMUNELERİNİN MEKANİK ÖZELLİKLERİNE OLAN ETKİSİNİN İNCELENMESİ 411

OTOMOTİV ENDÜSTRİSİNDE KULLANILAN EN-AW-6082 ALÜMİNYUM ALAŞIMININ YORULMA DAYANIMININ VE ARTIK GERİLMELERİNİN DERİN OVALAMA YÖNÜNE BAĞIMLILIĞININ İNCELEMESİ 418

TİCARİ BİR ARAÇ RADYATÖRÜ İÇİN GERÇEKLEŞTİRİLEN HIZLANDIRILMIŞ TİTREŞİM TESTİ METODOLOJİSİ 425

DOĞAL GAZ VE BENZİN YAKITLARININ TEK SİLİNDİRLİ BİR DENEY MOTORUNDA İNCELENMESİ 432

REAR WHEEL STEERING ASSIST IN COLLISION AVOIDANCE 440

RIDE COMFORT PARAMETER OPTIMIZATION OF AN 8X8 MILITARY VEHICLE 450

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL STUDY ON HYBRID FIBER COMPOSITE DRIVE SHAFT FOR AUTOMOTIVE INDUSTRY460

ELEKTRİKLİ ARAÇ TASARIMINDA MOTORUN BOYUTLANDIRILMASI 468

ISO-26262 STANDARTINA GÖRE FONKSİYONEL GÜVENLİK UYUMLU YAZILIM GELİŞTİRME....474

SHAPE OPTIMIZATION OF METAL BUMPER BEAMS UNDER LOW-VELOCITY IMPACT....481

SAYISAL BENZETİM YÖNTEMİ YARDIMIYLA 7/16 UNF YUVARLAK KAYNAK SOMUNUNUN SOĞUK DÖVME YÖNTEMİYLE ÜRETİLEBİLİRLİĞİNİN İNCELENMESİ....492

ARAÇ KABİNİ İÇERİSİNDE HAVANIN ÇIKIŞ KONUMUNUN ISIL KONFORA OLAN ETKİSİ....497

OTONOM ARAÇLARDA MÜŞTERİ BEKLENTİLERİNİ KARŞILAYAN ÖN KOLTUK GELİŞTİRİLMESİ....505

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF SOME STRUCTURAL PARAMETERS OF AUTOMOTIVE SEAT COVER WOVEN FABRICS ON FRICTION PROPERTIES....516

HİDROJEN ENERJİLİ ARAÇLARDA KULLANILAN PEM YAKIT PİLİNİN MANİFOLD SİSTEMİNİN AKIŞ VE TERMAL PERFORMANSA ETKİSİNİN İNCELENMESİ....522

KULLANICI ODAKLI AKILLI VE YALIN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM PROGRAMI ÇİZEN İÇİN E-KATALOG UYGULAMASI....531

ELEKTRİKLİ OTOBÜSLERDE KULLANILAN HIZLI ŞARJ SİSTEMLERİ....540

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF GEOMETRIC DEFECTS GENERATED VIA LASER METAL DEPOSITION....550

CRASH PERFORMANCE COMPARISON OF AA 2024 AND DP 590 VEHICLE FRONT RAILS....558

PLASTİK VE KAUÇUK MALZEME MODEL PARAMETRELERİNİN YAPAY SİNİR AĞLARI İLE BELİRLENMESİ....562

SAC KALIP/ FİKSTÜR TASARIMINA YÖNELİK KULLANICI ODAKLI AKILLI VE YALIN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM PROGRAMI ÇİZEN İÇİN MODÜLER TASARIM....572

TERMOPLASTİK PREPREG BAZLI KAMYON KOLTUĞU TASARIMI VE ANALİZİ....583

CO_2 LASER DRILLING PROCESS PARAMETERS OF ALUMINUM ALLOYS FOR SURFACE ROUGHNESS....593

DAMPER TUNING IN FREQUENCY DOMAIN FOR A TRAILING ARM TYPE TRACKED VEHICLE SUSPENSION....601

OTOMOTİV ENDÜSTRİSİ PRES HATTI DIŞ KAYNAK KULLANIMI ÇALIŞMASINDA TEDARİKÇİ SEÇİMİ....608

STRATEJİK ÖNEME SAHİP NADİR TOPRAK ELEMENTLERİN (NTE) ELEKTRİKLİ ARAÇLARDA KULLANIMI....618

8X8 TAKTİK TEKERLİKLİ BİR MUHAREBE ARACINI SOĞUKTA ÇALIŞTIRMA TESTLERİ VE ÖN ISITMA SİSTEMİ OPTİMİZASYONU....622

AYRIK AKSTAN HİBRİT BİR PROTOTİP ARACIN ÜRETİMİ VE PROTOTİP TESTLERİ: BİRİNCİ KISIM- BİLEŞENLERİN KARAKTERİZASYONU VE ŞASİ DİNAMOMETRE TESTİNİN HAZIRLANMASI....629

THE EFFECT OF IGNITION ADVANCE FOR GASOLINE-METHANE MIXTURE ON DUAL SEQUENTIAL ENGINE PERFORMANCE AND EMISSION CHARACTERISTICS....639

HYBRID QUENCHING METHOD FOR HOT STAMPING PROTOTYPE PROCESS....649

THE EFFECT OF SPRAY PARAMETERS ON THE COOLING RATE OF HIGH STRENGTH STEEL 22MNB5....659

HAFİF TİCARİ ARAÇLAR İÇİN KONFOR KANALLI AMORTİSÖRLERİN TAŞIT KONFORUNA ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI....668

PCB MATERIAL AND HEAT SHIELD EFFECT ON THE LEDS THERMAL PERFORMANCE IN THE AUTOMOTIVE LIGHTING SYSTEMS....677

VISCOELASTIC MATERIAL MODELLING OF NATURAL RUBBER USING RELAXATION TEST....687

DÖVME PARAMETRELERİNİN OTOMOTİV KAPI MENTEŞESİNİN MEKANİK ÖZELLİKLERİNE VE PRES KALIP ÖMRÜNE ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI....694

COMPARISION BETWEEN TWO DIFFERENT TYPES OF SOLENOIDS DESIGNED FOR AUTOMOTIVE LATCH APPLICATION 702

BİR ŞEHİR İÇİ OTOBÜSÜN MOTOR ODASINDAN YAYILAN YAPISAL VE HAVA KAYNAKLI GÜRÜLTÜNÜN AZALTILMASI .. 707

IMPROVEMENT OF VIBRATION DAMPING PERFORMANCE FOR AUTOMOBILE CLUTCHES 717

DESIGN VERIFICATION OF THE VEHICLE DEVELOPED FOR THE AMERICAN MARKET ACCORDING TO FMVSS-305 REGULATION WITH VIRTUAL ANALYSIS 725

AUTONOMOUS PARALLEL PARKING PATH PLANNING OF A FOUR-WHEEL STEERED VEHICLE AND RELATED PARAMETERS 740

LOOSENING BEHAVIOUR OF CONICAL WASHER USAGE IN BOLTED JOINTS UNDER VIBRATION 749

KANO METODU İLE OTOMATİK KATLANIR DIŞ DİKİZ AYNASININ MÜŞTERİ ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN İNCELENMESİ 756

OPTIMIZATION OF OVERLAP LASER WELDING PROCESS PARAMETERS IN DP1200 SHEET STEEL USED IN AUTOMOTIVE INDUSTY 762

KARDAN MİLİ ÜZERİNDEN SICAKLIK VE TORK VERİSİNİN GERÇEK ZAMANLI TAKİBİ İÇİN HARİCİ SİSTEM TASARIMI 769

TICARI ARAÇ KARDAN MILLERINDE KULLANILAN AKUSTIK MALZEMELI SES DAMPERLERININ SES YUTUM ÖZELLIKLERININ GÜRÜLTÜ KARAKTERISTIĞI ÜZERINE ETKISI 777

KINEMATIC & COMPLIANCE CORRELATION OF STEERING ANALYSIS OF A PASSENGER VEHICLE 787

ESTIMATION OF BATTERY STATE OF CHARGE USING ARTIFICIAL NEURAL NETWORK IN AN ELECTRIC VEHICLE SYSTEM 791

İKİZ KARDAN MAFSALLI KARDAN MİLLERİNDE SAPMA AÇISININ HIZ DÜZGÜNSÜZLÜĞÜNE ETKİSİ 798

RESEARCH OF BULKHEAD PRODUCTS FOR CUSTOMER SATISFACTION 806

INTERIOR LIGHTING TECHNOGIES AND LIGHTING PERFORMANCE STUDY OF AN INTERIOR LIGHTING COMPONENT .. 823

UNDER-ENGINE SHIELD DESIGN AND ANALYSIS IN NEW PRODUCT DEVELOPMENT PHASE 832

ADVANCED ALUMINUM ALLOYS USED IN LAND COMBAT VEHICLE APPLICATIONS 840

ISITMA VE SOĞUTMA ÖZELLİKLİ ORTA KONSOL TASARIMI VE MÜŞTERİ DENEYİMİ ARAŞTIRMASI 845

VERSİYON LOKMALARI KULLANARAK ÜRÜN ÇEŞİTLİLİĞİNİN DAHA AZ SAYIDA KALIP İLE YÖNETİLMESİ 851

AERODYNAMIC INVESTIGATION OF AN E-SCOOTER & RIDER SYSTEM THROUGH COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS APPROACH 856

KABLOSUZ ŞARJ ÜNİTESİ KURULUMU & TASARIM KRİTERLERİ 866

EV ENERGY AND THERMAL MANAGEMENT THE USE OF DIGITAL TWINS TO ACCELERATE THE DESIGN AND VALIDATION 871

RETROFITTING LIGHT COMMERCIAL VEHICLE WITH IN-WHEEL E-DRIVE AND SUSPENSION SYSTEMS 882

HVAC İÇ ISI DEĞİŞTİRİCİSİ IÇIN YENI PERFORMANS DOĞRULAMA SÜRECİ 891

MISALIGNED ADAPTATION TOOL DEVELOPMENT FOR A DYNAMIC TEST BENCH 899

BENZİNLİ BİR BİNEK ARACIN GERÇEK SÜRÜŞ EMİSYONLARININ VE ŞEHİR MERKEZLERİNDEKİ ETKİSİNİN İNCELENMESİ 907

TASARIMI GERÇEKLEŞTİRİLEN MEKANİK KONTROLLÜ VE FİŞEK REZİSTANS KONTROLLÜ TERMOELEMANLARIN PERFORMANS ANALİZİ 916

TAKVİYELİ ALÜMİNYUM KARE TÜPLERİN ENERJİ ABSORBE ETME KABİLİYETİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ 923

INTRODUCING STANDARD DEFINITION DIGITAL MAPS TO AUTONOMOUS LANE CENTERING TO IMPROVE FRONT CAMERA FUNCTIONALITY 934

COMPARISON OF ACCELERATED AGING TEST AND NATURAL AGING PERFORMANCE ON VEHICLE BODY PAINT 946

YAKIT HATLARINDAKİ VİBRASYON AZALTIMI İÇİN YAPILAN DENEYSEL ÇALIŞMALAR 955

BİR KARDAN MİLİNİN KRİTİK HIZ LİMİTİ ARTIRIMI VE AĞIRLIK AZALTIMI ESASLI TASARIMI VE İMALATI 963

PREDICTIVE MODELING BASED ON ANGULAR VARIATIONS OF YIELD STRESS RATIOS AND LANKFORD PARAMETERS FOR DP800 STEEL 974

TRIZ 'İN OLASI UYGULAMASININ OTOMOTİV ENDÜSTRİSİNE SAĞLAYACAĞI AVANTAJLARIN OYAK-RENAULT BAĞLAMINDA İNCELENMESİ 980

COMPARISON OF REVERBERATION CABIN AND IMPEDANCE TUBE MEASUREMENTS 987

OTOMOBİLLERDE ÖN CAM BUZ ÇÖZME PROSESİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ 995

KINEMATIC AND DYNAMIC ANALYSIS OF PUSH ROD VALVE TRAIN SYSTEM 1003

TARIMSAL TRAKTÖRLERDE ASİMETRİK FRENLEME İLE DİNAMİK KARARLILIK PARAMETRELERİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ 1014

AUTOMATION OF EXTERIOR PANEL DENT RESISTANCE SIMULATIONS 1026

EFFECTS OF DIFFERENT ELECTRODE NOSE TYPES ON TENSILE STRENGTH OF THE RESISTANCE SPOT WELDING: A NUMERICAL INVESTIGATION 1037

THE INVESTIGATION OF CHEMICAL FOAMING PROCESS BY COMPUTED TOMOGRAPHY FOR INJECTION MOLDED AUTOMOTIVE PLASTIC COMPONENTS 1044

PREDICTION OF EARING PROFILE IN CUP DRAWING TEST USING HILL48 CRITERION 1051

BATTERY THERMAL ANALYSIS METHODOLOGY: CELL TO PACKAGE 1058

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF THE AIR/FUEL RATIO IN A NATURAL GAS POWERED CONVERTED COMPRESSION IGNITION ENGINE 1065

ARAÇ İKLİMLENDİRME SİSTEMİNDE TERS AKIŞLI DAHİLİ ISI DEĞİŞTİRİCİ EŞANJÖRÜNDE BASINÇ KAYBI-ISI TRANSFER VERİMİ İNCELENMESİ VE HAD YÖNTEMİ ANALİZLERİ İLE TEST KORELASYONLARI 1073

4 SİLİNDİRLİ HİBRİT ARAÇLARDA HAVA EMİŞ VE EGZOZ SİSTEMLERİNİN GT-POWERDA TEK BOYUTLU OLARAK MODELLENMESİ, BASINÇ KAYBI VE AKUSTİK ANALİZLERİNİN İNCELENMESİ 1083

STATISTICAL PROCESS CONTROL EMBEDDED ADAPTIVE CLOSED LOOP CONTROL APPROACH FOR RIVETING PROCESS 1096

POWER DIODE TYPES USED IN 12V AUTOMOTIVE ALTERNATORS AND IMPACTS ON ALTERNATOR PARAMETERS 1108

YAKIT HÜCRELİ ELEKTRİKLİ ARAÇ (FCEV) TEKNOLOJİSİ VE ARAÇ MİMARİSİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ 1120

DEVELOPMENT OF AN AD-HOC CO-SIMULATION PLATFORM FOR LEVEL 3 AUTONOMOUS VEHICLE TESTING 1129

VIBRATION FATIGUE DAMAGE ESTIMATION AND EVALUATION OF DAMAGE MODELS IN METALLIC STRUCTURES 1140

EGZOZ ISIL GERİ KAZANIM SİSTEMİNİN ARACA UYGULANMASI 1151

PİEZO-TETİKLEMELİ SUPAP TAHRİK SİSTEMİNİN SAĞLADIĞI VOLUMETRİK VERİM ARTIŞININ DENEYSEL TESPİTİ 1157

KISMİ ESNEK SİLECEK MEKANİZMASININ DİNAMİK PERFORMANSININ İNCELENMESİ 1167

ELEKTRİKLİ ARAÇLAR İÇİN DEĞİŞKEN MANYETİK ALANLI TEKERLEK İÇİ ELEKTRİK MOTORU MİMARİSİ İLE SÜREKLİ DEĞİŞKEN GÜÇ AKTARMA ORGANINA SAHİP MİMARİNİN KARŞILAŞTIRILMASI 1176

HIGH-ORDER NOISE SOURCE LOCALIZATION ON ECCENTRIC TOP COVER OF A DIESEL ENGINE 1186

INVESTIGATION OF WEATHERING & PERMANENT SET EFFECTS ON ACOUSTICS OF VEHICLE SEALING SYSTEMS.....1194

TAM ELEKTRİKLİ ARAÇLARIN OTOMOBİL MİMARİSİNE ETKİLERİ 1203

BASINÇSIZ DÖKÜM YÖNTEMİNİN SUSUZ BORAKS KATKILI ALÜMİNYUM ALAŞIMLI KOMPOZİT MALZEMENİN MEKANİK ÖZELLİKLERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ 1214

BİR AĞIR VASITA ARACININ SU GENLEŞME DEPOSUNUN DAYANIMININ GEOMETRİK YÖNDEN İNCELENMESİ 1225

EFFECT OF BATTERY MODULE ON THE BODY-IN-WHITE GLOBAL STATIC STIFFNESS AND MODAL FREQUENCY FOR TYPICAL SEDAN CLASS ELECTRIC VEHICLE 1234

BİYODİZEL YAKITLARA İLAVE EDİLEN NANO-PARTİKÜL MADDELERİN MOTOR PERFORMANSI VE EMİSYONLARINA ETKİSİ 1244

INVESTIGATION OF NUMERICAL ANALYSIS AND EXPERIMENTAL STUDY OF A BULB VERSION FOG LAMP 1255

NONLINEAR FINITE ELEMENT ANALYSIS OF EPDM RUBBER TAILGATE AND DOOR GROMMET TO DETERMINE OPTIMIZED AUTOMATIVE GROMMET DESIGN 1265

INVESTIGATION OF WOVEN FABRIC DEFORMATION IN AUTOMOTIVE SEAT COVER FORM 1275

EGZOZ MANİFOLD MALZEMESİ OLARAK GELİŞTİRİLMİŞ YÜKSEK SİLİSYUMLU SÜNEK DÖKME DEMİRLERİN MİKROYAPISAL VE ISIL ÖZELLİKLERİNİN İNCELENMESİ.....1285

EGZOZ MANİFOLD MALZEMESİ OLARAK GELİŞTİRİLMİŞ YÜKSEK SİLİSYUMLU SÜNEK DÖKME DEMİRLERİN OKSİDASYON ÖZELLİKLERİNİN İNCELENMESİ.....1292

COMPARING THE PRODUCTON SPEED OF AUTOMOBILE PARTS PRODUCED BY SLA METHOD WITH FDM,SLS AND MJF METHODS 1298

ELEKTRİKLİ BİR TİCARİ ARAÇTA MÜŞTERİ KULLANIMINA BAĞLI MENZİLE ETKİ EDEN PARAMETRELERIN MAKİNE ÖĞRENMESİ YAKLAŞIMI İLE ANALİZİ 1302

TAM ELEKTRİKLİ VE DİZEL YAKIT KULLANAN HAFİF TİCARI ARAÇLARIN ENERJİ TÜKETİMİ YÖNÜNDEN KIYASLANMASI 1312

ELECTRIFIED AUXILARY SYSTEM DEMAND CONTROL OF A HYBRID ELECTRIC REFUSE TRUCK 1318

TÜRKİYE YENİ ARAÇ MARKETİNDEKİ TÜKETİCİ TERCİH DEĞİŞİMİ 1328

ARAÇ ÖN FARINDA YOĞUŞMA PROBLEMİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR MEKANİĞİ ANALİZİ İLE ÇÖZÜMLENMESİ VE TASARIMA ETKİSİ.....1336

TAILGATE KULLANIMI VE DOĞRULANMASINDA MAKİNE ÖĞRENME KULLANIMI 1347

TİCARİ ARAÇLARDA ÇOK FONKSİYONLU ÖN AYDINLATMA ÜNİTESİ TASARIMI 1353

ASSESSMENT ON HYBRIDIZATION OF HEAVY-DUTY LONG-HAUL DIESEL TRUCK POWERTRAIN.....1359

DEVELOPMENT OF POLYPROPYLENE COMPOSITE MATERIALS WITH ANTIBACTERIAL PROPERTIES 1365

YOLCU KOLTUĞU ŞASESİNİN FARKLI MALZEMELER KULLANILARAK SONLU ELEMANLAR METODU İLE HAFİFLETİLMESİ 1369

PLASTİK DIŞ BORUYA SAHİP BURÇLARDA VULKANİZASYON SONRASI OLUŞAN OVALİTE PROBLEMİNİN TERMAL ANALİZ İLE TESPİTİ.....1378

FARKLI ÇALIŞMA YÖNLERİNDE, BİRDEN FAZLA SERTLİKTE KAUÇUK İÇEREN TİTREŞİM SÖNÜMLEYİCİ BURÇ GELİŞTİRİLMESİ 1387

ŞEHİRLERARASI YOLCU OTOBÜSLERİ İÇİN DÖNER MEKANİZMAYA SAHİP HOSTES KOLTUĞU GELİŞTİRİLMESİ 1397

INVESTIGATION OF COMFORT CONCEPT IN VEHICLES AND TIRE FORCES AFFECTING VEHICLE DYNAMICS 1405

DETERMINATION THE EFFECT OF WEATHER-STRIP COATING APPLICATION CONDITIONS ON COATING PERFORMANCE BY USING EXPERIMENTAL DESIGN 1411

TYPE OF GEOMETRY PARAMETERS IN TIRE UNIFORMITY 1418

DESIGN AND PARAMETER OPTIMIZATION OF SINGLE AND TWO-SPEED TRANSMISSIONS FOR ELECTRIC CARS 1423

SÜREKLİ DEĞİŞKEN SUPAP ZAMANLAMASI İÇİN KULLANILAN PİEZO EYLEYİCİ ELEKTRONİK SÜRÜCÜSÜNÜN BİR MOTOR ÜZERİNDE UYGULANMASI 1430

AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF VARIOUS SOLID LUBRICANTS ON THE TRIBOLOGICAL PERFORMANCE OF BRAKE PADS 1440

A COMPARATIVE STUDY BETWEEN TPE AND EPDM SEALING MATERIALS ON MECHANICAL AND ACOUSTIC CHARACTERISTICS 1447

KOLEMANİT DOLGU MİKTARININ POLİAMİD-6.6 MALZEMESİNİN TRİBOLOJİK ÖZELLİKLERİNE ETKİSİ 1457

NEW DESIGN SECURITY MEASURES FOR AUTONOMOUS VEHICLES AGAINST CYBER SECURITY RISKS 1466

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF HIGH VOLTAGE DIRECT CURRENT VOLTAGE RIPPLE IN BATTERY ELECTRIC VEHICLES 1477

ENERGY BENEFIT ANALYSIS OF INDEPENDENT TORQUE VARIATION IN FULLY ELECTRIC OFF-ROAD TRACKED VEHICLES 1489

DEVELOPMENT OF LONG JUTE FIBER REINFORCED POLYPROPYLENE COMPOSITES FOR AUTOMOTIVE INTERIOR TRIM PARTS 1498

TIMER CONTROLLER: RELIABILITY AND PERFORMANCE ANALYSIS OF TIME TRIGGERED SCHEDULER SPECIFIC USE CASE 1507

DETERMINATION THE EFFECT OF INJECTION MOLDING PROCESS PARAMETERS ON EPDM-TPE BONDING PERFORMANCE 1513

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF METAMATERIAL ACOUSTIC EFFICIENCY 1519

KANO MODEL IN THE R&D DEPARTMENT OF THE AUTOMOTIVE SECTOR 1525

OTOMOTİV INFOTAINMENT TESTLERİNDE GÖRÜNTÜ İŞLEME TEKNİKLERİNİN KULLANIMI 1529

OTOMOBİL YAN SİNYAL LAMBASININ LED SÜRÜCÜ KARTINA AİT İLETİLEN EMİSYON TESTİNİN MODELLENMESİ VE BENZETİMİ 1536

ÜÇÜNCÜ NESİL ÇELİKLERİN NOKTA DİRENÇ KAYNAĞINDA SIVI METAL KIRILGANLIĞI 1546

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF HELIX ANGLE AND INLET VELOCITY ON COLLECTION EFFICIENCY IN AN AXIAL CYCLONE SEPARATOR 1556

DERİN ÖĞRENME TABANLI MODEL İLE LİTYUM-İYON BATARYANIN KALAN KULLANIM ÖMRÜNÜN TAHMİNİ 1566

OTOMOBİLDE MODÜLERLİK YAKLAŞIMI İLE KOMPOZİT MALZEMENİN OTOMOBİL YEDEK LASTİK BÖLGESİNDE YENİDEN TASARIMI 1575

QFD METODU İLE TİCARİ ARAÇLARDA KAPI KOLU TASARIMININ MÜŞTERİ ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN İNCELENMESİ 1582

ÇEŞİTLİ GEOMETRİK TASARIMLARLA OTOMOTİV AYDINLATMALARINDA KULLANILAN IŞIK KILAVUZLARINDA IŞIK PARLAMA NOKTALARIN İYİLEŞTİRİLMESİ 1589

ASKERİ PALETLİ ARAÇLARIN SÜSPANSİYON SİSTEMİ TASARIMI VE ANALİZİ 1596

ASKERİ ARAÇLARDA BELİRLİ YÜKSEKLİKTEKİ PATLAYICI ŞOK DALGA ETKİSİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ 1607

YÜKSEK BASINÇLI DÖKÜM YÖNTEMİ İLE ÜRETİLEN SİLAFONT-36 PARÇALARININ ISIL İŞLEM PERFORMASLARININ İNCELENMESİ 1613

ÇİNKO GALVANİZ KAPLAMALI YENİ NESİL ÇELİKLERDE GÖRÜLEN SIVI METAL KIRILGANLIĞINI OLUŞTURAN VE ETKİLEYEN FAKTÖRLER 1619

OTOMOTİV SEKTÖRÜNDE TEL BESLEMELİ EKLEMELİ İMALAT İLE ANALİZ VE DOĞRULAMA ÇALIŞMASI 1627

OPTIMAL CONTROLLER AND OBSERVER DESIGN FOR ACTIVE SUSPENSION SYSTEMS 1635

NUMERICAL SOLUTION OF WATER DROPLET MOTION IN A FUEL CELL CHANNEL WITH TWO OUTLETS USING VOF METHOD 1642

OTOMOBİLLERDE AKTİF ÖN IZGARA SİSTEMİNİN AERODİNAMİK AÇIDAN NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ 1653

GLOBAL SKYHOOK AND GROUNDHOOK CONTROL OF VEHICLE WITH SEMI-ACTIVE DAMPERS 1664

OBTAINING HEMATITE FROM DOMESTIC SCALE (IRON OXIDE) AND SYNTHESISE IT WITH STRONTIUM CARBONATE AND PRODUCE STRONTIUM HEXAFERRITE BASED FERRITIC MAGNET POWDER 1675

ELECTRIC BATTERY TESTS ON E-DYNAMIC SHAKER SYTEM 1683

POSTERLER / POSTERS

BİR OTOMOBİL GERİ SİS LENSİ ÜZERİNDE KARŞILAŞILAN AKIŞ BİRLEŞME İZİNİN ÇİZGİSİNİN ORTADAN KALDIRILMASI 1692

ROTİLLİ KOL PARÇASINA ETKİYEN KUVVETLERİN TESPİTİNDE SANAL STRAIN GAUGE UYGULAMASI VE STRAIN GAUGE KONUMLARININ DOĞRULANMASI 1697

GOOGLE'DA YAPILAN ARAMALARLA OTOMOBİL VE HAFİF TİCARİ ARAÇ SATIŞLARI ARASINDAKİ İLİŞKİNİN İNCELENMESİ 1704

HAND GESTURE RECOGNITION TECHNOLOGIES AND HUMAN-CAR INTERACTION APPLICATION 1708

BİLDİRİLER / PAPERS

AYRIK AKSTAN HİBRİT BİR PROTOTİP ARACIN ÜRETİMİ VE PROTOTİP TESTLERİ: İKİNCİ KISIM- HİBRİT ENERİ YÖNETİM ALGORİTMALARININ GERÇEK ZAMANLI ŞASİ DİNAMOMETRE TESTLERİYLE SINANMASI

S. Çağlar Başlamışlı[1], Bayramcan İnce[2]
[1,2] Hacettepe Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Müh. Böl., ANKARA
[1] Correponding Author: S. Çağlar Başlamışlı, scaglarb@hacettepe.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada, üç tekerlekli, ön tekerlekleri elektrikli jant motorlu, arka tekerleği içten yanmalı motor tahrikli, paralel hibrit mimariye sahip bir taşıt üretilmiştir. Kural ve optimizasyon tabanlı tasarlanan hibrit enerji yönetim algoritmaları kodlanmıştır. Kural tabanlı olarak Sınırlandırılmış Termostat ve Maksimum Batarya Doluluk Oranı kontrol stratejileri, Optimizasyon tabanlı kontrol algoritması olarak da Eşdeğer Enerji Minimizasyon Yöntemi uygulanmıştır. Çalışma içerisinde, basitleştirilmiş bir sürüş çevrimi türetilmiştir. Kontrollü deneylerin yapılabilmesi dinamometre deney düzeneği üzerinde özgün bir test prosedürü geliştirilmiştir. Test esnasında içten yanmalı motorun ve elektrikli jant motorlarının (sökülüp paralel bir araca monte edilerek) dinamometre tamburlarının eş zamanlı olarak tahrik etmesi mümkün kılınmıştır. Deneysel bulgular sonucunda hibrit enerji yönetim kontrol algoritmaları % 10 ile % 25 arasında yakıt ekonomisi sağlamıştır. Aynı zamanda, optimizasyon tabanlı kontrol algoritmasında, kural tabanlı kontrol algoritmalarına göre daha iyi yakıt tasarrufu sağlayan sonuçlar elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Ayrık akstan hibrit araç, Hibrit enerji yönetim sistem algoritmaları, Gerçek zamanlı deney

PRODUCTION AND PROTOTYPE TESTING OF SPLIT-PARALLEL THROUGH-THE-ROAD HYBRID ELECTRIC VEHICLE: PART II- REAL-TIME TESTING OF HYBRID ENERGY MANAGEMENT ALGORITHMS WITH CHASSIS DYNAMOMETER

ABSTRACT

In this study, a three–wheeled parallel hybrid vehicle with electric hub motors at the front wheels and an internal combustion engine driven rear wheel has been constructed. Rule and optimization based of the hybrid energy management system algorithms designed have been coded to the vehicle control computer of this vehicle. Constrained Thermostat, Maximum SOC of Battery control strategies (Rule-based) and Equivalent Consumption Minimization Strategy (Optimization based) have been implemented. A simplified driving cycle has been obtained. In order to carry out controlled experiments, a unique test procedure has been developed on the dynamometer test setup. During the tests, internal combustion engine and electric hub motors (which were disassembled and mounted to a separate vehicle chassis) were made to drive dynamometer drums simultaneously.

Keywords: Through-the-road hybrid vehicle, Hybrid energy management system algorithms, Real-time experiment

1. GİRİŞ

Artan taşıt sayıları ve buna bağlı olarak artan emisyon değerleri ve petrol tabanlı yakıt kaynaklarının azalmasının sonucunda çok düşük veya sıfır emisyon düzeylerine ulaşabilecek sistemlere olan ihtiyaç her geçen gün artmaktadır. Bu bağlamda, hibritleştirme derecesine bağlı olarak, içten yanmalı motorun bir elektrik motoruyla birleştirilmesi –hibridizasyon-, yakıt tüketimi ve emisyon değerlerini azaltacağı gibi performans gereksinimlerini karşılama açısından geniş bir yelpazede avantajlar sunmaktadır [1]

Hibrit araç uygulamalarında, yakıt ekonomisi veya emisyon değerlerinin azaltılmasına yönelik çeşitli enerji yönetimi stratejileri bulunmaktadır. Bu enerji yönetim sistemleri değerlendirildiğinde, kural tabanlı ve optimizasyon tabanlı stratejiler olmak üzere iki genel eğilim bulunmaktadır. Kural tabanlı enerji yönetim algoritmaları, nispeten düşük işlem yükleri sayesinde endüstride daha çok tercih edilmektedir, ancak performans parametreleri ve kontrol girdileri sezgisel yöntemlerle belirlendikleri için en uygun çözümü vermemektedirler [2]. Öte yandan, optimizasyon tabanlı stratejiler sürüş çevrimi bilgisini kullanarak optimum çalışma stratejilerini belirleyebilmektedir. Optimizasyon tabanlı enerji yönetim algoritmalarının ilişki karmaşıklığı, matematik model oluşturma zorluğu ve ağır hesaplama yükleri nedeniyle

uygulama zorlukları vardır [3]. Eşdeğer Enerji Minimizasyon Yönteminde (EEMY), anlık optimizasyon yöntemi kullanılarak, içten yanmalı motor (İYM) ve bataryadan talep edilen toplam güç, hibrit güç dizini tarafından sağlanırken, minimum yakıt tüketiminin elde edilmesi için toplam gücün iki enerji kaynağı arasında hangi oranda paylaşılması gerektiği çevrimiçi belirlenmektedir [4]. Batarya enerji tüketimi eşdeğer İYM yakıt tüketimine çevrilip, eşdeğer toplam yakıt tüketimi hesaplanmakta ve her bir zaman diliminde hibrit aracın eşdeğer minimum yakıt tüketiminin bulunmasını sağlayan enerji paylaşımı tespit edilmektedir [5,6]. (Hofman vd. [7]) çalışmasında, kural tabanlı ve eşdeğer tüketim minimizasyon kombinasyonuna dayanan yeni bir kural tabanlı enerji yönetim stratejisi önermiştir. Bunlara ek olarak, bir çalışmada farklı enerji yönetim sistemleri genel bir şekilde incelenirken, gerçek zamanlı optimal yöntemlerde tercih edilebilecek yaklaşımları ve yöntemler anlatılmaktadır [8].

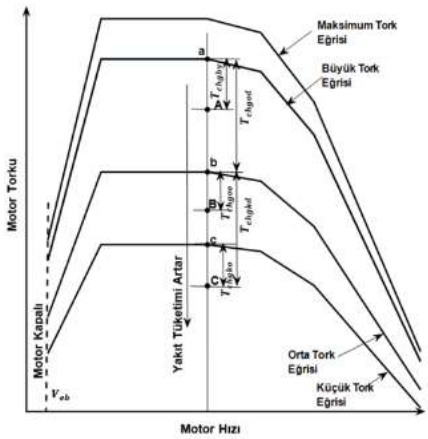
Mevcut çalışmada, bu makalenin öncül çalışması olan 'Ayrık akstan bir prototip aracın üretimi ve prototip testleri: birinci kısım- bileşenlerin karakterizasyonu ve şasi dinamometre testinin hazırlanması' makalesinde üretilen ve karakterizasyon çalışmaları yapılan ayrık akstan hibrit araç üzerinde tasarlanan hibrit algoritmaların, MATLAB/Simulink yardımıyla mikro denetleyici MicroAutoBox II (MABX II) donanımına gömülmesi ele alınmaktadır. Bu kapsamda, özgün bir deney ortamı kurularak tasarlanan 'Sınırlandırılmış Termostat Kontrol', 'Maksimum Batarya Doluluk Kontrol' algoritmaları ve Eşdeğer Enerji Minimizasyon yöntemleri kullanılarak ayrık akstan paralel hibrit taşıt için yakıt tasarrufu performanslarını gerçek zamanlı bir test ortamıyla değerlendirilmesini sağlayacak detaylı bir çalışma yapılmıştır. Çalışma içerisinde Bölüm 2 ile hibrit enerji yönetim sistemi algoritmaları anlatılmaktadır. Bölüm 3 ile gerçek zamanlı dinamometre testleri ve algoritmaların MABX II donanımına kodlanma aşamaları tariflenmiştir. Bölüm 4 ile benzetim sonuçları karşılaştırılmış ve hibrit enerji yönetim sistemi algoritmalarının başlangıç ve sınır parametreleri ifade edilmiştir. Bölüm 5 ile deneysel bulgular sonucunda optimizasyon ve kural tabanlı algoritmaların sağladığı faydalar hakkında değerlendirmeler yapılmıştır.

2. DİNAMOMETRE TESTLERİNDE UYGULANAN HİBRİT ENERJİ YÖNETİM ALGORİTMALARI

Gerçek zamanlı dinamometre testlerinde, kural tabanlı enerji yönetim algoritması olarak Sınırlandırılmış Termostat ve Maksimum Batarya Doluluk Oranı stratejisi, optimizasyon tabanlı enerji yönetim algoritması olarak ise Eşdeğer Enerji Minimizasyon Yöntemi kullanılmıştır.

2.1 Sınırlandırılmış Termostat Kontrol Stratejisi

Sınırlandırılmış Termostat algoritmasında, içten yanmalı motor tork haritası üç bölgeye ayrılmıştır. Düşük, orta ve büyük tork alanları bölgelerine göre seçilmiş verimlilik çizgilerinde çalışacak şekilde gaz kelebeği pozisyonları ayarlanmaktadır. Aynı zamanda algoritma içerisinde batarya doluluk oranına göre (düşük, orta, yüksek) ayrı çalışma bölgeleri tanımlanmıştır. Bu bağlamda, güç talebi ve batarya doluluk oranına göre hangi işletim modunun devreye gireceği Şekil 1 ve Tablo 1 ile anlatılmaktadır.



Şekil 1. Sınırlandırılmış termostat kontrol stratejisi gösterimi: İYM'nin çalışma bölgeleri [2]

Tablo 1 ile ifade edildiği gibi, batarya doluluk oranı kritik seviyeye düştüğünde (Düşük doluluk oranı), içten yanmalı motor güç talebinin denk geldiği tork bölgesinden bir seviye daha büyük bölgede çalışarak bataryayı daha çok şarj etmektedir. Aynı zamanda batarya doluluk oranı yüksek seviyeye geldiğinde güç talebine göre içten yanmalı motorun etkinliği azalmaktadır. Örneğin, Şekil 1 ile gösterilen C noktası istek torku küçük alanda yer almaktadır. Bu tork

isteğinde, içten yanmalı motor torku, eğer batarya doluluk oranı düşük seviyede ise orta alan optimal verimlilik çizgisi üzerinde yer alan b noktası tork değerini, batarya doluluk oranı orta seviyede ise küçük alan optimal verimlilik çizgisinde yer alan c noktası tork değerini almaktadır. Aynı zamanda, küçük alan bölgesi tork isteği için mevcut batarya doluluk oranı istenilen seviyenin bir üst seviyesinde yer aldığında içten yanmalı motor torku değeri sıfır olarak tanımlanmaktadır. Algoritmada bu durum sadece düşük tork alanı için geçerli olmaktadır.

Tablo 1. Farklı çekiş torku ve batarya doluluğuna göre motor tork kontrol stratejisi şeması [2]

		Batarya doluluk durumu		
		Düşük	**Orta**	**Yüksek**
Tork İsteği, T_L	**Küçük Alan (C noktası)**	$T_e = T_b$ $T_{chgkd} = T_b - T_c$	$T_e = T_c$ $T_{chgko} = T_c - T_C$	$T_e = 0$ $T_{chgky} = 0$
	Orta Alan (B noktası)	$T_e = T_a$ $T_{chgod} = T_a - T_B$	$T_e = T_b$ $T_{chgoo} = T_b - T_B$	$T_e = T_B$ $T_{chgoy} = 0$
	Yüksek Alan (A noktası)	$T_e = T_a$ $T_{chgyd} = T_a - T_A$	$T_e = T_A$ $T_{chgyo} = 0$	$T_e = T_A$ $T_{chgyy} = 0$

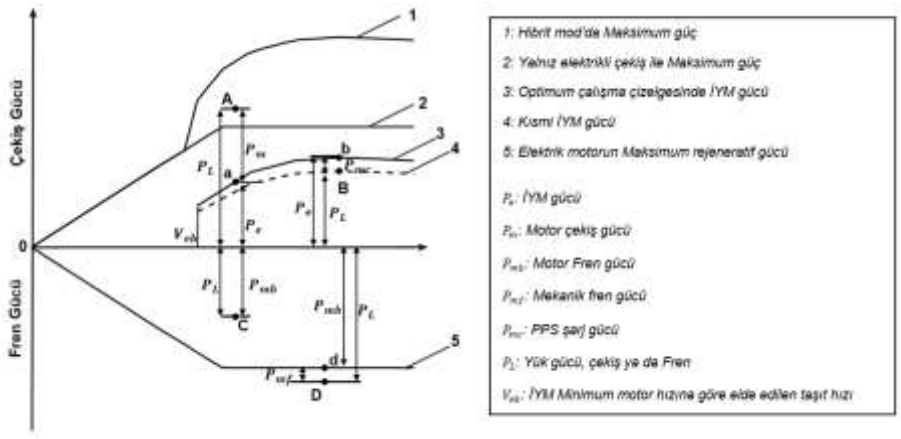
T_A, T_B, T_C *--- A, B ve C noktalarına göre, küçük, orta ve büyük tork alanlarında Komuta edilen çekiş tork değerleri*

T_a, T_b, T_c *--- a, b ve c noktalarına göre, İYM kontrol edilerek üretilen tork değerleri*

T_{chgxx} *--- Batarya şarj torku,* $xx = kd$ *küçük tork, düşük batarya doluluk durumu, ko: küçük tork, orta batarya doluluk oranı, ky: küçük tork, yüksek batarya doluluk durumu, od: orta tork, düşük batarya doluluk durumu, oo: orta tork, orta batarya doluluk durumu, oy: orta tork, yüksek batarya doluluk durumu, yd: yüksek tork, düşük batarya doluluk durumu, yo: yüksek tork, orta batarya doluluk durumu, yy: yüksek tork, yüksek batarya doluluk durumu,* T_e *--- İYM torku*

2.2 Maksimum Batarya Doluluk Kontrol Stratejisi

Maksimum batarya doluluk kontrol stratejisinde ana hedef güç talebinin karşılanmasıyla beraber batarya doluluğunun olabildiğince yüksek seviyede kalmasını sağlamaktır. Bataryanın yüksek doluluk oranı, sürücünün veya yolun istediği yüksek güç gereksinimlerinde araç performansını arttırıcı olarak devreye girecektir. Maksimum batarya doluluk stratejisinde yalnız elektrik motoru itiş modu, hibrit itiş modu, maksimum güç kaynağı şarj modu, yalnız içten yanmalı motor itiş modu, yalnız rejeneratif fren modu ve hibrit fren modu olmak üzere altı farklı sürüş modu bulunmaktadır [2]. Güç talebine göre hangi işletim modunun devreye gireceği Şekil 2 ile gösterilmektedir.



Şekil 2. Maksimum batarya doluluk kontrol stratejisinde güç talebine göre çeşitli işletim modları

Şekil 2 ile gösterilen uygulamada, eğer aracın hızı önceden belirlenen V_{eb} (kalkış esnasında seçilen düşük bir hız değeri) hızından düşükse ya da içten yanmalı motorun verimsiz ya da yüksek emisyonlu bölgede çalışmasını gerektiriyorsa aracın hareketi için gerekli itiş kuvveti elektrik motoru tarafından sağlanır (*Yalnız Elektrik Motoru İtiş Modu*). A noktasına ait bölgeyi kapsayan bir güç talebi oluştuğunda, içten yanmalı motor ve elektrik motor birlikte çalışmaktadır

(*Hibrit İtiş Modu*). Eğer güç talebi B noktası bölgesine ait bir yerdeyse ve batarya doluluk oranı istenilen seviyeden düşük ise elektrik motoru jeneratör olarak çalışarak bataryayı şarj etmektedir (*Batarya Şarj Modu*). İçten yanmalı motorun en uygun çalışma çizgisi ile elde edilecek güçten daha az bir tahrik gerektirdiği zaman ve aynı zamanda batarya da dolduğunda elektrik sistemi durdurularak tahrik yalnızca içten yanmalı motora bırakılır (*Yalnız İçten Yanmalı Motor İtiş Modu*). C noktası bölgesinde talep edilen güç elektrik motor tarafından rejeneratif fren gücü kullanılarak yapılmaktadır (*Rejeneratif Fren Modu*). İhtiyaç duyulan fren gücü elektrik motorunun sağlayabileceği maksimum rejeneratif fren gücünden fazlaysa (D noktası) mekanik frene de ihtiyaç duyulmaktadır. Bu durumda elektrik motoru maksimum fren gücünü sağlayacak şekilde kontrol edilmekte ve kalan fren gücü ise mekanik fren aracılığıyla sağlanmaktadır.

2.3 Eşdeğer Enerji Minimizasyon Yöntemi (EEMY)

EEMY algoritmasının mantığı, minimum yakıt tüketiminin anlık olarak sağlanması halinde tüm yolculuk boyunca minimum yakıt tüketileceği varsayımına dayanmaktadır [5]. Her optimal kontrol yönteminde olduğu gibi, bu yöntemde de eşdeğer yakıt tüketimine dayanan bir anlık maliyet fonksiyonu tanımlanabilmektedir:

$$\int Min\left[\dot{m}_{iym}(t)\right]dt \approx Min\int \dot{m}_{iym}(t)\,dt \tag{1}$$

$$J_t = \dot{m}_{iym}(P_{iym}) + \Omega(SOC)\dot{m}_{elec,eqv}(P_{em}) \tag{2}$$

Güç üretimi sırasında içten yanmalı motor devrinin motor çalışma aralığında olması, içten yanmalı motor torkunun pozitif ve maksimum İYM tork değerinden küçük olması, elektrik motor devrinin tanımlanmış çalışma aralığında yer alması ve elektrik motor torkunun motorun tanımlanmış çalışma aralığında olması (minimum kısıt elektrikli motor rejeneratif frenleme durumunda negatif olabilmektedir) optimizasyon problemi için aşağıdaki gibi tanımlanmış kısıtları oluşturmaktadır:

$$w_{iym,min} \leq w_{iym} \leq w_{iym,max} \tag{3a}$$
$$0 \leq T_{iym}(t) \leq T_{iym,max}(t) \tag{3b}$$
$$w_{em,min} \leq w_{em} \leq w_{em,max} \tag{3c}$$
$$0 \leq T_{em}(t) \leq T_{em,max}(t) \tag{3d}$$

Hibrit güç paylaşımı, kontrol parametresi *u(t)* değeri tarafından kontrol edilmektedir. Bu kontrol parametresi [-1,1] aralığında olmalıdır. Hibrit sistemin çalışması sırasında, beklenen Batarya Doluluk Oranı (SOC), seçilen üst ve alt sınırları aşmamalıdır.

$$u(t) = \frac{P_{em}(t)}{P_{ice}(t)+P_{em}(t)} \tag{4}$$
$$SOC_{min} \leq SOC \leq SOC_{max} \tag{5}$$

Yolun güç isteği, maliyet fonksiyonu en aza indirilirken, mutlaka karşılanması gereken bir şarttır. Karşılanması gereken diğer kısıtlamalar, işletim aralıklarında olması gereken İYM ve EM' nin çalışma hızları ile ilgilidir. Elektrik motoru torku için minimum sınır, rejeneratif frenleme nedeniyle negatif olabilmektedir. Bataryanın işletilmesi için iki eşdeğerlik faktörü tanımlanır: s_{dis} ve s_{chg} [3]. Bu faktörler, maliyet fonksiyonundaki eşdeğer elektriksel yakıt tüketimini pozitif veya negatif (rejenaratif) kullanım durum için tanımlama ağırlıklandırma faktörüdür[5]. Tüm çevrimde elektrik enerjisinin kullanılması negatif ise s_{chg}, ve pozitif ise s_{dis} katsayısı ile eşdeğer yakıt enerjisi hesaplanır[6],[9]. Bu parametreler, sürüş çevriminin sadece İYM ile sürülmesi sonucu harcanan termal enerjiyle belirli farklı hibrit güç paylaşımları yapılarak sürülmesi sonucu harcanan ya da depolanan elektrik enerjisi arasında ilişki kurularak belirlenmektedir.

$$\dot{m}_{elec,eqv} = \gamma s_{dis}\frac{P_{em}(t)}{\eta_{batt}(P_{em})\eta_{em}(P_{em})H_{lhv}} + (1-\gamma)s_{chg}\eta_{batt}(P_{em})\eta_{em}(P_{em})\frac{P_{em}(t)}{H_{lhv}}, \tag{6}$$

$$\gamma = \frac{1+sgn(P_{em})}{2} \tag{7}$$

Bataryadaki doluluk miktarının, çevrim başı ile sonunda aynı kalmasını sağlamak amacı ile aşağıdaki ceza fonksiyonu, optimizasyon denklemlerine eklenmektedir [10] .

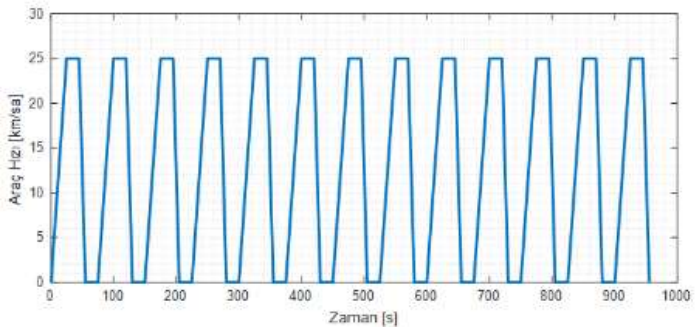
$$\Omega(SOC) = \begin{cases} \left(1 + \left(\frac{SOC_f - SOC(t)}{SOC_f - SOC_{min}}\right)^{2n+1}\right), & SOC(t) < SOC_f \\ \left(1 - \left(\frac{SOC(t) - SOC_f}{SOC_{max} - SOC_f}\right)^{2m+1}\right), & SOC(t) \geq SOC_f \end{cases} \quad (8)$$

EEMY algoritmasının her zaman adımında, J_t değerini en düşük seviyede tutan uygun $u(t)$ değeri hesaplanmakta ve kontrol değeri olarak bir sonraki zaman adımına gönderilmektedir. Başka bir deyişle, aracın zaman adımı boyunca belli bir hız ve vites oranında hareket ettiği varsayılarak, İYM ve elektrik motora düşen devir sayısı hesaplanmaktadır. İYM hız-tork haritasında, belli bir devirde farklı tork değerleri üretebilme imkânı vardır. İYM'nin üretebileceği farklı tork değerlerine göre oluşacak eksik tork değerleri elektrik motoru yardımıyla sağlanacaktır. Maliyet fonksiyonunu minimumda tutarak, EEMY ile bu iki enerji kaynağı toplanmakta ve her kaynağın hangi bölgede çalışacağı tespit edilmektedir.

Benzetim ortamında araç modelinin dışında, $u(t)$ fonksiyonuna ait çalışma noktalarını ve maliyetleri hesaplayabilmek için EEMY içerisinde İYM, elektrik motor ve batarya verim haritalarının tanımlanması gerekmektedir. Bu aşamada öncül çalışması olan 'Ayrık akstan bir prototip aracın üretimi ve prototip testleri: birinci kısım- bileşenlerin karakterizasyonu ve şasi dinamometre testinin hazırlanması' makalesinde anlatılan içten yanmalı motora ait yakıt haritası ve elektrik motor için ise elektriksel verim haritası kullanılmaktadır.

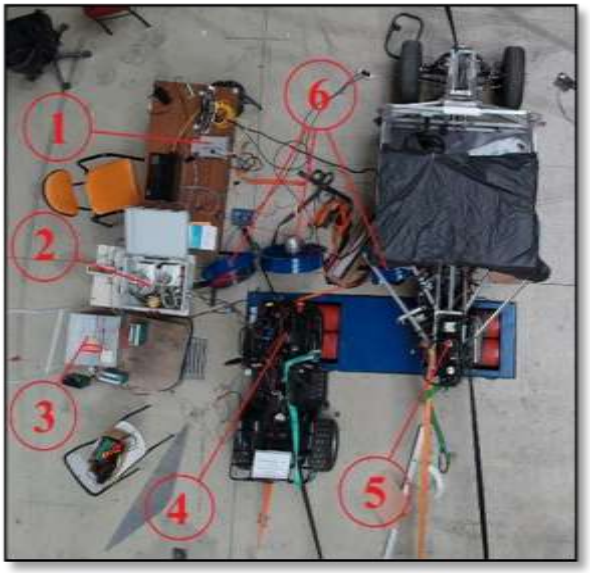
3. GERÇEK ZAMANLI HİBRİT ARAÇ DİNAMOMETRE TESTLERİ

Dinamometre deneylerinde kullanılmak üzere basit bir hız-zaman profili oluşturulmuştur. Bu sürüş çevrimi dur-kalk manevrasının sıklıkla yapıldığı yoğun trafik durumunu temsil etmektedir. Geri kazanımlı frenleme etkisinin daha açık bir şekilde görülmesi için seçilen sürüş çevriminde aracın periyodik olarak sıfır hıza inmesi sağlanmıştır. Oluşturulan sürüş çevrimine ait hız-zaman grafiği Şekil 3 ile gösterilmektedir.



Şekil 3. Deneylerde kullanılan sürüş çevrimi

Dinamometre deney düzeneği üzerinde, üretilen ayrık akstan paralel hibrit mimarisine sahip taşıt ile hibrit enerji yönetim sistemleri testleri gerçekleştirilmiştir. Dinamometre üzerinde ayrık akstan kontrollü testler yapılabilmesi adına ön tekerleklere tahrik veren jant içi elektrik motorları başka bir taşıta monte edilmiştir. Taşıtlar dinamometre tamburları üzerine paralel bir şekilde konumlandırılmıştır. Bu sayede, tamburlarının eş zamanlı olarak elektrikli motor ve IYM ile tahrik edilmesi mümkün kılınmıştır. Testler sırasında beklenmedik denge kayıplarına karşın yük gerdirme halatlarıyla taşıtlar sabitlenmiştir. Mevcut hibrit taşıt platformu yol testlerine uygun olmasına rağmen, kontrollü deney yapmak ve donanım kaynaklı çıkabilecek sorunları ön görmek adına dinamometre deney prosedürü uygulanmıştır. Hem hibrit enerji yönetim sistemi algoritmalarının koşturulmasında hem de güç gruplarının karakterizasyon çalışmalarında kullanılan ekipmanların konumlandırılması ve deney ortamı görseli Şekil 4 ile gösterilmektedir.



Şekil 4. Deney ortamının tepeden görünüşü. 1) MicroAutoBox II, 2) Elektrik motor kontrolcüleri, 3) Batarya paketi, 4) Elektrik motorları, 5) İçten yanmalı motor, 6) Fanlar

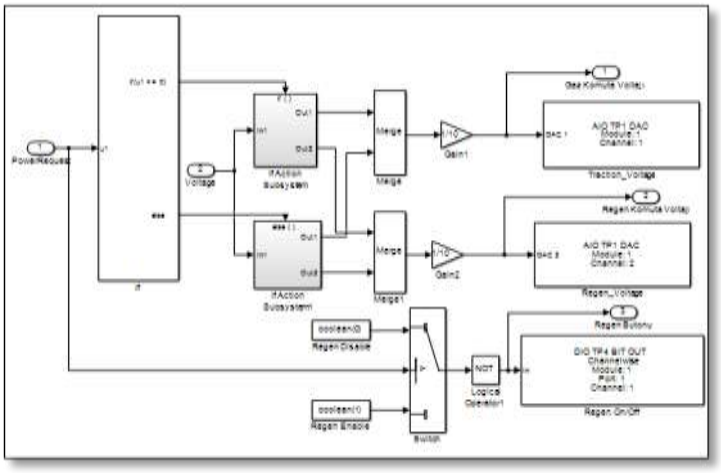
Deney ortamında dinamometre üzerine konumlandırılan elektrik ve içten yanmalı motorlar, mikro denetleyici (MABX II) tarafından kontrol edilerek hibrit enerji yönetim testleri gerçekleştirilmiştir. Bu testler sırasında, mikro denetleyici, güç kaynakları ve yardımcı sistemler deney ortamına sabitlenerek güvenli bir test ortamı yaratılmıştır. Deney ortamında elektrik güç grubunda batarya paketinin şarj ve deşarj olması 2 numarayla gösterilmiş sürücü kutusu tarafından gerçekleştirilmekte ve sürücü, yüksek akım ve voltaj değerlerinde bataryayı korumaya almaktadır. Bu doğrultuda, elektrik motor tarafından üretilen ya da tüketilen elektrik enerjisi sürücü kutusu tarafından yönetilmektedir. Buna paralel olarak, elektrik ve içten yanmalı motorlara ait sensör verileri 1 numarayla gösterilmiş mikro denetleyici üzerinden anlamlandırılarak tekrar güç grubu kontrolcülerine verilmektedir. Bunlara ek olarak, deneyler sırasında, güç gruplarını soğutma amaçlı gerekli bölgelere fanlar yerleştirilmiştir.

3.1 Hibrit Enerji Yönetim Algoritmalarının Gerçek Zamanlı Donanıma Gömülmesi

Hibrit enerji yönetim algoritmalarının dinamometre deneylerinde test edilebilmesi için dSPACE MABX II donanımı kullanılmıştır. Oluşturulan algoritmaların sistem tarafına kodlanması Matlab/Simulink ortamında gerçekleştirilmiştir. Hibrit enerji yönetim algoritmalarını ifade eden denklemler, MATLAB kütüphanesinde bulunan blok ve fonksiyonlarla oluşturulmuştur. Algoritma girdi ve çıktılarını alabilmek adına kullanılan sensör seti ve MABX II arasındaki fonksiyonların oluşturulmasında dSPACE kütüphaneleri kullanılmıştır. Elektrik motor, İYM ve batarya blokları, bu donanımlardan veri alabilmek ve ardından sinyal gönderebilmek için dSPACE kütüphanesi kullanılarak oluşturulmuştur. Donanımların ana kontrolcüyle haberleşmesi sağlandıktan sonra, güç isteği bloğuyla koşturulan sürüş çevrimine göre oluşan güç gereksinimi hesaplanmaktadır. Hesaplanan güç ihtiyacı hibrit algoritma bloğuna gönderilerek, ana kontrolcü içerisine gömülmüş hibrit enerji yönetim sistemi algoritmasına göre güç paylaşımı yapılmaktadır. Hibrit algoritma bloğu içerisine kullanılmak istenen algoritma koyularak, gerçek zamanlı benzetim için ana kontrolcüye gömülmektedir.

3.1.1 İYM ve Elektrik Motor Modelinin Donanıma Gömülmesi

Bu bölümde, dSPACE kütüphanesi kullanılarak oluşturulan güç grupları bloklarına ait detaylar anlatılmıştır. Karakterizasyon çalışmaları yapılan İYM ve EM'nin istenilen güç isteğini gerçekleştirilmesi için tersine tork haritası elde edilmiştir. Bu çalışmanın detayları 'Ayrık akstan bir prototip aracın üretimi ve prototip testleri: birinci kısım-bileşenlerin karakterizasyonu ve şasi dinamometre testinin hazırlanması' makalesinde anlatılmıştır. Motor hızı ve motorlar tarafından istenilen güce göre harita üzerinden bir gaz kelebeği açısı belirlenmektedir.
Elektrik motoru için hesaplanan komuta voltajının dışında geri kazanımlı frenleme için bir mantık şeması kurulması gerekmektedir. Bu sebeple, ana kontrolcünün içine geri kazanımlı frenlemeyi aktif edecek blok diyagram kurulmuştur. Şekil 5 ile gösterilen blok diyagramda, güç isteğinin işaretine göre geri kazanımlı frenlemenin aktif edildiği gösterilmektedir. Aktivasyon durumuna göre oluşan komuta voltajı ya gaz komuta pinine ya da fren komuta pinine göndermektedir.



Şekil 5. Rejeneratif fren aktivasyonu, fren ve gaz komuta voltajı Simulink blok diyagramı

3.1.2 Güç İsteği Bloğunun Donanıma gömülmesi

Kontrollü deneylerin yapılabilmesi adına güç isteğinin belirli bir hız profiline sahip sürüş çevrimi üzerinden yapılması planlanmıştır. Dinamometre üzerinde test edilen araçlar yere sabitlendiğinden ötürü hava ve yol eğimi dirençleri araç üzerinde oluşmamaktadır. Mevcut çalışmada, kullanılan dinamometreye ait herhangi bir ekstra ekipman bulunmamasından dolayı deney ortamında yol eğimi ve hava direnç kuvvetleri hesaba katılmamaktadır. Bu doğrultuda, seçilen sürüş çevrimine göre araca etkiyen yol dirençleri, yuvarlanma ve ivmelenme direnç kuvvetleri olarak hesaba katılmıştır. Yuvarlanma ve ataletsel dirençler Eş. 9 ve Eş. 10 ile ifade edilmektedir.

Yuvarlanma direnci aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$F_r = m_{araç} g f \tag{9}$$

Araç boyuna dinamiği aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$F_{net} = \gamma m_{araç} a_x = F_{xf} + F_{xr} - F_r \tag{10}$$

Yukarıda verilen denklemlerde, γ, dönen kütle faktörünü, $m_{araç}$, araç kütlesini, f, yuvarlanma direnç katsayısını, F_{xf}, F_{xr}, araca etkiyen toplam ön ve arka çekiş ya da fren kuvvetlerini, a_x, boylamasına ivmeyi ifade etmektedir. Yukarıda $\gamma m_{araç} a_x$ terimi ivmelenme kuvveti olarak ifade edilmiştir. Yukarıdaki bilgiler ışığında sürüş çevrimine göre oluşan anlık yuvarlanma ve ataletsel dirençler hesaplanmakta ve o adımdaki hız ile çarpılarak güç isteği hesaplanmaktadır.

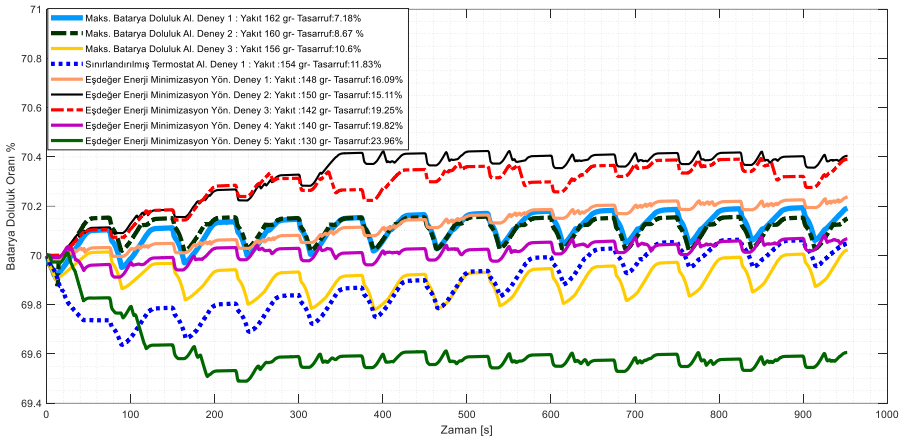
$$P_{istek} = \left(\gamma m_{araç} a_x + F_r\right) v_{araç} \tag{11}$$

4. DENEY SONUÇLARI

Deneyler esnasında, içten yanmalı motor maksimum gaz kelebeği %50 olarak tanımlanmıştır. Elektrik motor sürücüleri için maksimum rejeneratif fren kabiliyeti de % 50 olarak sınırlanmıştır. Bu sınırlama, batarya, elektrik motor ve sürücüler için güvenlik amacıyla konulmuştur. Deney başlangıçlarında batarya doluluk oranları %70 olarak ayarlanmıştır.

Deneylerin başında ve sonunda yakıt deposu ağırlığı ölçülerek mevcut deneyde tüketilen yakıt miktarı hesaplanmıştır. Mevcut deneylerde batarya kapasitesi, kurulan hibrit araç platformuna göre büyük kaldığı için batarya doluluk oranı değişimleri fazla olmamaktadır. Bu sebeple, bütün hibrit işletim seçeneklerini görebilmek adına hibrit enerji yönetim algoritmalarında yer alan batarya sınırlandırmaları birbirine yakın değerler seçilmiştir. Maksimum batarya doluluk oranı için maksimum batarya doluluk sınırı %70.1 olarak belirlenmiştir. Sınırlandırılmış termostat stratejisinde minimum, orta ve maksimum batarya doluluk sınırları sırasıyla %69,8, %70-%70,1 ve %70.2 olarak tanımlanmıştır. Eşdeğer Enerji Minimizasyon Yönteminde ise minimum ve maksimum batarya doluluk oranları %69.5 ile %70.4 olarak tanımlanmıştır. Donanımlara ait sensör verilerinin hepsi dSPACE ControlDesk arayüz programı tarafından gözlemlenmiş ve kaydedilmiştir. Aynı zamanda sürüş çevriminin başlatılması ve durdurulması yine aynı arayüz program tarafından gerçekleştirilmiştir. Bununla beraber, yapılan tüm deneylere ait sonuçların toplu halde gösterildiği Şekil 6 ile batarya doluluk oranı değişimi ve yakıt tasarrufu karşılaştırmaları gösterilmiştir. Yapılan tüm deney sonuçlarının, batarya doluluk oranı ve eşdeğer yakıt tüketiminin karşılaştırmalı gösterimi Tablo 2 ile verilmektedir. Şekil 6 ve Tablo 2 incelendiğinde, bazı durumlarda EEMY'nin başlangıç değerine göre batarya doluluk oranı artsa bile

diğer algoritmalardan daha az yakıt tükettiği görülmektedir. Bu sonucu yaratan temel faktör, EEMY'nin güç gruplarına ait verim haritalarını ve sürüş çevrimi bilgilerini kullanmasıdır. Aynı zamanda üç algoritmanın da seçilen batarya doluluk oranları arasında kaldığı görülmektedir. Kural tabanlı algoritmalar, EEMY'nin sağladığı yakıt tasarrufu oranının çok altında kalmış olsa da konvansiyonel araç mimarisine göre belirli ölçülerde fayda sağlamaktadır. Mevcut deneylerden EEMY için elde edilmiş örnek grafik Şekil 7 ile gösterilmektedir.



Şekil 6. Algoritmalara göre deneysel batarya doluluk oranı değişim grafikleri ve yakıt tüketim/tasarruf değerleri

Tablo 2. Farklı hibrit algoritmalara ait, batarya doluluk oranları ve yakıt miktarları

Durum	Tüketilen Yakıt miktarı (gram)	Eşdeger Yakıt miktarı (gram)	Bitiş Batarya doluluk oranı (%) **Başlangıç SOC:70%	Yakıt Tasarrufu (%)	Deney No
İYM	174	174	-	-	1
Sınırlandırılmış Termostat	154	153,4	70,08	11,83	1
Maks. Batarya Doluluk Oranı	156	155,5	70,1	10,6	1
Maks. Batarya Doluluk Oranı	162	161,5	70,08	7,18	2
Maks. Batarya Doluluk Oranı	160	158,9	70,19	8,67	3
EEMY (sch=2,8, sdc=3,68)	148	146	70,23	16,09	1
EEMY(sch=2,98 sdc=3,46)	150	147,7	70,40	15,11	2
EEMY(sch=2,24, sdc=2,6)	142	140,5	70,27	19,25	3
EEMY(sch=1,86, sdc=2,16)	140	139,5	70,05	19,82	4
EEMY(sch=2,05, sdc=2,38)	130	132,3	69,60	23,96	5

5. SONUÇ

Çalışma kapsamında, hibrit araçların enerji yönetim algoritma performanslarının arttırılmasına yönelik kural ve optimizasyon tabanlı enerji yönetim algoritmalarının tasarımı ve testleri gerçekleştirilmiştir. Bu doğrultuda, Tasarlanan hibrit yönetim sistemlerinin test edilmesi amacıyla bir hibrit araç platformu üretilmiş ve tasarlanan hibrit enerji yönetim algoritmaları bu platform üzerinde test edilerek deneysel sonuçlar elde edilmiştir. Optimizasyon ve kural tabanlı hibrit enerji yönetim algoritmalarının uygulanabilmesi için araç içerisinde MABX II donanımı kullanılmış olup, MATLAB/Simulink içerisinde bulunan kütüphaneleri üzerinden algoritma yapıları donanıma gömülmüştür. Bununla birlikte EEMY algoritmasının uygulanabilmesi için gerekli hibrit araç modeli oluşturularak MABX II içerisine gömülmüştür. Böylelikle, EEMY algoritması her adım için, donanım içerisine kurulan model üzerinden minimum enerji tüketimini belirleyerek güç grubu elemanlarına o doğrultuda komut göndermiştir. Bunun yanı sıra, bu makalenin öncül çalışması olan 'Ayrık akstan bir prototip aracın üretimi ve prototip testleri: birinci kısım- bileşenlerin karakterizasyonu ve şasi dinamometre testinin hazırlanması' makalesinde karakterizasyon çalışmaları yapılan elektrik ve içten yanmalı motorlara ait performans haritalarının gerçek zamanlı donanım içerisine gömülmesiyle, algoritma çıktıları donanımlar tarafından doğru bir şekilde uygulanabilmiştir.

Deneysel bulguların sonucunda, rota ve trafik yoğunluğu bilinen taşıtların hibrit enerji yöntemlerine ait parametrelerin kalibre edilmesiyle, yakıt tüketiminde önemli iyileştirmeler yapılabileceği ortaya çıkmaktadır. Ayrıca, ayrık akstan

paralel hibrit taşıtlar için hibrit yönetim sistemlerinin bir taşıt üzerinde yola çıkmadan test edilebileceği bir platform oluşturulmuştur.

KAYNAKLAR

[1] S.G. Wirasingha, A. Emadi, Classification and review of control strategies for plug-in hybrid electric vehicles, IEEE Trans. Veh. Technol. (2011). doi:10.1109/TVT.2010.2090178.

[2] M. Ehsani, Y. Gao, S.E. Gay, Ali Emadi, Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles Fundamentals, Theory, and Design, 2008.

[3] A. Boyalı, Hibrit Elektrikli Yol Taşıtlarının Modellenmesi Ve Kontrolü, İstanbul Teknik Üniversitesi, 2008.

[4] A. Sciarretta, M. Back, L. Guzzella, Optimal Control of Parallel Hybrid Electric Vehicles, {IEEE} Trans Control Syst Technol. \mathbf{12 (2004) 352–363.

[5] A. Galip Ulsoy, H. Peng, M. Çakmakcı, Automotive control systems, 2012. doi:10.1017/CBO9780511844577.

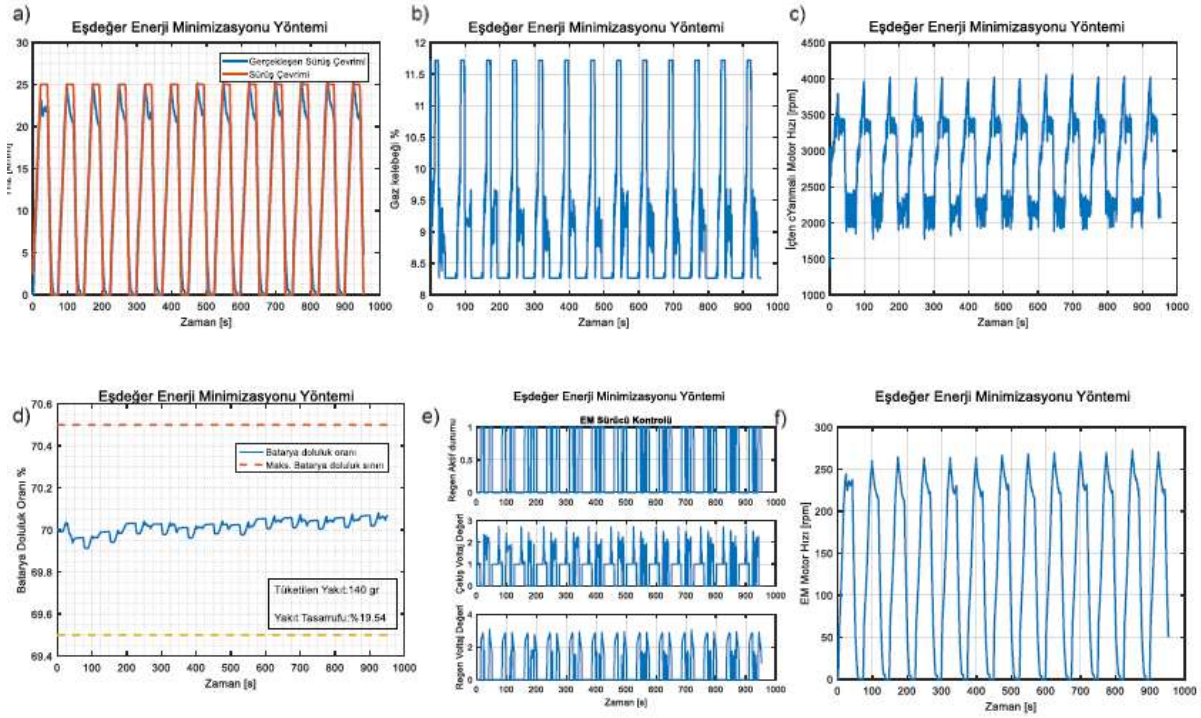
[6] J. Liu, H. Peng, Modeling and control of a power-split hybrid vehicle, IEEE Trans. Control Syst. Technol. (2008). doi:10.1109/TCST.2008.919447.

[7] T. Hofman, M. Steinbuch, R. Van Druten, A. Serrarens, Rule-based energy management strategies for hybrid vehicles, Int. J. Electr. Hybrid Veh. (2007). doi:10.1504/ijehv.2007.014448.

[8] S. Solutions, A.M. Ali, Towards Optimal Power Management of Hybrid Electric Vehicles in Real-Time: A Review on Methods, Challenges, and State-Of-The-Art Solutions, Energies. (2018). doi:10.3390/en11030476.

[9] K. Koprubasi, Modeling and Control of a Hybrid-Electric Vehicle for Drivability and Fuel Economy Improvements, Thesis. (2008).

[10] E. Kural, B.A. Güvenç, Predictive-Equivalent Consumption Minimization Strategy for Energy Management of A Parallel Hybrid Vehicle for Optimal Recuperation, J. Polytech. 18 (2015) 113–124.



Şekil 7. EEMY'ye ait deney sonuçları a) Sürüş çevrimi b) Gaz kelebeği açısı c) İYM Hızı d) Batarya doluluk oranı e) Elektrik motor sürücü bilgileri f) Elektrik motor hızı

DESIGN AND OPTIMIZATION OF ALUMINIUM ALLOY WHEEL FOR PASSENGER VEHICLE

Anıl TOPALOĞLU[1,2], Ferruh ÖZTÜRK[2], Necmettin KAYA[3]

[1] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş Bursa, Turkey
[2] Bursa Uludağ University Automotive Engineering Department, Bursa, Turkey
[3] Bursa Uludağ University Mechanical Engineering Department, Bursa, Turkey
[1,2] Corresponding Author: Anıl TOPALOĞLU, anil.topaloglu@tofas.com.tr

ABSTRACT

Nowadays with the increasing competition in automotive market, the studies on the wheels to achieve the best performance and comfort based targets became an important research field for the researchers. The studies are focused on minimization of the weight and improvement of the vehicle comfort with the aim of improving the vehicle fuel efficiency, noise and vibration performance. The experimental validation and production of the aluminium wheels require quite high costs. Therefore determining the optimum design parameters and performing virtual validations before the production of the wheel is a significant matter. The validation and optimization of the wheel has a significant contribution on saving engineering and development time. In this study the wheel technical specifications and importance of wheel mechanical and FRF parameters on the vehicle has been investigated. Beside the validation requirement of these parameters during the design phase with the design optimization for the lightening has been reviewed. In addition to these studies, literature survey has been conducted and the performance of an alloy wheel has been evaluated as an initial phase of a comprehensive research study related to the optimization of the wheels and virtual analysis results have been evaluated.

Keywords: Optimization, Aluminium Alloy Wheel, Vehicle Rim, Modal Analyssis, Wheel Fatigue Life Analysis

1. INTRODUCTION

Recently, there has been on going developments on vehicle environmental compliance and safety area with the contribution of implementation of developed technologies on different fields such as vehicle design and vehicle production methods. The studies on hybrid, electrical battery and autonomous vehicles will be more significant in the following years. Beside these improvements it's necessary to implement new approaches on vehicle structural design validations. There has been various studies on vehicle environmental sensitivity, sustainability, safety and comfort characteristics. One of the main subject of the researchers on this field is the lightening and vehicle level performance improvement studies on the wheel.

Aluminium and magnesium alloy wheels are in use on both passenger and commercial vehicles. Alloy wheel provides better heat conduction and improved cosmetic appearance in addition to being lighter for same strength compared to conventional wheel such as steel. (Rahul et al., 2016). Wheel is one of the most important component of the vehicle. Almost all the vehicle loads are excited to the wheel with the support of bearing, hub and knuckle. It carries vertical forces in addition to the irregular forces resulting from the car's ride, braking, bumps, cornering and all the shocks during the movement on the road. Because of the high rotation speed, wheel performance has a significant effect on vehicle's stability, handling and other road characteristics. (Prasad et al, 2013)

There has been a lot of studies on wheel design. Wheel design should be performed based on requested vehicle noise, vibration and strength performance requirements by providing minimum weight. It's evaluated before the production whether wheel provides these requirements by finite element method such as impact analysis, radial load analysis, wheel fatigue analysis and modal analysis (FRF) and a design which provides these performances with minimum weight is realised. (Prasad et al, 2013) Various mechanical tests are performed after the wheel production for the physical validation. 13° Impact, FRF and fatigue experimental tests are one of the most important ones for the design.

In this study, the researches in the literature has been compiled with the aim of improvement of vehicle design and production techniques related to the wheels and an alloy wheel performance has been evaluated by performing the essential dynamic cornering fatigue, radial loading, modal finite element analysis on the finite element model of a

sample wheel. According to the material specifcations radial loading, cornering fatigue strength has been reviewed and the compliance of modal performance of the wheel has been evaluated based on the vehicle level NVH target.

2. LITERATURE SURVEY

Although there are various studies in the literature, only the studies contributes to the future study which will be performed as a next step of this study has been shared. The literature has been reviewed in two sections consists of the studies specified on wheel mechanical strength and NVH performance. Priorly the main studies on the wheel and optimization methods in literature has been reviewed. In literature regarding to the wheel mechanical strength, generally wheel fatigue, loading and impact performances has been choosen as constraints and optimization has been realised by the researchers. In the studies for the modal analysis, mostly FRF parameter importance on the wheel has been investigated in addition to the review on analysis and optimization methods of the FRF parameter of the wheel.

There has been many studies in the literature however, most of them mainly focused on optimization methods with the aim of comfort improvement and weight reduction on the wheels. The common optimization methods used on these studies are topology and shape based methods in last decade. In the recent years researchers has intensively focused on parametric and design of experiment methods. Typically wheel impact, radial loading and fatigue parameters has been taken as constraints on these studies with the purpose of the weight optimization.

The weight increase on the wheel, effects the unsprung mass for the vehicle and the vehicle performance. Vehicle steering capability and fuel efficiency are affected more significantly than sprung mass (BIW) components because of the inertial force on the wheel. (Sathe et al, 2015)

Table 1. E.T.R.T.O. Standard Wheel Specifications (E.T.R.T.O., 2008)

6.5 J X 16 ET 36 5x110	Parameter	Specification	Unit
	6,5	Rim Contour	Inch
	J	Flange Type	-
	16	Nominal Rim Diameter	Inch
	ET36	Offset Length	mm
	5	Wheel Bolt Quantity	Quantity
	110	Pitch Circle Diameter	mm

Wheel parameters are standadised by E.T.R.T.O. (European Tyre and Rim Technical Organisation) to provide usage of the same standard dimensions for all the designers and car makers. During the design phase the wheel parameters are chosen based on these specifications according to vehicle geometry, axle load, tyre type, wheel dimension, packaging with brake components and wheel bolt types. There are wheel dimensional standards in E.T.R.T.O. from 10”- 22” nominal rim diameter to 4”- 10” rim contour dimensions. (E.T.R.T.O., 2008)

Zhang et al, are determined an objective function to minimize aluminium alloy wheel weight and they performed topology optimization as it’s shown in Figure 1. by taking maximum von misses stress and radial fatigue strength as constraints. As a result of the optimization, the target stress and endurance values are achieved and a design with 7,76 kg total weight is obtained by %40 weight reduction. In this study a draft solid model is used and the optimum design geometry is obtained which provides constraints with minimum weight. (Zhang et al, 2012)



Figure 1. Before and After Topology Optimization Geometry Comparison (Prasad et al, 2013)

Prasad et al, study performs a topology optimization on the aluminium alloy wheel spoke area to obtain optimum thickness on the backspoke area with 1st frequency and mechanical strength constraints. The %5 weight reduction

target is achieved. In addition to optimizing final model, modal analysis is performed and evaluated in the target. (Prasad et al, 2013)

Jiang et al, they performed a parametric multi objective shape optimization on the back spoke area of a magnesium alloy wheel and optimized the wheel weight and von misses stress. Consequently %4 weight reduction and %4,5 improvement on the stress value is achieved. (Jiang et al, 2019)

2.1 Wheel's Mechanic Strength and Optimization

Alloy wheel mechanical performance is one of the main issue for the researchers on this field. There are studies on finite element analysis methods and the effect of the wheel design parameters to design phase by taking in to consideration wheel dynamic loading, cornering fatigue and impact strength behaviours. In the literature generally these parameters are taken as constraints by the researchers and topology, shape and parametric optimizations are performed. Although there are existing design of experiment studies, further studies should be performed on this field is to reveal the effect of the parameters on wheel performance.

Das et al, a topology optimization study on style area of a draft solid wheel model as shown in Figure 2. is performed and the style area of the wheel is considered the design space. The virtual finite element analysis for radial and lateral loading conditions are performed and the optimum design geometry is determined. The optimized model is virtually validated. %60 weight reductions is obtained compared to initial draft model. (Das et al, 2013)

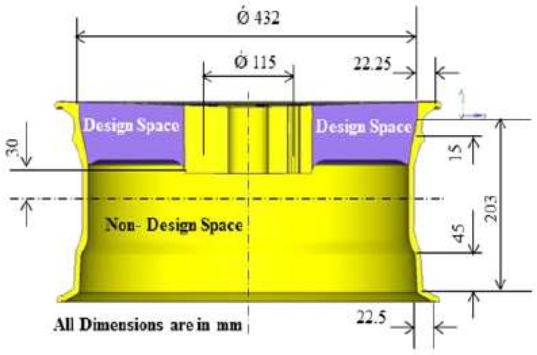


Figure 2. Topology Optimization Geometry Section View (Das et al, 2013)

Işık et al, a parametric optimization of the alloy wheel is performed to elaborate the influence of the wheel dimension, bolt quantity and PCD (Pitch Circular Diameter) parameters on the maximum stress value of the wheel. In the study these parameters effect on the wheel mechanical performance is evaluated as a result of the study, the best design parameters and wheel dimension is obtained. These parameters can be a reference for the wheel and vehicle design steps. (Işık et al, 2018)

Ozaydin et al, an aluminium alloy wheel internal spoke area is parametrically modeled as is shown in Figure 3. Wheel maximum stress and deformation are determined as constraints and a weight optimization is performed. Approximately 0.387 kg per wheel is provided. Beside during the study only the internal style surface is taken as design geometry, thus the modifications on the wheel doesn't have an impact on the style geometry which is one of the prior constraints for the car makers during the design phase. (Ozaydın et al, 2018)

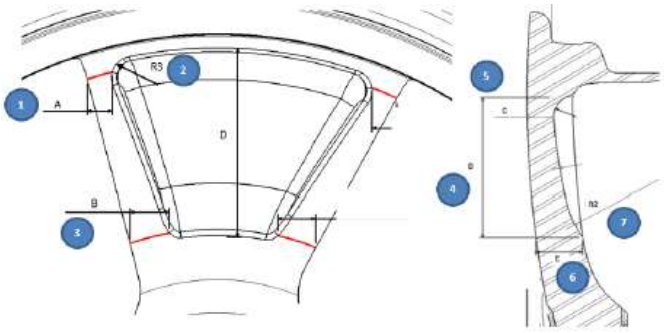


Figure 3. Parametric Design Model (Ozaydın et al, 2018)

2.2 FRF Road Noise Effect and Optimization

During the vehicle and wheel design step, FRF and normal mode finite element analysis is requested by the car makers which has a significant effect on the vehicle internal cabin noise level. The modal analysis performance of the wheel is calculated and compared according to the vehicle level targets. To provide this target value, frequency and weight objective optimization studies or design modification studies are performed. In case of not having the vehicle level target there is a risk of resonance and unexpected interior cabin noise and vibration.

Cremers et al, full vehicle early phase concept evaluationary multi objective optimization for premium NVH comfort study is performed. The parameters which has an influence on the internal cabin noise and driver comfort is reviewed. The potential parameters to optimize during the early full vehicle concept design phase is determined by investigating the cabin interior noise sources from wheel and vehicle rigidity. In the study the reason why the frequency value sourced by the wheel should be higher from the other components frequency level to prevent an overlap of these frequencies is evaluated and is shown in the Figure 4. Therefore the frequency mode of the wheel should be higher than the vehicle level target. Wheel 1st mode modal frequency performance is given as a target for a wheel and it' s an important parameter. (Cremers et al, 2013)

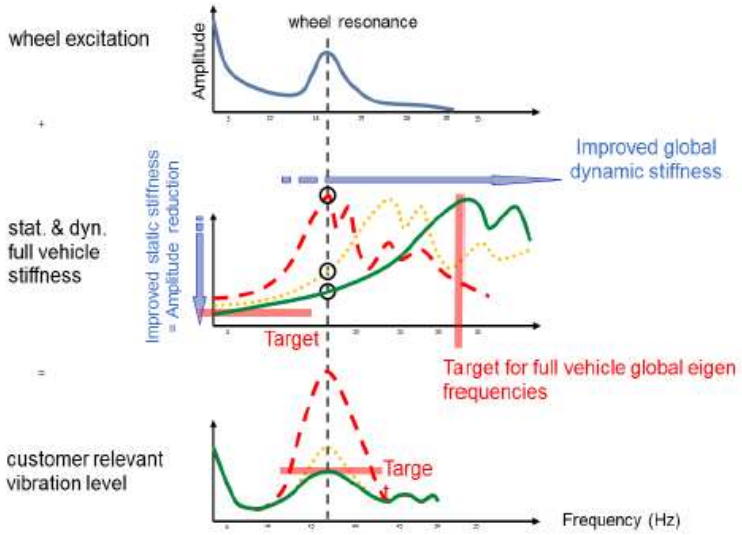


Figure 4. Wheel Effect on Internal Cabin Noise Level (Cremers et al,, 2013)

Yaman et al, an alloy passenger wheel FRF analysis is performance and frequency modes are determined with finite element analysis. (Yaman et al, 2014) the obtained values have been compared with experimental values and validated. Consequently with the experimental approach design modification proposal is given and with this proposal the 1st mode is optimized as 410 Hz. Furthermore with these modifications 200 gr per wheel weight reduction is provided.

Considering the fact that noise and vibration has always been a customer complaints reason it has always been one of the most challenging topics in automotive field. A typical vehicle wheel has an important role on optimization of vehicle NVH. The tire is the primary component which is in the contact with the road surface. If the structural dynamics of the wheel can be optimized the noise and vibration conducted from road to vehicle cabin could be reduced. Farahani et al, performed FRF analysis on the rim and tire models, some modifications on the wheel is realised to prevent the potential resonance risks. In the study 7th mode resonance frequency is increased over the critical limit which is 250 Hz by the modifications on the rim area. (Farahani et al, 2018)

Bae et al, developed a hybrid and composite wheel by using damping material on the wheel rim area. Improvement on the wheel damping characteristics and driving comfort is aimed by the usage of this material. The NVH and resonance cavity characteristics finite element analysis are performed on the wheel with the usage of the developed material. As a result of the analysis 1st mode frequency is improved 37 Hz compared to existing alloy wheel. In addition to the improvement on the 1st mode of the wheel, % 325 improvement on the damping ratio, 2.7 dB resonance cavity value improvement and 1.2 dB booming noise level increase is obtained in the measurements. Beside the entire vehicle level evaluation 0,1 – 1,1 dB improvement on the internal noise level is provided and vibration level optimization studies are performed. (Bae et al, 2015)

As a result of the literature survey it' s observed that rather than the experimental methods, the studies to simulate wheel performance characteristics via finite element analysis and the studies to improve design during the design phase

is more common. Nowadays the studies are mostly on optimization of the wheel design. Although generally topology and shape optimizations are performed to improve the design, the latest studies are mostly focused on the parametric and design of experiment methods. Especially design of experiment and parametric based methods are implemented and design parameters can be reviewed. Thus the design process improvement both for engineering time and effort can be possible. Comprehensive studies on this field can be performed. In the following section the mechanical and modal analysis studies are given as a preliminary study of the target research study.

3. WHEEL MECHANICAL AND MODAL FINITE ELEMENT ANALYSIS

There is a wheel design method which is followed by the designers during the wheel development. Primarily wheel solid model is created for the aluminium alloy wheels validation by finite element analysis. Based on this model finite element model is created to perform proposal design analysis. Wheel frequency and stress characteristics are determined by performing wheel fatigue life analysis, radial loading analysis and modal analysis on the finite element model during the initial design phase. These analysis results are evaluated and if necessary the design modifications are implemented on the wheel. Finally the validation and optimization of the wheel is performed with the aim of weight reduction and strength optimization before the production of the wheel. (Masilamani et al, 2018.)

In this study a wheel is chosen on 6.5 J x 16 x ET 36,5 5 x 110 parameters and the finite element model of this wheel is created. The evaluation of the wheel performance is checked whether the wheel is in requested limits by performing the dynamic cornering fatigue life, radial loading analysis and the modal analysis (FRF).

The wheel finite element model is created on Altair Hypermesh 2017.2 software with average element dimension 5 mm. Modal and structural analysis of the wheel is performed via Optistruct solver by taking the related boundary conditions for the wheel.

Material Specifications

The most common alloy wheel material (AlSi7Mg) specifications are given in the Table 2. and 3. The mechanical analysis and tests are performed according to this material specifications by the car maker and wheel production companies.

Table 2. AlSi7Mg Alloy (Liangmo, 2011)

Element	**Si**	**Mg**	**Ti**	**Fe**	**Cu**	**Zn**	**Mg**	**Al**
Ratio	6.5-7.5	0.25-0.45	0.08-0.20	<0.2	<0.1	<0.1	<0.1	Others

Table 3. AlSi7Mg Alloy Specifications (Sushant et al.2014)

AlSi7Mg	**Density(d)Kg/m3**	**Youngs Modulus (E) Pa**	**Poissons Ratio (1/m)**
	2.71	7.10E+10	0.33

3.1 Wheel Modal Analysis

To create the finite element model and boundary conditions on the wheel modal analysis. the general wheel operating conditions on the vehicle is taken into the consideration. The wheel is connected to the vehicle at the center zone with fixing bolts and the rim is in contact with the tires which is in contact with the road surface. Therefore the wheel is fixed from the bolt holes in appropriate with the vehicle working conditions. Fixed wheel finite element model is shown in Figure 5.

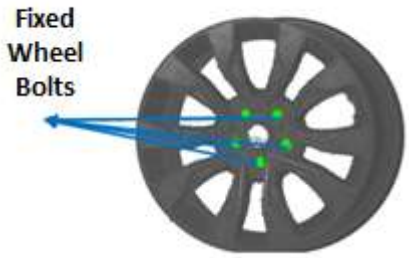


Figure 5. Modal Analysis FEM Geometry – Fixed Wheel Bolts

Finite element model is created to determine the wheel FRF characteristic during the design phase and the modal analysis is performed on the created finite element model with the given boundary conditions. The first 4 mode of the wheel is given in the Table 4.

Table 4. Modal Analysis Results

Mode	Frequency
1st Mode	340 Hz
2nd Mode	389 Hz
3rd Mode	797 Hz
4th Mode	1300 Hz

As a result of the analysis each mode shape is obtained. The characteristics for each mode is evaluated from these geometries. The first 4 mode shape is given in Figure 6. and 7.

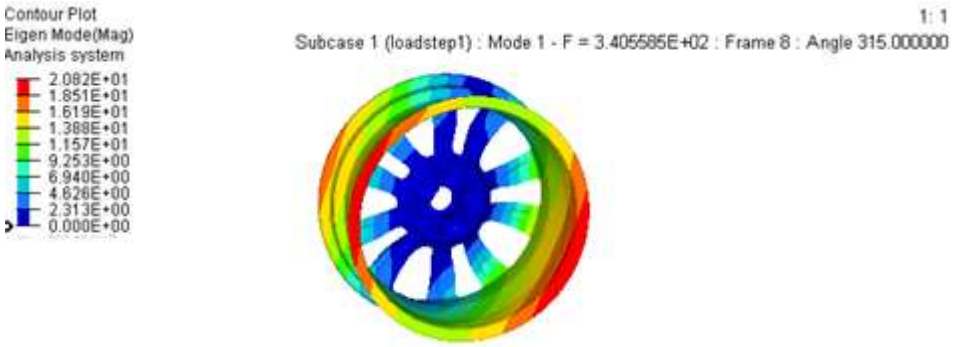


Figure 6. Modal Analysis Shape FEM First Mode of the Wheel

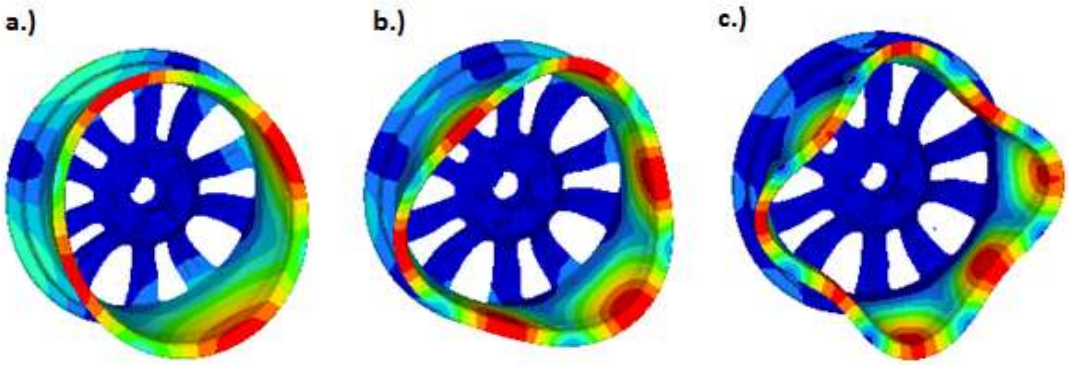


Figure 7. a.) Second Mode b.) Third Mode c.) Forth Mode Shapes

3.2 Dynamic Fatigue Analysis

The bending endurance of the wheel proves the wheel strength under bending load. The bending moment M is calculated by using below equation: All the moment based calculations are realised according to ths formula.(Jiang et al. 2018)

$$M = (\mu R + d)F \times S$$

M : Bending moment (N.m)

μ : Friction coefficient between tire and the road (0.7)

R : Tire dynamic radius (m)

d : Wheel offset value (m)

F : Static wheel load (N)

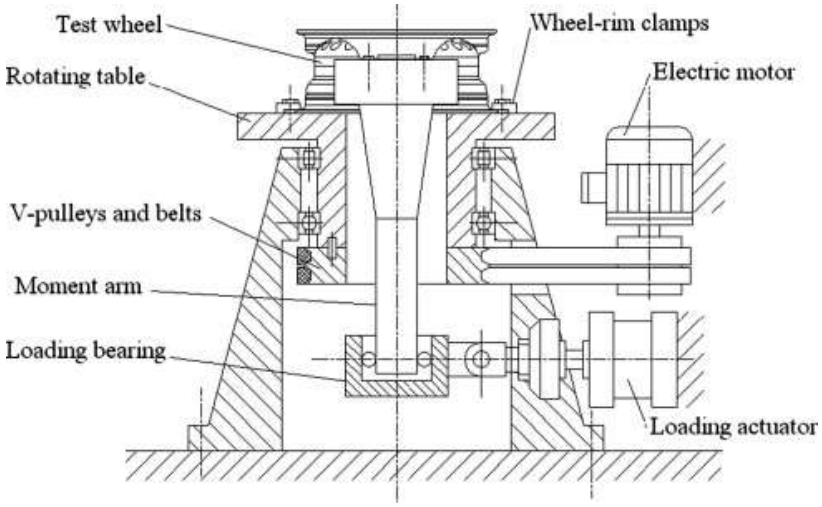


Figure 8. Dynamic Cornering Fatigue Test Bench (SAE J 328)

A moment arm (L=1 m) is created on the virtual analysis to simulate the fatigue test bench as is shown in figure 8. on dynamic cornering fatigue analysis and the moment arm is connected to the moment arm on wheel hub area. The calculated load is applied to the arm and the moment which occurs on the wheel during cornering is created on the wheel. The inner flange area of the wheel is fixed with wheel-rim clamps on the bench. As a result of the finite element analysis which is performed on the FEA model 93 MPa max Von misses strees is obtained on the front face and 89 MPa on the inner face as shown in Figure 9.

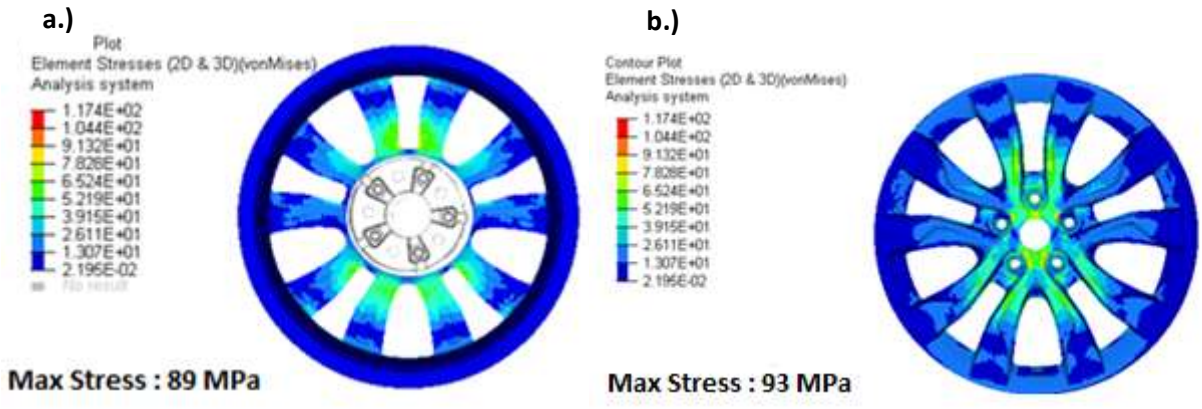


Figure 9. Dynamic Cornering Fatigue Analysis
a.) Front Face b.) Rear Face

3.3 Radial Loading Analysis

To determine the wheel endurance under radial loading conditions radial loading analysis is performed by simulating the radial loads on the wheels. These loads are subjected to the wheel tire section on radial direction. The maximum strength and displacement values are calculated and the results are evaluated according to the material specifications. Wheel radial loading endurance performance is evaluated during the design phase. Thus design improvements and optimizations can be implemented to the wheel if it's required.

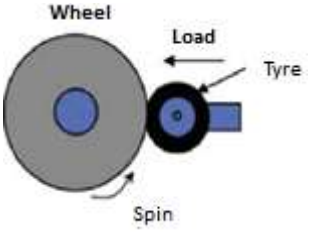


Figure 10. Radial Loading and Testing (Bae et al. 2015)

In this study a finite element model is set to simulate radial loading conditions according to vehicle specifications and the requirements. The wheel radial loading analysis has been performed to check whether the wheel provides the requirements.

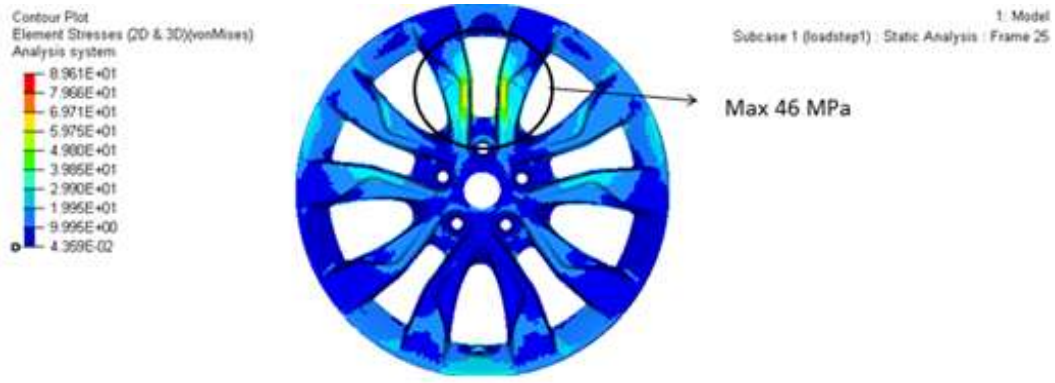


Figure 11. Radial Loading Maximum Stress Analysis

All the obtained results on the finite element analysis are compared with the target values and it's seen that the proposed model provides the design requirements. The overall comparison of the performed anaylsis results with the target values has been shown in Table 5.

Table 5. Analysis Results Evaluations

Analysis Type	Analysis Results	Target
Dynamic Cornering Analysis	93 MPa	< 110 MPa
Radial Loading Analysis	46 MPa	< 110 MPa
Modal Analysis (FRF)	340 Hz	> 330 Hz

4. CONCLUSIONS

Based on the literature survey performed in this study it's seen that recent studies are focused on design verification and wheel geometric optimization. The researchers are working on the development of new methods to improve the vehicle and product development phase. It's clear that the wheel weight. endurance and vehicle comfort parameters can be improved as a result of implementation of new methods. Altough there are many studies related to wheel analysis methods. most of the studies are focused on the wheel performance and weight optimization. Reviewed studies mostly conducted with the aim of optimization of the weight and performance with the topology and experimental methods. However. in recent years majority of the studies are focused on wheel parametric shape optimization techniques and it's concluded that these studies resulted with more precise and accurate results.

The finite element analysis has been performed on the wheel and the results are evaluated. As a result of the dynamic cornering fatigue test 93 MPa maximum Von misses stress is obtained and it's lower than the upper limit. The axle load of the vehicle is determined and radial loading analysis is performed by applying this load. The maximum von misses stress on this analysis is 46 MPa which is in acceptable limit. And at the end 340 Hz 1st mode value is obtained by performing modal analysis and it' s evaluated as in acceptable vehicle level limits which is 330 Hz.

ACKNOWLEDGEMENT

TOFAŞ-FIAT Automotive Factory. Bursa. Turkey is acknowledged for supporting this research.

5. REFERENCES

[1] Liangmo Wang, Yufa Chen, Chenzhi,Wang, Qingzheng Wang (2011), "Fatigue Life Analysis of Aluminum Wheels by Simulation of Rotary Fatigue Test", Strojniski Vestnik-Journal of Mechanical Engineering, Vol. 57, No. 1, pp. 31-39. Stearns.

[2] Rahul K.. Jape S.. Jadhav G. (2016) "CAD Modeling and FEA Analysis of Wheel Rim for Weight Reduction" International Journal of Engineering Science and Computing. June 2016. ISSN 2321 3361.

[3] Prasad BGN S.. Kumar M. A. (Hyundai Motor Engineering) (2013). "Topology Optimization of Alloy Wheel". Altair Technology Conferance India. 2013.

[4] Siva Prasad T.. Krishnaiah T.. Iliyas J. Md.. Jayapal Reddy M. (2014). "A Review on Modeling and Analysis of Car Wheel Rim using CATIA & ANSYS" May 2014. International Journal of Innovative Science and Modern Engineering (IJISME). ISSN 2319 – 6386 Volume-2 Issue-6.

[5] Sathe S. L.. Kulkarni R.D.. Ghalke A.B. (2015). "Analytical and Experimental Investigation of Natural Frequency by Vibration of Optimized Alloy Wheel" Journal of Emerging Technologies and Innovative Research (JETIR). November 2015. ISSN-2349-5162 Volume 2. Issue 11.

[6] Zhang ZJ. Jia HL. Sun JY. et al. "Application of topological optimization on aluminum alloy automobile wheel designing" Adv Mater Res. 2012;562.

[7] Jiang X.. Liu H.. Fukushima Y.. Otake. M.. Kawada N.. Zhenglai Z.. Dongying J. (2019). "Multi-objective Optimization Design of Magnesium Alloy Wheel Based on Topology Optimization" Journal of Materials Science and Engineering B 9 (1-2). 13-24. 2019.

[8] Das S. (CAE Analyst) (2014). "Design and Weight Optimization of Aluminium Alloy Wheel" International Journal of Scientific and Research Publications. ISSN 2250-3153. Volume 4. Issue 6. June 2014.

[9] Işık M.. Kıral B.G.. Özer S.. Kara A. (2018). "ALÜMİNYUM ALAŞIMLI BİNEK ARAÇ JANTLARININ DİNAMİK VİRAJ YORULMASI DAVRANIŞININ DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ" 9th International Automotive Technologies Congress. OTEKON. p-893. 2018.

[10] Özaydın O.. Armakan E.. Özdemir K.. (2018). "Jant Kolu Arkası Boşluğunun Parametrik Tasarımı ve Optimizasyonu" 10th International Foundry Congress by Tudoksad Academy. 4.Oturum. 25-27 October 2018.

[11] Cremers L. - BMW AG. Masri N. – Noesis Solutions. Tamarozzi T.. Coox L. - KU Leuven. Landrain M.. Vanderheggen B. - Noesis Solutions (2013). "Full vehicle early-phase concept optimization for premium NVH comfort at BMW" Msc Software 2012 Regional User Conference. 7-8 May.. 2012.

[12] Yaman B.. Yeğin B. (2013). "A LIGHT COMMERCIAL VEHICLE WHEEL DESIGN OPTIMIZATION for WEIGHT. NVH and DURABILITY CONSIDERATIONS. 5th ANSA & μETA International Conference" Yunanistan. 2013.

[13] Farahani A.M.. Heshmatnejadb H.. (2017). "Towards Automotive NVH Enhancement: Structural Dynamics Analysis of a Vehicle Wheel" American Scientific Research Journal for Engineering. Technology. and Sciences (ASRJETS). ISSN (Print) 2313-4410. ISSN (Online) 2313-4402. 2017.

[14] Bae J.. Jung K.. Yoo S.. Chang S.. Kim M.. Lim T. (2015). "Design and fabrication of a metal-composite hybrid wheel with a friction damping a layer for enhancement of ride comfort" Composite Structures 133 576–584 Elsevier. 2015.

[15] R.Masilamani, N.V.Dhandapani, R.Ratheesh Kumar, Nived Devadas, M.Elangovan (2018) "Design Modification and Optimization of Vehicle Rim Usiing Pot Hole Approach" International Journal of Research in Basic Engineering Sciences and Technology (IJARBEST,) Vol4. Issues 4., April 2018.

[16] Mr. Sushant, Bawne. S.K..Yenarkar Y.L. (2015). "Optimization Of Car Rim" Journal of Engineering Research and Applications. ISSN: 2248-9622. Vol. 5. Issue 10. (Part - 2). pp.01-08. October 2015.

[17] Jiang X.. Lyu R.. Fukushima Y.. Otake M.. Ju1D. Y..(2018). "Lightweight design and analysis of automobile wheel based on bending and radial loads" IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 372. (2018). 012048. doi:10.1088./1757-899X/372/1/012048. 2018.

[18] SAE. J328. J1095_200910. 2009.

[19] E.T.R.T.O. (2008). "Standards Manual 2008" The European Tyre and Rim Technical Organisation. 32/2. avenue Brugman B-1060 Brussels Belgium 2008.

SÜRTÜNME KARIŞTIRMA NOKTA KAYNAĞI YÖNTEMİYLE BİRLEŞTİRİLEN AL 5754 SAC MALZEMENİN MİKROYAPI ÖZELLİKLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Orhan Dedeoğlu[1], Hande Güler Özgül [2]

[1]Bursa Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Otomotiv Mühendisliği ABD, 16059, Görükle, Bursa
[2]Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, 16059, Görükle, Bursa
[1]Sorumlu Yazar: Orhan Dedeoğlu, orhandedeoglu16@gmail.com

ÖZET

Otomotiv endüstrisinde alüminyum ve alüminyum alaşımlarının kullanımı gün geçtikçe artmaktadır. Otomobil komponentlerinin üretiminde de alüminyum ve alüminyum alaşımları kullanılmaktadır. Bu şekilde, otomobilin hem ağırlığı azaltılabilmekte hem de aracın yakıt sarfiyatının azaltılması sağlanabilmektedir. Bir katı hal kaynak yöntemi olan sürtünme karıştırma noktası kaynağı, otomotiv endüstrisinde kullanılan kaynak yöntemlerinden biridir.

Bu çalışmada, Al5754 levhaları (kalınlık 1 mm) sürtünme karıştırma nokta kaynağı yöntemi kullanılarak birleştirilmiştir. Takım devir hızı (1850 devir/dk) ve takım geometrisi (dairesel pimli takım) parametrelerinin, kaynağın mikroyapı özellikleri üzerindeki etkisi deneysel analizlerle incelenmiştir.

Elde edilen bulgura göre; deney numunelerinde genellikle sünek kırılma gözlemlenmiştir. Ayrıca, numunelerin bazı bölgelerinde gevrek kırılma da tespit edilmiştir. Birbirine benzer mikroyapı görüntüleri numunelerde farklı bölgelerde gözlemlenmiştir; ancak bazı bölgelerde farklı mikroyapı görüntüleri de bulunmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Sürtünme karıştırma nokta kaynağı, alüminyum alaşımlar, mikroyapı

INVESTIGATION OF MICROSTRUCTURE PROPERTIES OF AA 5754 SHEET MATERIAL JOINTED BY FRICTION STIR SPOT WELDING

ABSTRACT

The use of aluminum and aluminum alloys in the automotive industry is increasing day by day. Aluminum and aluminum alloys are used in the production of automobile components. In this way, both the automobile body weight and the fuel consumption of the vehicle could be reduced. Friction stir spot welding is a solid state welding method which is one of the welding methods used in the automotive industry.

In this study, AA 5754 sheets (thickness 1 mm) were joined by using a friction stir spot welding method. The effect of the tool rotational (1850 rpm) speed and tool geometry (circular pin tool) parameters on the microstructure properties properties of the joint was investigated by experimental analysis.

In accordance with the obtained findings, ductile fracture was generally found in the test samples. In addition, brittle fracture was detected in some regions of the samples.Similar micrograph images were observed at different sites in the samples; however, there are also different micrographs in some regions.

Keywords: Friction stir spot welding, aluminum alloys, microstructure

1.GİRİŞ

Sürtünme karıştırma kaynağı, 1991 yılında 'The Welding Institute (İngiliz Kaynak Enstitüsü)' tarafından geliştirilmiştir ve havacılık-uzay, gemi yapımı, otomobil endüstrilerinde ve geleneksel kaynak tekniklerine göre birçok avantajı nedeniyle birçok uygulamada yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu avantajlardan bazıları şunlardır; çok düşük distorsiyon, cüruf oluşturmaması, dolgu teli gerekmemesi, özel yüzey işlemi ve koruyucu gaz gereksinimi olmamasıdır. Sürtünme karıştırma nokta kaynağı, direnç nokta kaynağı ve perçinleme gibi tek noktadan birleştirme işlemlerinin yerine geçme potansiyeli gösteren geleneksel sürtünme karıştırma kaynağının çok kullanışlı bir çeşididir ve uzay, havacılık ve otomobil alanlarında daha geniş uygulamalara sahiptir (Abbass ve ark., 2016). Benzer ve farklı alüminyum alaşımlar arasında ve diğer metallerle sürtünme karıştırma nokta kaynağı üzerinde yıllar boyunca araştırmalar yapılmıştır.

Su ve ark. (2007) makale çalışmalarında, Al 5754-H12 (kalınlık 1,5 mm) ve Al 6111-T4 (kalınlık 1,3 mm) levha numunelerinin sürtünme karıştırma nokta kaynağı işlemi esnasında alüminyum alaşımların birbirine karışmasını deneysel ve sayısal modelleme kombinasyonu kullanılarak araştırmışlardır. Ikuta ve ark. (2015), sürtünme karıştırma nokta kaynağı ile Al 5754-H12 (kalınlık 1,6 mm) - Al 6111-T4 (kalınlık 1,5 mm) ve Al 5052-H34 (kalınlık 1,5 mm veya 3 mm) - Al 6061-T651 (kalınlık 3 mm) levha numunelerini kaynaklanmışlardır ve kaynakların mekanik özellikleri üzerine bu çalışmayı gerçekleştirmişlerdir. Bilici ve ark. (2016), sürtünme karıştırma nokta kaynağı ile birleştilen AA5754-H22 ve AA2024-T3 levha numunelerini Taguchi yöntemini kullanarak incelemişlerdir. Sonuç olarak; çekme makaslama testleri neticesinde iki çeşit kırılma tipi; çapraz nugget kırılması ve çekme nugget kırılmasının meydana geldiği gözlemlemişlerdir. Lin ve Chen (2015) makale çalışmalarında, sürtünme karıştırma nokta kaynağı ile Al 5052-H32 (kalınlık 1,6 mm) ve Al 6061-T6 (kalınlık 1,6 mm) levha numunelerini kaynaklamışlardır. Takım devir hızını ve takım profilini değişken parametre olarak belirlemişlerdir ve kaynak bölgesindeki malzeme akışı ve kaynak mukavemetini araştırmışlardır. Sürtünme karıştırma nokta kaynağı ile Al 2024-T3 (kalınlık 2 mm) ve Al 5754-H114 (kalınlık 2 mm) levha numunelerini kaynaklama işlemi Abbass ve ark. (2016) tarafından gerçekleştirilmiştir. Al 2024 üstte ve Al 5754 altta olduğu kaynaklama pozisyonu için; takım devir hızını (800 devir/dk, 1000 devir/dk ve 1250 devir/dk), takım dalma süresini (30 s, 60 s ve 90 s) ve takım pim profilini (vida dişli oluklu silindirik, konik silindirik ve düz silindirik kaynak işlemi için değişken parametreler olarak belirlemişlerdir. Kaynak işlem parametrelerini 'Taguchi-Deney Tasarımı' tekniği kullanılarak optimize etmişlerdir. Mahmoud ve Khalifa (2014) makale çalışmalarında, sürtünme karıştırma nokta kaynağı ile Al 5754 (kalınlık 3 mm) levha numunelerini kaynaklamışlardır. Takım devir hızı ve takım bekleme süresi kaynak işlem parametrelerinin; kaynak yapısı ve statik mukavemet üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Tamamen metalürjik olarak birleşen bölgenin kesme makaslama mukavemet değerlerinin, belirli seviyelere kadar; takım devir hızı ve/veya takım bekleme süresi arttıkça arttığı sonucuna ulaşmışlardır.

Sürtünme karıştırma nokta kaynağı, otomotiv ve diğer ilgili endüstrilerdeki sahip olduğu avantajlarından dolayı hem geleneksel kaynak yöntemlerinin yerini alma hem de birçok sektörde yaygınlaşabilme potansiyeline sahiptir. Bu çalışmamızda, bu kaynak yöntemi ile birleştirilmiş ve araştırması gerçekleştirilmemiş parametrelerin incelenerek literatüre kazandırılmasını hedeflenmiştir. Bu amaç doğrultusunda, Al 5754 levha numuneleri, (1 mm kalınlıkta) literatürde çalışılmamış takım devir hızı ve en yaygın takım geometrisi kullanılarak sürtünme karıştırma nokta kaynağı ile birleştirilmişlerdir. Test numuneleri, kesme makaslama testleri sonrasında mikroyapı incelemelerine tabii tutulmuştur.

2. DENEYSEL METOT

2.1. Deney Malzemesi ve Özellikleri

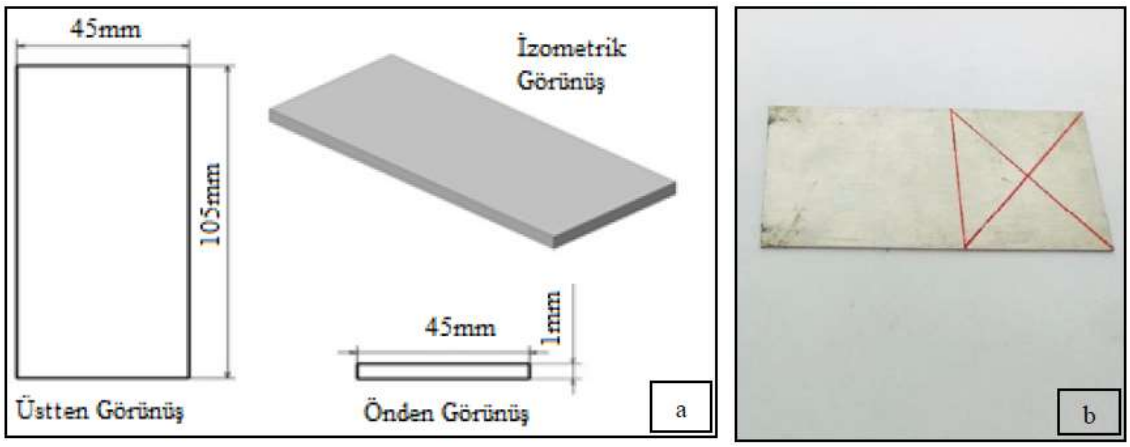
Bu çalışmada, 1 mm kalınlığına sahip Alüminyum 5754 alaşım levhalar kullanılmıştır. Malzemenin kimyasal bileşimi ve mekanik özellikleri, sırasıyla Tablo 1 ve Tablo 2'de verilmiştir. Alüminyum alaşım levhalar lazer kesme işlemine tabii tutulmuştur ve BS EN ISO 14273:2016 standardı çerçevesinde deney numuneleri 45 mm × 105 mm × 1 mm boyutlarında hazırlanmıştır (Şekil 1).

Tablo 1. Alüminyum 5754 alaşımının kimyasal bileşimi

	Ti	Fe	Mg	Cr	Zn	Si	Cu	Mn	Diğer Elementler	Al
Kimyasal Bileşim (%)	0,01	0,3	3,12	0,05	0,04	0,09	0,024	0,35	0,116	95,9

Tablo 2. Alüminyum 5754 alaşımının mekanik özellikleri

Akma Mukavemeti (MPa)	Çekme Mukavemeti (MPa)	Uzama (%)	Sertlik (HV)
117	207	21	75,22



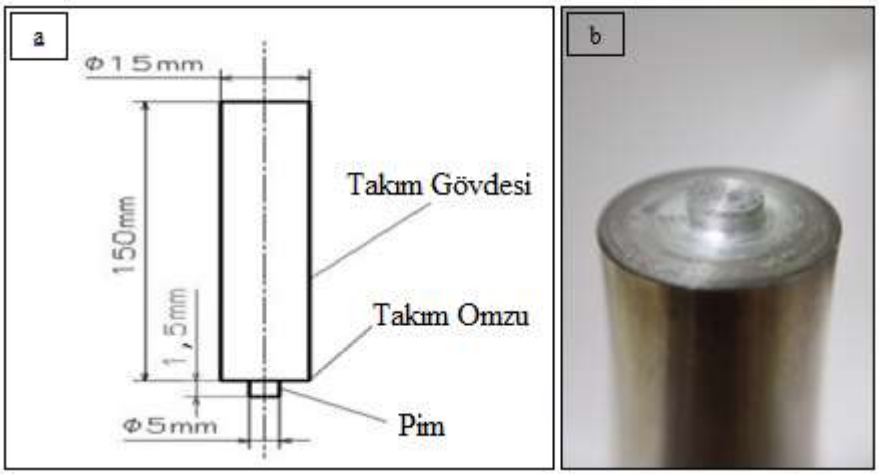
Şekil 1. Deney numunesinin (a) boyutları ve (b) fotoğrafı

2.2. Sürtünme Karıştırma Nokta Kaynağı Kaynak Takımı ve Özellikleri

ISO 4957:2018 standardı çerçevesinde üretilmiş olan X153CrMoV12 (1.2379) takım çeliği, sürtünme karıştırma nokta kaynağı işlemi için kullanılmıştır. Takım çeliğinin kimyasal bileşimi Tablo 3'de verilmiştir. Çalışmada, SKNK işlemi için dairesel pimli takım geometrisi (Şekil 2) belirlenmiştir ve takım geometrisi literatürde Al 5754 malzemesi için kullanılmıştır (Kahraman 2009, Bozkurt ve Bilici 2013). Takım çeliğine ısıl işlem uygulanmıştır ve ısıl işlem sonrası takım çeliğinin sertliği 52-54 HRC değerine ulaşmıştır.

Tablo 3. Takım çeliğinin kimyasal bileşimi

	Si	Cr	Mn	V	Mo	C
Kimyasal Bileşim (%)	0.1–0,6	11–13	0,2–0,6	0,7–1,0	0,7–1,0	1,45–1,6



Şekil 2. Sürtünme karıştırma nokta kaynağında kullanılan takımın (a) boyutları ve (b) fotoğrafı

2.3. Sürtünme Karıştırma Kaynağı Deney Parametreleri

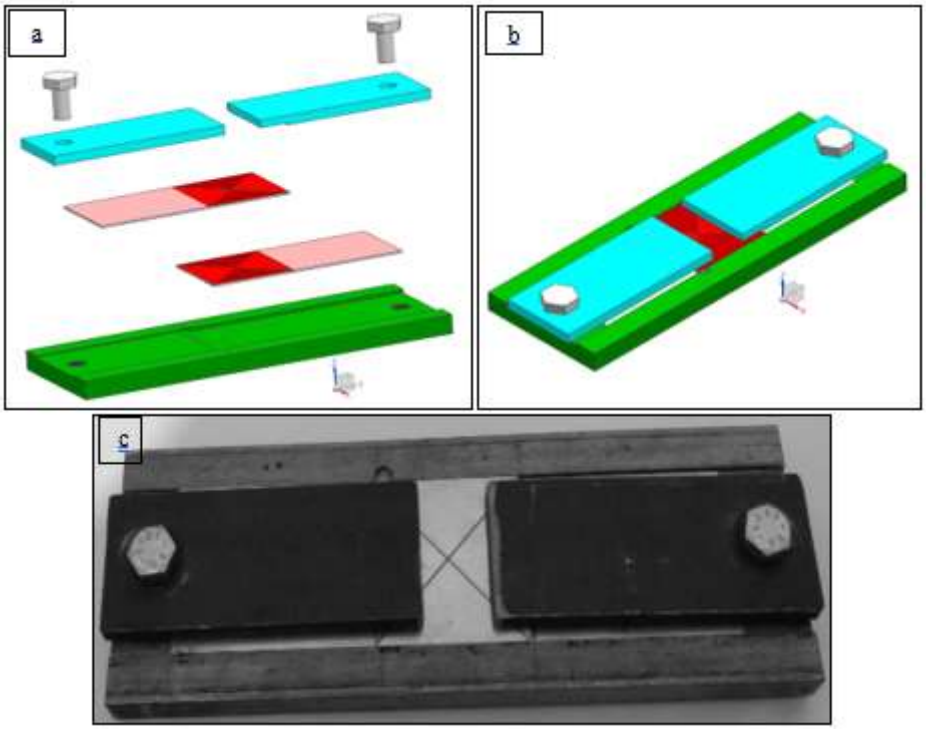
Sürtünme karıştırma kaynağı işlemi için takım devir hızı 1850 devir/dk olarak belirlenmiştir. Bu devir hızı literatürde yer alan araştırmalarda Al 5754 malzemesinin sürtünme karıştırma nokta kaynağı işlemi için kullanılmamıştır. Takım devir hızının yanı sıra sürtünme karıştırma nokta kaynağı işleminde kullanılan tüm parametreler Tablo 4'de verilmiştir.

Tablo 4. SKNK işlem parametreleri

Parametreler	Değer
Takım devir hızı	1850 devir/dk
Dalma derinliği	1,6 mm
Omuz penetrasyon derinliği	0,1 mm
Kaynak takım geometrisi	Dairesel pimli takım
Bekleme süresi	6 s
Eğim açısı	0°

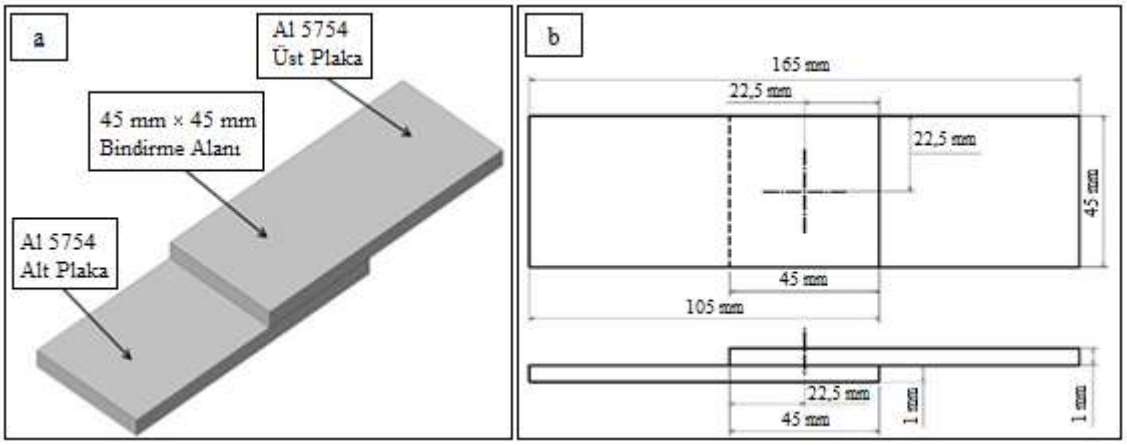
2.3. Sürtünme Karıştırma Nokta Kaynağı Uygulaması

Sürtünme karıştırma nokta kaynağı işlemi için öncelikle Şekil 3'de gösterilen kaynak aparatı tasarlanmıştır ve freze ile üretilmiştir. Kaynak aparatı, 'Universal Freze Tezgâhı' üzerinde sabitlenmiştir. Üretilmiş olan alüminyum levhalar Şekil 4(a)'da şematik olarak gösterilen şekilde birbirlerinin üstünde konumlandırılmıştır (üst üste bindirme alanı 45 mm × 45 mm). Son olarak, imal edilmiş olan kaynak takımları frezeye bağlanmıştır ve sürtünme karıştırma nokta kaynağı işlemi, belirlenmiş olan kaynak parametreleri kullanılarak levhaların üst üste bindirme alanının merkezine (Şekil 4(b)) uygulanmıştır.



Şekil 3. Kaynak aparatı (a, b) şematik gösterimi ve (c) fotoğrafı

Belirlenmiş olan deney parametrelerinde beş adet numune imal edilmiştir ve kesme makaslama testi için beş numunenin dördü kullanılmıştır. Son numune ise mikro sertlik ölçümü için kullanılmıştır. Kesme makaslama testi ve sertlik ölçümlerine ilişkin analizler Dedeoğlu ve Güler (2019) makalesinde paylaşılmıştır. Ardından, en yüksek kesme makaslama mukavemetine sahip olan test numunesi mikroyapı incelemelerine tabii tutulmuştur.



Şekil 4. Numunelerin kaynak konumunun (a) izometrik görünüşü, (b) üstten görünüşü ve yandan görünüşü

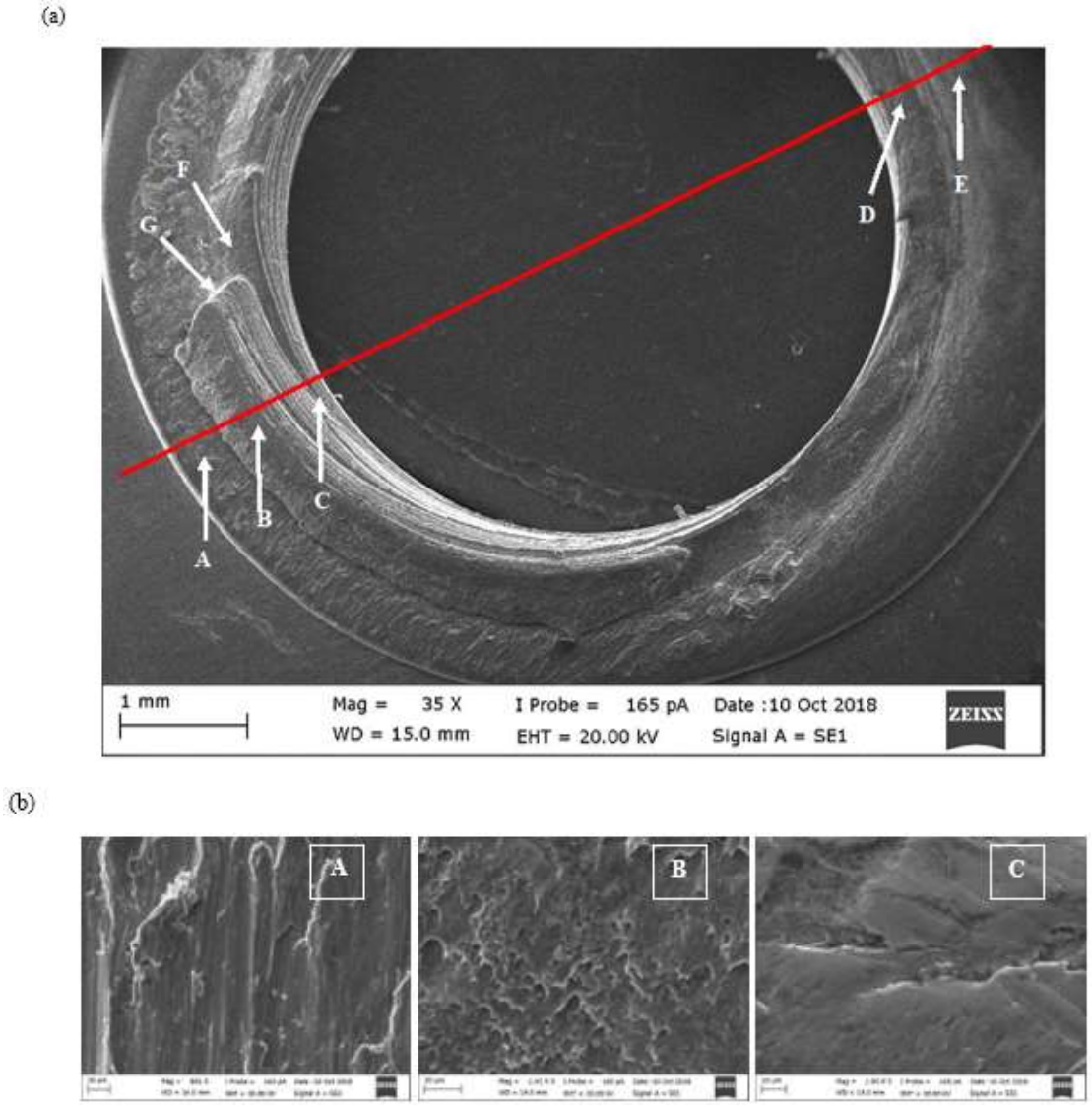
2.4. Mikroyapı Analizlerinin Yapılışı

Kırılma yüzeylerinin mikroyapı analizleri taramalı elektron mikroskobu yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. Analizler hem alt levha hem de üst levha için yapılmıştır. Test cihazının boyut sınırlamaları nedeniyle numuneler, kaynak bölgesinin etrafından hassas kesme cihazı kullanılarak kesilmiştir ve test cihazının içinde konumlandırılmıştır. Numunelerin taramalı elektron mikroskobu analizi, kaynak kırılma yüzeyinin bir ucundan diğer ucuna kademeli olarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, numune üzerindeki diğer bölgelerdeki kırıklar da incelenmiştir.

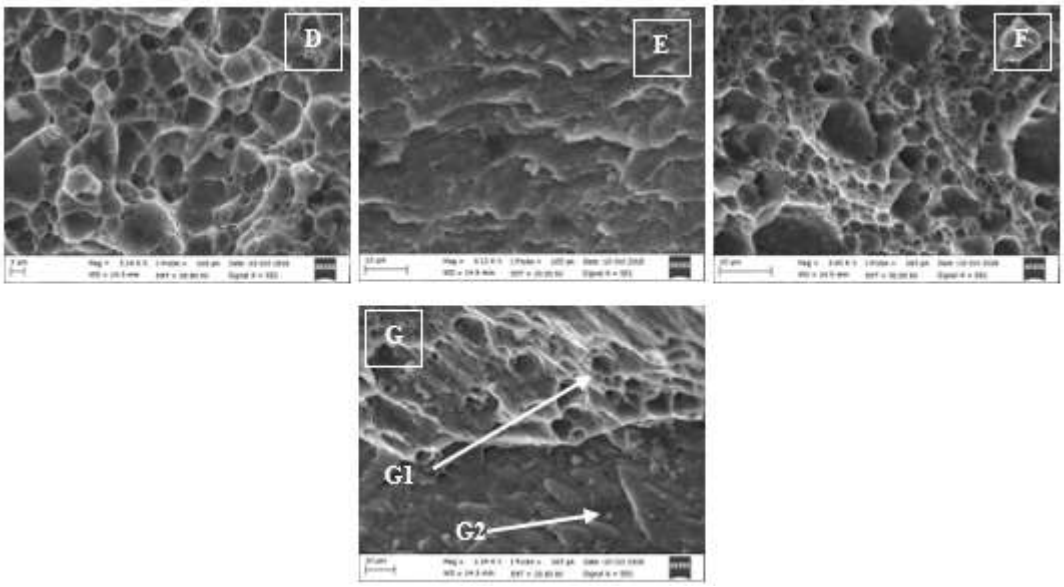
3. DENEYSEL SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR

Çalışmada, her bir takım geometrisi için maksimum mukavemet gösteren numunelerin, kesme makaslama testi sonrası taramalı elektron mikroskobu yöntemi ile mikroskobik analizleri gerçekleştirilmiştir.

Test numunesi için üst levha arka yüzeyinden elde edilen mikroyapı görüntüleri, Şekil 5 (a, b)'de gösterilmektedir. İncelemeler, simetri düzlemi boyunca beş farklı noktada ve diğer bölgelerde bulunan iki farklı konumda yapılmıştır ve Şekil 5(b)'de bu noktaların mikroyapı görüntüleri gösterilmiştir. Bu noktalar, Şekil 5 (a)'da A, B, C, D, E, F ve G olarak işaretlenmiştir. A bölgesinde, kaynak bölgesinin dış çevresine yakın uzatılmış çukurlar mevcuttur; bunlar kesme kırılmasının meydana geldiğini göstermektedir (Mahmoud ve Khalifa, 2014). B bölgesinin kırılma yüzeylerinde uzatılmış çukurlar ve taneler arası kırılma modu vardır (Pathak ve ark., 2013). Numunenin C bölgesi için kırılma esnasında diğer yüzeyin C bölgesi üzerinden kayması nedeniyle, çukursuz yüzey oluşmuştur (Pathak ve ark., 2013), D bölgesinin kırılma yüzeylerinde gerçekleşen kırılmanın sünek kırılma olduğunu gösteren çukurlar bulunmaktadır (Fereiduni ve ark., 2018). E ve G (G2) bölgelerinin kırılma yüzeyindeki birçok uzun çukur, kesme kırılmasının oluştuğunu göstermektedir (Zhang ve ark., 2011). F ve G (G1) bölgelerinin kırılma yüzeylerindeki eşeksenli çukurlar bulunmaktadır (Lin ve Chen, 2015). Ayrıca, A, E ve G (G2) bölgelerinde gevrek kırılma meydana gelmiştir. Bunun nedeni, kırılma yüzeyindeki düz hatlı kırılma izleridir. D, F ve G (G1) bölgelerinin kırılma yüzeyinde oluşan dairesel çizgiler, oluşan kırığın sünek bir kırılma olduğunu göstermektedir.



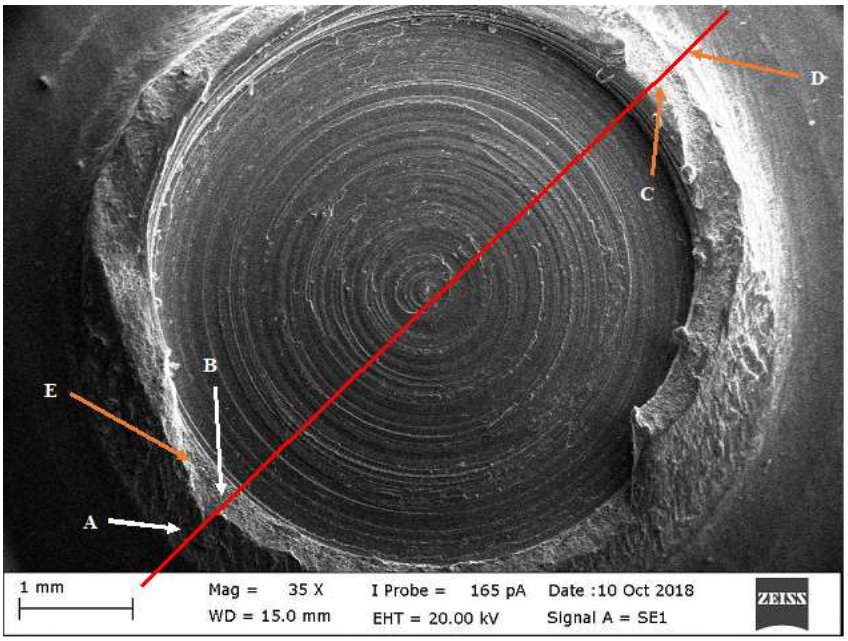
Şekil 5. Test numunesinin (a) üst levha arka yüzeyinin ve (b) A, B, C, D, E, F ve G noktalarının mikroyapı görüntüleri



Şekil 5. Test numunesinin (a) üst levha arka yüzeyinin ve (b) A, B, C, D, E, F ve G noktalarının mikroyapıları (devam)

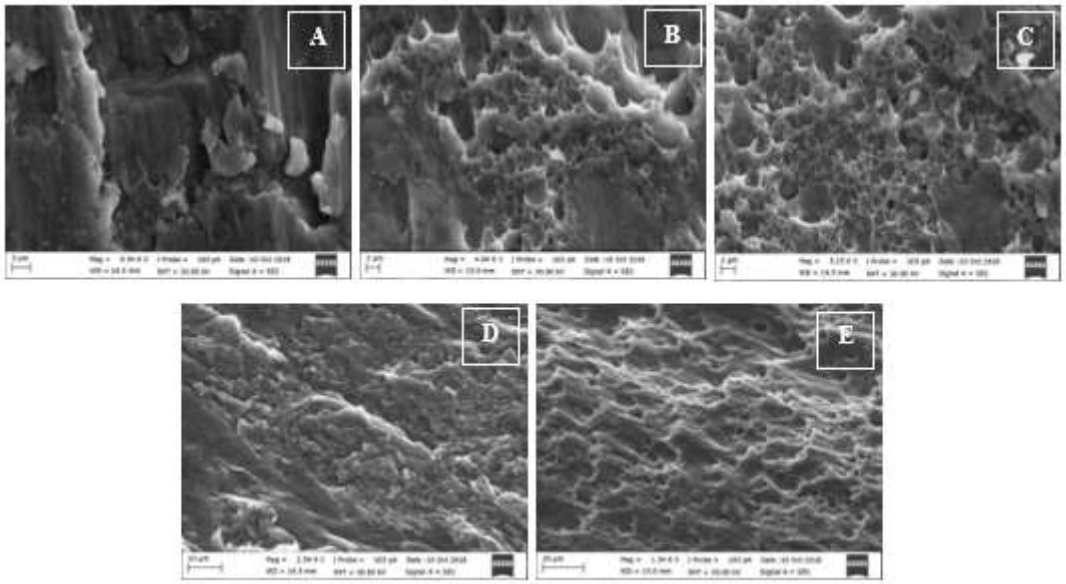
Taramalı elektron mikroskobu yöntemi ile, deney numunesinin alt levha üst yüzeyine ait sonuçlar Şekil 6 (a, b)'de gösterilmektedir. A bölgesinde; kaynak bölgesinin dış çevresinde oluşan uzun çukurlar, kesme kırılmasının meydana geldiğini göstermektedir (Mahmoud ve Khalifa, 2014). B ve C bölgelerinde ise, deforme olmuş çukurlar bulunmaktadır. Bu çukurların morfolojileri incelendiğinde; kesme ve çekme hata modlarının bir kombinasyonunun bulunduğu tespit edilmiştir (Lin ve Chen, 2015). D bölgesinde kırılma yüzeyinde oluşan uzun çukurların sayısı çok fazladır ve bu, kesme kırılmasının meydana geldiğini göstermektedir (Zhang ve ark., 2011). E bölgesinde, farklı ebatlarda uzatılmış, sığ ve küçük çukurlar bulunmaktadır ve kırılma yüzeyindeki çıkıntılı yüzeyler ortak yüzey morfolojisine sahiptir (Pathak ve ark., 2013). Aynı zamanda, A ve D bölgesinin kırılma yüzeylerinde oluşan düz hatlı kırılma izleri gevrek kırılmanın meydana geldiğini göstermektedir.

(a)



Şekil 6. Test numunesinin (a) alt levha üst yüzeyinin ve (b) A, B, C, D ve E noktalarının mikroyapıları

(b)



Şekil 6. Test numunesinin (a) alt levha üst yüzeyinin ve (b) A, B, C, D ve E noktalarının mikroyapıları (devam)

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, takım devir hızı (1850 devir/dk) ve takım geometrisi (dairesel pimli takım) parametrelerinin Al 5754 alüminyum alaşımının sürtünme karıştırma nokta kaynağının mikroyapı özellikleri incelenmiştir.

Elde edilen sonuçlara göre:

- Deney numunelerinin mikroyapı görselleri incelendiğinde gerçekleşen kırımanın genellikle sünek kırılma şeklinde olduğu gözlemlenmiştir. Kırılma yüzeyinde oluşan dairesel çizgiler, oluşan kırığın sünek bir kırılma olduğununu göstermektedir.
- Test numunelerin bazı bölgelerinde gevrek kırılma da tespit edilmiştir. Kırılma yüzeylerinde düz hatlı kırılma izleri bulunması nedeniyle meydana gelen kırılma gevrek kırılmadır.
- Birbirine benzer mikroyapı görüntüleri numunelerde farklı bölgelerde gözlemlenmiştir; ancak bazı bölgelerde farklı mikroyapı görüntüleri de bulunmaktadır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Uludağ Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Departmanı (Proje No: KUAP (M) -2013/53) tarafından desteklenmiştir. Yazarlar, Uludağ Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Departmanı'na değerli destekleri için teşekkür etmektedir.

KAYNAKLAR

[1] Su, P., Gerlich, A., North, T.H., Bendzsak, G.J. (2007) "Intermixing in Dissimilar Friction Stir Spot Welds", Metallurgical and Materials Transactions A, 38(3): 584-595.
[2] Ikuta, A., Yin, Y., North, T.H. (2015) "Influence of Tool Thread on the Mechanical Properties of Dissimilar Al Alloy Friction Stir Spot Welds", Welding International, 29(1): 1-9.
[3] Bilici, M.K., Bakır, B., Bozkurt, Y., Çalış, İ. (2016) "Sürtünme Karıştırma Nokta Kaynak Tekniği ile Birleştirilen Farklı Alüminyum Levhaların Taguchi Analizi", Pamukkale Üniv. Müh Bilim Dergisi, 22(1): 17-23.
[4] Lin, Y. –C., Chen, J. –N. (2015) "Influence of Process Parameters on Friction Stir Spot Welded Aluminum Joints by Various Threaded Tools", Journal of Materials Processing Technology, 225: 347-356.

[5] Abbass, M.K., Hussein, S.K., Khudhair, K.K. (2016) "Optimization of Mechanical Properties of Friction Stir Spot Welded Joints for Dissimilar Aluminum Alloys (AA2024-T3 and AA 5754-H114)", Arabian Journal for Science and Engineering, 41(11): 4563-4572.
[6] Mahmoud, T.S., Khalifa T.A. (2014) "Microstructural and Mechanical Characteristics of Aluminum Alloy AA5754 Friction Stir Spot Welds", Journal of Materials Engineering and Performance, 23(3): 898–905.
[7] Pathak, N., Bandyopadhyay, K., Sarangi, M., Panda, S.K. (2013) "Microstructure and Mechanical Performance of Friction Stir Spot-Welded Aluminum-5754 Sheets", JMEPEG, 22, 131-144.
[8] Fereiduni, E., Movahedi, M., Baghdadchi, A. (2018) "Ultrahigh-strength friction stir spot welds of aluminium alloy obtained by Fe3O4 nanoparticles, Science and Technology of Welding and Joining", 23(1), 63-70.
[9] Zhang, Z., Yang, X., Zhang, J., Zhou, G., Xu, X., Zou, B. (2011) "Effect of welding parameters on microstructure and mechanical properties of friction stir spot welded 5052 aluminum alloy", Materials and Design, 32(8-9), 4461-4470.
[10] Dedeoğlu, O., Güler Özgül, H. (2019) "The Joint Properties of 5754 Aluminium Alloy by Friction Stir Spot Welding". Journal of Manufacturing and Materials Processing, 3(1): 8.
[11] Kahraman, B. (2009) "Otomotiv Endüstrisinde Kullanılan 5754 Alüminyum Alaşımı Sacların Direnç Nokta Kaynağı (RSW) ve Sürtünme Karıştırma Nokta Kaynağı (FSSW) Yöntemleri ile Birleştirilmesi", Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli.
[12] Bozkurt, Y., Bilici, M.K. (2013) "Application of Taguchi Approach to Optimize of FSSW Parameters on Joint Properties of Dissimilar AA2024-T3 and AA5754-H22 Aluminum Alloys", Materials and Design, 51: 513–521.

DİREKT ENJEKSİYONLU MOTORLARDA İS SINIRINDA DOĞALGAZ İLAVESİNİN MOTOR KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Ahmet Alper Yontar[1], Hüseyin Değirmenci[2]

[1]Tarsus Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Tarsus, Mersin, Türkiye
[2]Tarsus Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Otomotiv Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Tarsus, Mersin, Türkiye
Sorumlu Yazar: Ahmet Alper Yontar, aayontar@tarsus.edu.tr

ÖZET

Dünya genelinde kullanılan taşıtlar için emisyon toleransları her geçen gün daralmaktadır. Bu durum, alternatif yakıtların kullanımını ya da yaygın olarak kullanılan yakıtlar içerisine alternatif yakıt ilaveleri konularının otomotiv sektörü içerisinde ar-ge üzerinden aldığı payı arttırmaktadır. Bu çalışma, direkt enjeksiyonlu bir motorun ekivalans oranının 0.77 olduğu is sınırında; motor karakteristiklerinin doğalgaz ilavesi sonrası değişiminin sayısal yöntemle incelenmesi üzerine odaklanmıştır. Bu amaçla, 3-B silindir içi yanma HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizleri gerçekleştirilerek elde edilen sonuçlar dizel-doğalgaz karışımı ve dizel yakıt kullanımı için karşılaştırmalı olarak irdelenmiştir. Star-CD/es-ice yazılımında yapılan kapalı çevrim HAD analizlerinde sırasıyla; motor hızı 1300 d/dak ve sıkıştırma oranı 17:1 olarak sabit tutulmuştur. Analizlerde: dizel – doğalgaz kullanım şartlarında doğalgaz ilavesi kütlesel %5 olarak emme portundan emme havası içerisine gönderilecek şekilde tanımlamıştır. HAD modelinde k-ε RNG türbülans modeli ve ECFM-3Z/Compression yanma modeli kullanılmıştır. Dizel yakıt enjeksiyonu için ise Reitz and Diwakar break-up yaklaşımı, Huh atomizasyon yaklaşımı ve Bai damlacık davranış yaklaşımı modele tanımlanmıştır. Analizlerin sonucunda silindir içi basınç değişimi, silindir içi ortalama sıcaklık değişimi, CO, CO2, NOx ve is oluşumu davranışları karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Çalışmanın sonucunda kütlece dizel yakıta göre düşük oranda bir doğalgaz ilavesinin bile emisyonlar üzerinde ciddi etki yarattığı elde edilen bulgular tarafından ortaya konulmuştur. Dizel – doğalgaz karışımı için emisyon oluşumlarında CO ve is oluşumunun azaldığı gözlenirken buna karşılık karışımın H/C oranının yükselmesinin sonucunda silindir içi sıcaklığın artması sebebiyle NOx oluşumunda ve silindir içi oksidasyonun artması nedeniyle CO2 oluşumunda artış eğilimi görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Direkt Enjeksiyonlu Motor, Dizel-Doğalgaz, HAD Modeli, Motor Performansı, İs

NUMERICAL INVESTIGATION OF NATURAL GAS ADDITION EFFECTS ON DIRECT INJECTION ENGINE CHARACTERISTICS AT SOOT FORMATION LIMIT

ABSTRACT

Emission tolerances for vehicles used around the world are narrowing day by day. This situation increases the share of the use of alternative fuels or the addition of alternative fuels to commonly used fuels in the automotive sector over R&D. In this study, equivalence ratio in a direct injection engine with the soot limit of 0.77; focused on the numerical analysis of the changes in engine characteristics after the addition of natural gas. For this purpose, the results obtained by performing 3-D in-cylinder combustion CFD (Computational Fluid Dynamics) analyzes were examined comparatively for diesel-natural gas mixture and diesel fuel usage. In the closed loop CFD analyzes performed in Star-CD/es-ice software, respectively; The engine speed was kept constant at 1300 rpm and the compression ratio was 17:1. In the analyses: the addition of natural gas in diesel – natural gas usage conditions is defined as 5% by mass to be sent from the intake port into the intake air. The k-ε RNG turbulence model and the ECFM-3Z/Compression combustion model are used in the CFD model. For diesel fuel injection, Reitz and Diwakar break-up approach, Huh atomization approach and Bai droplet behavior approach are defined in the model. As a result of the analyses, in-cylinder pressure change, in-cylinder average temperature change, CO, CO_2, NO_x and soot formation behaviors were compared and evaluated. As a result of the study, it has been revealed by the findings that even a low amount of natural gas addition by mass compared to diesel fuel has a serious effect on emissions. While it was observed that CO and soot formation decreased in emission formations for diesel – natural gas mixture, there was an increase trend in NO_x formation due to

the increase in the in-cylinder temperature as a result of the increase in the H/C ratio of the mixture, and in the formation of CO_2 due to the increase in in-cylinder oxidation.

Keywords: Direct Injection Engine, Diesel-Natural Gas, CFD Model, Engine Performance, Soot

1. GİRİŞ

Dünyadaki gelişmelerle beraber enerji verimliliğinin ve gelişen teknolojiyle oluşan çevre kirliliğinin önüne geçmek için her geçen gün yasal düzenlemeler artmaktadır. Stratejik olarak petrol kökenli yakıt bağımlılığının azaltılması yönündeki zorunluluklar, ilgili uygulama sahalarındaki alternatif enerji kullanımını daha da ivmelendirmenin yanı sıra bilinen enerji kaynaklarının potansiyel kullanımlarının tekrar gözden geçirilip iyileştirmeler yapılmasını sağlamıştır. Farklı oranlarda alternatif yakıt kullanımının çift yakıtlı motorlar üzerindeki analizleri birçok çalışmaya konu olmuş ve birçok bulgu elde edilmiştir. Alternatif yakıtlar konusu ile ilgili her geçen gün daha farklı çözümler aranmakta, yeni ar-ge çalışmaları yapılmaktadır. İçten yanmalı motorlarda silindir içindeki yanmayı etkileyen küçük oranlardaki alternatif yakıt ilavelerinin bile nihai etkisi, motor performansı ve emisyonları üzerindeki iyileştirmeler için önemli sonuçları gündelik hayattaki mühendislik uygulamalarına sunmaktadır.

Mühendislik uygulamalarındaki yanma süreçleri konusundaki bilgileri geliştirmek için iki temel hedef vardır. Bu hedefler geleneksel sistemlerin verimliliğini arttırmak ve emisyon kaynaklı hava kirliliği sorununu engelleyici yöntemler geliştirmektir. Günümüzde birçok ısı makinası enerji üretimi için gaz halindeki yakıtların kullanımına uyarlanabilmektedir. Özellikle, yüksek sıkıştırma oranına sahip pistonlu motorlarda genellikle yüksek ısıl verim ve düşük yakıt sarfiyatı istenildiğinden; gaz-sıvı (çift) yakıt ile çalışabilen bir sıkıştırmalı ateşlemeli motorda gaz yakıtın ilave yakıt olarak kullanılması enerji üretimi açısından kullanışlı bir yaklaşımdır. İkili yakıt yakma sistemi, esasen kendiliğinden tutuşma koşullarının altında hızlı sıkıştırılan ve içerisine daha az reaktif olan yakıtın enjekte edilmiş olduğu karışımın, üst ölü nokta pozisyonuna yakın bir noktada daha reaktif olan yakıtın enjeksiyonu ile ateşlenen bir yakma stratejisine sahiptir. Birincil yakıt, atmosferik koşullarda genellikle gaz halindedir ve emme havası içerisine enjekte edilerek silindir içerisine alınır. Sıvılaştırılmış hidrojen veya CNG-LNG gibi kriyojenik bir maddenin motorun giriş havasına enjekte edilmesi, ortamdan ısı çekmesi nedeniyle karışımın sıcaklığında belirgin bir düşüşe yol açar. Bunun, ayrıca volümetrik verim açısından pozitif yönde etkisi olan bir yöntemdir [1].

Harrington vd. [2], direkt püskürtmeli dizel motora hem dizel yakıt hem de doğalgazı aynı enjeksiyon üzerinden püskürten bir deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalar sonucunda; NO_x, HC ve PM'lerin sırayla %45, %85 ve %71 oranlarında azaldığı gözlemlenmiştir. Bu çalışma enjeksiyon zamanlamasının ve enjeksiyon basıncının kombinasyonunun, genel termal verimliliğini korurken, NO_x emisyonlarını önemli ölçüde azaltabileceğini açıkça göstermektedir.

Papagiannikis ve Hountalas [3], çift yakıtlı metot ile bir direkt enjeksiyonlu dizel motor için nispeten yüksek bir kendiliğinden tutuşma sıcaklığına sahip doğalgaz eklenmesiyle, bir dizi çalışmalarda bulunmuşlardır. Deneysel verilerin analizlerinden çift yakıt işleminin motor karakteristiği bakımından daha verimli sonuçlara ulaşabileceğini ortaya koymuştur. Emisyon açısından ise NO_x in üzerinde olumlu etkisi olduğunu ve CO ile HC emisyonlarının genellikle normal dizel kullanımına göre yüksek miktarda oluştuğunu belirtmişlerdir.

Papagiannikis vd. [4], çift yakıtlı yanma sistemlerinde doğalgaz kullanmanın temel amaçlarından biri olan partikül emisyonlarını ve azot oksitleri azaltmak noktasından hareketle deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Dizel-doğalgaz çift yakıtlı yanma sistemi sonucunda karışımın emisyon ve motor performansı üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Çalışmada; termik verim, egzoz gaz sıcaklığı, NO_x, CO, HC ve is emisyonları üzerindeki ikili yakıt kullanımının etkileri değerlendirilmiştir. Farklı oranlarda hava-yakıt karışımı için emme portu üzerinden yanma odasına aktarılan doğalgazın, emisyonlar üzerindeki olumlu etkisini ortaya çıkarmışlardır.

Wannatong vd. [5], tek silindirli bir direkt enjeksiyonlu dizel motoru üzerinde yapmış oldukları deney sonucunda dizel-doğalgaz yakıt oranına göre ateşleme gecikmesinde değişiklikler gözlendiği, motorun sabit devir durumunda dizel-doğalgaz karışımındaki doğalgaz oranının artması ile ısı yayma oranını arttırdığı ve doğalgazın miktarının arttırılması durumunda motor içi vuruntunun meydana geldiği gözlemlemiştir.

Mustafi vd. [6], direkt enjeksiyonlu (DI) dizel motorlardan kaynaklanan kirletici emisyonlarının azaltılmasına yönelik çift yakıtlı yanmanın; doğalgaz ve biyogaz yakıtı ile çalışan bir direkt enjeksiyonlu (DI) dizel motorun performans ve egzoz emisyonları üzerindeki etkisini incelemiştir. İncelemeler sonucunda, dizel yakıta kıyasla doğalgaz ve biyogaz yakıtları için maksimum net ısı salınım oranlarının sırasıyla yaklaşık %27-30 daha yüksek olduğu elde edilmiş ve çift yakıt kullanımının dizel yakıta göre NO_x ve PM açısından daha düşük sonuçlar verdiğini, buna karşın HC oranının keskin şekilde arttığı gözlemlemişlerdir.

Mittal vd. [7], doğalgaz kullandıkları çalışmalarında NO_x emisyonunun dizel kullanımına göre azaldığını, buna karşın HC ve CO emisyonlarının arttırdığını fakat oksidasyon katalizörü kullanılarak bu emisyonların minimize edilebileceğini belirtmişlerdir. Literatürdeki çalışmalardan farklı olarak ikili yakıt kullanımında is oluşumunun dizel yakıt kullanımına göre arttığını vurgulamışlardır.

Mattarelli vd. [8], çift yakıt uygulamasının etkilerini bir 3-B modelleme çalışması ile ortaya koymuşlardır. KIVA-3V hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kodundan faydalanarak, hem dizel yakıt hem de çift yakıt (dizel ve doğalgaz) modlarında çalışan, 4-silindirli, 2.8 lt'lik bir turboşarjlı HSDI Dizel motorunun yanma sürecinin analizini 3-B olarak gerçekleştirmişlerdir. Dizel yanma modeli, doğalgaz yanma modeli ve çift yakıt yanma modelleri sistemin simülasyonu için yazılıma tanımlamışlarıdır. Analizlerin sonucunda, çift yakıtlı yanma modelinin is miktarının minimize olduğunu, CO ve CO_2 oluşumlarının azaldığını ancak aynı zamanda NO_x oluşumunda artış olduğunu tespit etmişlerdir.

Dishy vd. [9], yapmış oldukları bir çalışmada egzoz emisyonlarını ve termik verimi iyileştirmek için ikincil yakıt olarak doğalgaz yakıtını kullanmışlardır. Yaptıkları testlerde yüksek yüklerde verim açısından çift yakıt kullanımın dizel motorun verimine yaklaştığını, is emisyonlarının dizel motora göre azaldığını tespit etmişlerdir. Fakat NO_x emisyonunun arttığını ve özellikle düşük yüklerde çift yakıtlı motorun termik veriminin ve yanmamış yakıt oranının yükseldiğini gözlemlemişlerdir

Mustafi vd. [10], modifiye edilmiş direkt enjeksiyon dizel motorun üzerinde iki alternatif yakıt olan doğalgaz ve biyogaz yakıtlarını analiz etmişlerdir. Sonuçları dizel ve ikili yakıt operasyonlarında belirli bir motor çalışma koşulu için birbiri ile karşılaştırmışlardır. İkili yakıt kullanımı için is emisyonunun, aynı çalışma koşullarında dizel yakıta kıyasla yaklaşık %70 azaldığını, daha küçük ve yuvarlak is parçacık şekillerinin oluştuğunu gözlemlemişlerdir.

Papagiannakis vd. [11], motor üzerinde doğalgaz ve dizel ikili yakıt kullanılacak şekilde direkt enjeksiyon dizel motoru üzerinde modifikasyon yapıp, çift yakıt yanmasının performans ve emisyonlar üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Emisyonlar söz konusu olduğunda, çift yakıtla çalışmalarının, NO_x emisyonları üzerinde azaltıcı bir etkiye sahip olduğunu belirlemişlerdir. İkili yakıt işletiminde is emisyonlarında ciddi bir düşüş gözlemlemişlerdir. Ayrıca, CO ve HC emisyon seviyeleri normal dizel kullanımına kıyasla oldukça yüksek olarak ölçülmüş ve doğalgaz kullanan çift yakıtlı yanmanın, mevcut direkt enjeksiyonlu dizel motorlarda hem NO_x hem de is emisyonlarını kontrol etmek için iyi bir yöntem olduğunu vurgulamışlardır.

Bu çalışmada, direkt enjeksiyonlu bir motorda dizel-doğalgaz karışımının standart çalışma koşullarına göre ortaya çıkardığı sonuçlar, sıkıştırma ateşlemeli motorlar için kritik bir sınır olan is oluşum sınırında, sayısal 3-B modelleme yöntemiyle incelenmiştir.

2. 3-B SAYISAL MODELLEME

Sıkıştırmalı ateşlemeli motorlarda, motor devri ve gücü, döngü sırasında silindire enjekte edilen yakıt tarafından kontrol edilir. Motorlarda, yakıt parçacıkları aynı anda yanmadığından ve yanma periyodu kısa bir süreye yaydığından, farklı yakıt damlacık boyutlarının silindir içerisinde gözlenmesi gerekir. Bu durum, piston kafasına etki eden basınç darbelerini azaltır ve daha iyi bir motor performansı sağlar. Tüm motor devirlerinde sabit püskürtme süresinin olması arzu edilir. Bunun sağlanması için, püskürtme basıncı, motor devrinin karesiyle birlikte artacak şekilde değiştirilir.

Bu çalışmada direkt enjeksiyonlu ticari bir sıkıştırma ile ateşlemeli motorun bir silindiri incelenmiştir. Test motorunun teknik özellikleri Tablo 1'de listelenmiştir. Yakıt enjeksiyon sistemi, yakıtın silindir içerisine tek merkezden 10 demet halinde püskürtülebilecek şekilde oluşturulmuştur. Motor pistonu omega tipi yanma odasına sahiptir.

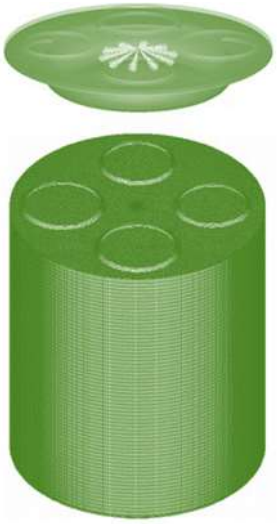
Tablo 1. Bir püskürtmenin parametrik tanımları

Silindir sayısı	1
Silindir hacmi, cc	1991
Silindir çapı, m	0.130
Strok uzunluğu, m	0.150
Sıkıştırma oranı	17:1
Supap sayısı	4

Motor için tek silindire ait geometri Şekil 1'de gösterilmiştir. Sadece kapalı çevrim aralığı için modelleme gerçekleştirilmesi sebebiyle, supapların kapalı olduğu aralıktaki hacimsel değişim dikkate alınarak geometri oluşturulmuştur (üst ölü noktadan 40º KMA önce - üst ölü noktadan 80º KMA sonra aralığı). Silindirin katı modeli ve motorun ilgili bileşenleri, üç boyutlu koordinat ölçüm (CMM) cihazı ile elde edilen boyutlar kullanılarak oluşturulmuştur.

Modellenen geometri, merkezi olarak silindir kafasına yerleştirilmiş olan enjektör memesini de içerir. Modelin diğer kısımları, silindir gömleğinden ve pistondan oluşur. Silindir gömleği yüzeyi ve piston kafa bölgesi, 3-B dinamik yanma modelinde zamana bağlı olarak hacim değişimini gerçekleştirir. Star-CD/es-ice yazılımı, silindir içi yanma modeli için kullanılmıştır. HAD analizinde, tüm model hacmini çevreleyen yüzeyler için 2-boyutlu bir yüzey ağ sistemi oluşturulmuş, daha sonra bu ağ hacmi 3-boyutlu ağ hacmine dönüştürülmüştür. Böylece, modele ait ağ sistemi enjektör, supap yüzeyleri gibi bölgelerdeki hassasiyetler göz önünde bulundurularak meydana getirilmiştir.

Yapılan analizde motor devri 1300 dev/dak, 17:1 sıkıştırma oranı ve 0.77 ekivalans oranı tanımlaması kullanılmış ve bu koşullar altında kütlece %95 dizel-%5 doğalgaz karışımı için yanma analizi gerçekleştirilmiştir. Silindir içi kalıntı egzoz gazı miktarı oranı, motor için literatürde kullanılan yaygın değer olan % 5'i olarak tanımlanmıştır [12].



Şekil 1. Silindir geometrisi ve ağ yapısı

Bu çalışmada, sıkıştırma ateşlemeli motorlarda yanmanın modellenmesi için geliştirilen ECFM-3Z/Compression yanma modeli kullanılmıştır. ECFM-3Z (Genişletilmiş Uyumlu Alev Modeli-3 Bölgeli) yanma modeli [13] hem kıvılcım ateşlemeli (doğrudan enjeksiyonlu) hem de sıkıştırma ateşlemeli motorlar için uygun bir yanma modelidir. Bu yanma modelinde temel yaklaşım, yerel katmanlamayı hesaplamak için çözüm hacmini üç bölgeye ayırmaktır. Karışım modeli için "3Z" terimi üç karışım bölgesini temsil eder. Bu karışım bölgeleri; karışmamış yakıt bölgesi, karışmamış hava-yanmış gaz bölgesi ve karışım bölgesidir [13]. Karışım bölgesindeki yanmış gazlar bölümü, geliştirilmiş alev sonrası kimyası modeli ile çözülür. Yanmamış gazlar bölümünde, ECFM yanma modeli, kendiliğinden tutuşma modeline ek bir model eklenerek çözülmektedir. ECFM-3Z modelinde; alev yayılımı ve alev sonrası emisyonlar, karışım bölgesindeki gazlar referans alınarak hesaplanır. Model, yanmış gaz gibi reaksiyon setlerini içerir; Analizde "Yakıt Oksidasyon Kimyası", "Ayrışma", "Kök Oluşum Kimyası", "$CO \Leftrightarrow CO_2$ Kinetik Kimyası", "NO_x Kimyası", "İs Kimyası" ve bu kimya setlerinin yapısını kullanmıştır [14]. Bu yanma modeli iki adımdan çözümleme gerçekleştirmektedir. İlk adımda gecikme süresi modellenir. İkinci aşamada, alev yüzeyinin gaz karışımı içerisindeki ortalama gerçek yayılımı hesaba katılır. Çözümlemede karışım bölgesi türbülanslıdır, diğer bölgelerdeki gazlar moleküler karışım difüzyonunun sonucudur [13].

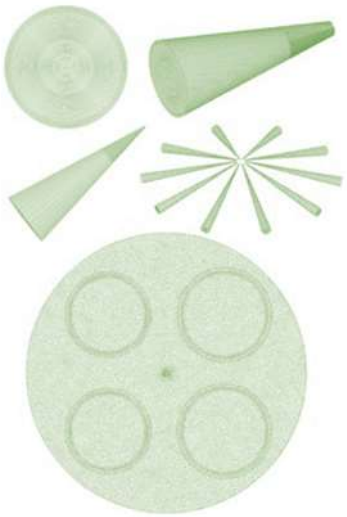
Silindir içi türbülans modeli olarak içten yanmalı motorlar için literatürde yaygın olarak kullanılan k-ε RNG türbülans modeli için kullanılmıştır [13]. Silindir yüzeylerindeki durumu modelleyebilmek için ise Angelberger duvar yaklaşımı modele tanımlanmıştır. Silindir tepe yüzey bölgesi 550 K, piston tepe yüzey bölgesi 600 K ve silindir cidar yüzeyi bölgesi 550 K sıcaklık tanımlamaları 3-B model için gerçekleştirilmiştir [15]. Akış alanı, sıcaklık dağılımı ve türbülans ile ilgili denklemlerin ayrışmasında MARS yöntemi kullanılmıştır. Hız-Basınç çifti için PISO çözüm algoritmasından faydalanılmıştır.

Silindir tepesinden gönderilen, 10 demetli dizel spreyin atomizasyon modeli Huh [16], damlacık saçılma modeli olarak Reitz ve Diwakar [17], damlacık davranış modeli olarak Bai [18] seçilmiştir. Huh modeli, büyüklük sırasına göre tahminlerle desteklenen öncüllere dayanmakta, püskürtme atomizasyonunda en önemli iki mekanizmanın, gaz ataleti ve enjektörde oluşturulan iç türbülans gerilmeleri olduğu varsayımını içermektedir. Reitz ve Diwakar modeli, aerodinamik kuvvetlerden dolayı damlacıkların dağılmasını iki şekilde yanma modeline tanımlamaktadır. Bunlardan ilki, damlacık etrafındaki düzgün olmayan basınç alanının düşük basınçlı bölgeden itibaren genişlemesine ve yüzey gerilimi kuvvetlerinden büyük hale ulaştığında damlacığın parçalanmasına ve dağılmasına neden olmaktadır. İkincisi, sıvının damlacık yüzeyinden ayrımı ve silindir içerisine saçınımını referans alarak çözümlemeyi gerçekleştiren bir yaklaşım

durumudur [17]. Bu iki yaklaşım yardımıyla, sıvı-gaz karışım yapısında silindir içerisine gönderilen yakıt jeti parçalanarak zaman ölçeği kıstasında içerisine doğalgaz enjekte edilmiş hava molekülleri ile reaksiyona girerek yanma modellemesi gerçekleştirilmiştir.

Krank mili açısı aralığında zamana dayalı gerçekleştirilen analizde, çözümleme adım parametresi hassasiyetleri tam olarak yakalayabilmek için 0.025º KMA olarak tanımlandı ve analizlerden elde edilen tüm parametreleri (basınç, sıcaklık, emisyonlar vb.) sonuç dosyasına kaydedildi. Sistemin tam çevrim aralığı 0º KMA ile 720º KMA aralığına tanımlanırken, kapalı çevrim analizi 40º KMA ÜÖN önce ile 80º KMA ÜÖN sonra aralığında 120º KMA için detaylı bir şekilde gerçekleştirildi. Çevrimde, dizel sprey enjeksiyon avansı, motor gerçek püskürtme avans değerine sadık kalarak, ÜÖN'dan 5º KMA önce olarak modele tanımlandı. Doğalgaz ise silindir içerisine hava ile ön-karışımlı olarak gönderildi.

Ağ yapısının sonuçlar üzerindeki etkisini minimize etmek için ağ sayısının maksimum kinetik enerji üzerindeki etkisini gözlemleyerek, farklı ağ sayıları için soğuk akış analizleri yanma analizlerinden önce gerçekleştirildi. Yapılan soğuk akış çalışmalarında, maksimum kinetik enerji değişiminin 3.5 milyon ağ elemanı sayısından sonra ihmal edilebilecek miktarda olduğu gözlendi ve bu sonuçtan hareketle, ağ elemanı sayısı 3741321 olacak şekilde silindir içi ağ yapısı oluşturuldu ve gerekeli parametrelerin tanımlanması ile birlikte 3-B yanma analizleri gerçekleştirildi. Sprey ağ yapısı ve silindir içi ağ yapısı görünümleri Şekil 2'de yer almaktadır.



Şekil 2. Silindir kafası ve sprey demeti ağ yapıları

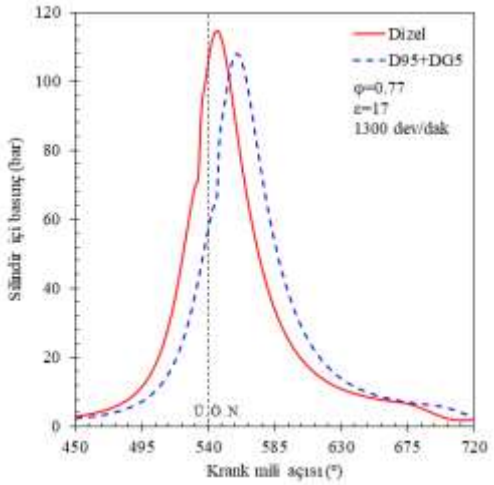
3-B HAD modelini doğrulamak için, ağ yapısı ve ağ eleman sayısı analizlerine ek olarak HAD modeli, motor kataloğunda verilen maksimum tork koşullarında dizel yakıt için çalıştırıldı. HAD modelindeki tork değeri hesaplandı ve katalog değerinden %2.61'den daha yüksek olarak elde edildi. Bu farkın, bütün gerçek ortam koşullarının modelde idealleştirilmesinden kaynaklandığı kabul edilerek; 3-B yanma analizleri dizel yakıt ve dizel-doğalgaz karışımı için gerçekleştirildi. Elde edilen çözümler kullanılarak, hesaplanan parametreler için sonuç grafikleri devam eden bölümde yer almakta ve değerlendirilmektedir.

3. SONUÇLAR

Bu çalışma, direkt enjeksiyonlu bir motorun dizel ve dizel-doğalgaz (D95+DG5) yakıtlarının kullanılması durumunda motor karakteristik değişiminin sayısal yöntemle incelenmesi üzerine odaklanmıştır. Dizel motorlar için yanma $0.4<\lambda<4.0$ lambda aralığında gerçekleşebilir. Bu çalışma kapsamında lambdanın yaklaşık 1.30 ve ekivalans oranının 0.77 olduğu is sınırında motor karakteristiklerinin kütlece %5 doğalgaz ilavesi ile değişimi sayısal 3-B modelleme yöntemi ile incelenmiştir.

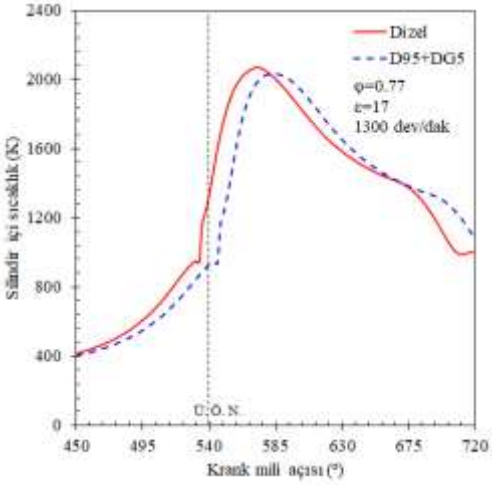
Doğalgaz yapısı itibariyle yüksek oranda metandan (CH_4) oluşmaktadır. Diğer bileşenleri: etan, propan, bütan, azot ve karbondioksittir. Bu gazlar haricinde, helyum ve hidrojen çok düşük oranda doğalgaz içerisinde bulunabilmektedir. Doğalgaz yanması temiz olarak adlandırılan bir yakıt olmakla birlikte diğer gaz yakıtlardan farklı olarak yüksek bir kendiliğinden tutuşma sıcaklığına sahiptir. Yakıttaki hidrojen başına karbon oranının çok düşük olması nedeniyle daha az CO emisyonları ve çok düşük miktarda is oluşumu meydana gelir. Bu neticede dizel yakıta eklenen doğalgazın, saf dizel yakıt kullanımına göre olumlu sonuçlar vermesi beklenmektedir.

Dizel (%100 dizel) ve dizel-doğalgaz (%95 dizel + %5 doğalgaz) yakıtlarının yanması sonucu silindir içi basınca etkisi Şekil 3'de gösterilmiştir. Silindir içerisinde, yakıtın yakılması sonucu sıkıştırma ile artan basınç piston ÜÖN'ya yaklaşırken artmaya başlamakta, ÜÖN'yı geçtikten sonra maksimum basınç seviyesine ulaşmakta, sonrasında yanmanın sona ermesi ve silindir hacminin genişlemesi ile düşüşe geçmektedir. Saf dizel (%100 dizel) yakıtının kullanıldığı analizde piston ÜÖN'yı yaklaşık olarak 8° KMA geçtikten sonra maksimum basınca ulaşmıştır ve maksimum basınç değeri yaklaşık olarak 115 bar olarak gözlenmiştir. Dizel-doğalgaz (%95 dizel+%5 doğalgaz) yakıtının kullanıldığı analizde piston ÜÖN'yı yaklaşık olarak 15° KMA geçtikten sonra maksimum basınca elde edilmiştir ve bu noktada, maksimum basınç değeri yaklaşık olarak 108 bar olarak hesaplanmıştır. Basınç eğrileri karşılaştırıldığında, D95+DG5 için silindir içi basıncın düştüğü, daha geç sürede silindir içi basıncın maksimum değere ulaştığı gözlemlenmiştir. Bunun sebebi doğalgazın gaz fazda olması ve silindir içerisinde buharlaşma için ısı çekimine gerek olmaması sebebiyle volümetrik verimi düşürmesi, yoğunluk farkı sebebiyle silindir içerisine alınan havanın yerini alması ve doğalgazın kararlı kimyasal yapısı sebebiyle yanma reaksiyonunda meydana gelen tutuşma gecikmesidir.



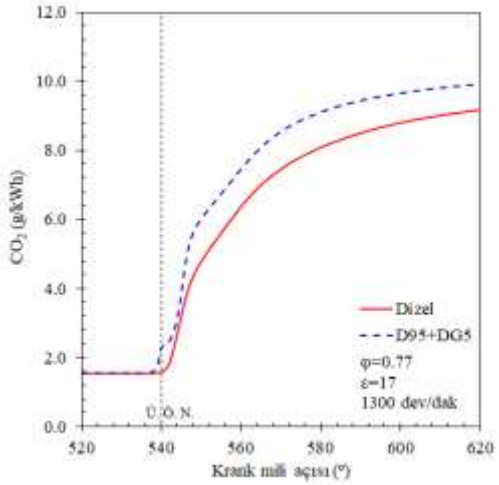
Şekil 3. Silindir içi basınç değişimi

Silindir içi sıcaklık eğrileri iki farklı yakıt tipi için Şekil 4'de yer almaktadır. Silindir içerisine alınan havanın ya da hava-doğalgaz karışımının sıkıştırılması sonucu yükselen silindir içi sıcaklık, ÜÖN'dan hemen önce silindir içerisine enjekte edilen dizel yakıtın tutuşma gecikmesi süresini tamamlaması sonrası keskin bir şekilde yükseliş göstermiş ve üst ölü noktadan belli bir KMA sonra silindir içerisinde maksimum değerine ulaşmıştır. Saf dizel (%100 dizel) yakıtının kullanıldığı analizde püskürtme sonrası buharlaşma prosesinden kaynaklı ortamdan ısı çekme sonucu anlık sıcaklık düşüşünü gözlemlemek mümkündür. Saf dizel kullanımında piston ÜÖN'yı yaklaşık olarak 28° KMA geçtikten sonra maksimum silindir içi sıcaklığa ulaşılmıştır ve bu değer yaklaşık 2080 K olarak yazılım tarafından hesaplanmıştır. D95+DG5 yakıtının kullanıldığı analizde, tutuşma gecikmesinden kaynaklı silindir içi sıcaklık üst ölü noktadan sonra hızlı bir yükseliş göstermiştir. Piston ÜÖN'yı yaklaşık olarak 33° KMA geçtikten sonra maksimum silindir içi sıcaklığa ulaşılmıştır. Bu noktada maksimum sıcaklık değeri: yaklaşık olarak 2015 K değerindedir. Görüldüğü gibi H/C oranı yüksek olmasına rağmen %5 doğalgaz ilavesi bile sistemin sıcaklığını düşürmekte ve mevcut durumla karşılaştırıldığında düşük sıcaklıkta bir yanmaya sebep olmaktadır.



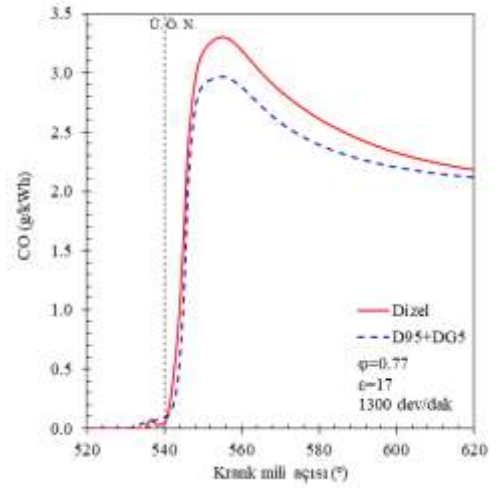
Şekil 4. Silindir içi sıcaklık değişimi

Silindir içi karbondioksit (CO_2) emisyonlarının bir çevrim boyunca değişim grafiği her iki yakıt içinde Şekil 5'te gösterilmiştir. Sıkıştırma zamanın bitmesine yaklaşık 2° KMA kala, dizel yakıt gönderimi sonrası ön reaksiyon mekanizmalarının gerçekleşmesi sebebiyle, D95+DG5 için CO_2 emisyonunda kısa süreliğine değişken artış ve sonrasında 9.80 g/kWh değerine ulaşana kadar üstel bir artış gözlemlenmiştir. Dizel yakıtının yanması sonucunda ise 9.20 g/kWh'lık maksimum CO_2 değeriyle sürekli üstel bir artış görülmektedir. Dizel-doğalgaz yakıt karışımının yanması sonucu silindir içiresinde daha fazla CO_2 emisyonunun oluştuğu gözlenmiştir. Bunun sebebi H/C oranının yüksek olması sebebiyle, silindir içerisinde daha çok noktada tam yanma olayının meydana gelmesi ve hava-yakıt karışımının daha yüksek oranda reaksiyon gerçekleştirmesinden dolayıdır. Yani doğalgaz ilavesi sistemin tam yanma oluşum etkinliğini arttırmıştır ve bu durumda hava-doğalgaz karışımının silindir içerisine ön-karışımlı olarak gönderilmiş olması da etkilidir. Saf dizel yakıt gönderiminde ise yakıt moleküllerinin ulaşamadığı bölgelerde ya da hava ile yakıtın tam olarak karışamadığı noktalarda eksik yanma bölgeleri meydana gelerek CO_2 oluşumunu azaltıcı yönde etki etmiştir.



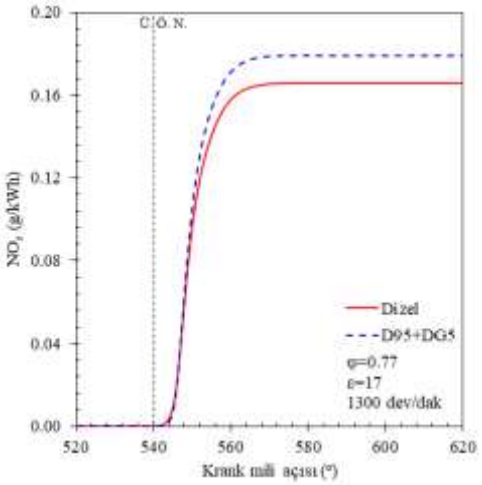
Şekil 5. Silindir içi CO_2 değişimi

Silindir içi karbonmonoksit (CO) emisyonlarının değişim grafiği Şekil 6'da gösterilmiştir. CO oluşumu temelde bütünsel ya da bölgesel olarak gerçekleşen eksik yanmanın bir sonucudur. Dizel yakıtı ile doğalgaz ile birlikte kullanmanın CO üzerinde olumlu etki sağladığı, eğrilerden gözlemlenebilir. Sıkıştırma zamanın bitmek üzere iken püskürtme sonrası gerçekleşen ön reaksiyon mekanizmaları CO oluşumunu gözlenebilecek seviyede etkilemiştir fakat tutuşma gecikmesi sonunda yanmanın tam olarak başlaması ile CO oluşumları hızlı bir yükseliş göstererek silindir içerisinde maksimum seviyeye ulaşmıştır. Daha sonrasında yanma prosesi esnasında CO moleküllerinin bazıları CO_2'ye yükseltgenmiştir ve bu durum CO oluşum eğrilerinde düşüş CO_2 oluşum eğrilerinde aynı zaman diliminde yükseliş olarak gözlemlenebilir. Doğalgazın, hava ile ön karışımlı silindire alınışı ve yüksek H/C oranı oksidasyonun verimliliğini yükselterek, CO oluşumunun dizel yakıt kullanımına göre daha az miktarda gerçekleşmesini sağlamıştır. Eğrilerin altında kalan alanlar hesaplandığında, saf dizel yakıt kullanımında meydana gelen CO oranı D95+DG5 kullanımındakine göre %13.2 daha yüksek seviyededir. Maksimum değer sonrasında ise yavaş logaritmik azalma görülmüştür.



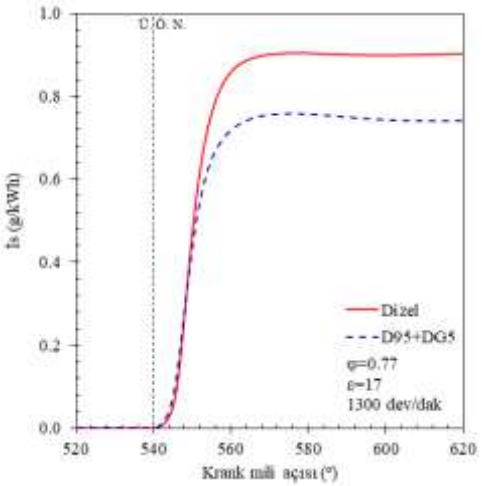
Şekil 6. Silindir içi CO değişimi

Her iki yakıt içinde silindir içerisinde azotoksit (NO_x) oluşum eğrileri Şekil 7'de yer almaktadır. 3-B yanma modelinde yazılım NO_x emisyonlarının oluşumunu bir dizi Zeldovich mekanizmasına göre gerçekleştirir. NO_x oluşumunun ana sebepleri, silindir içerisine havanın içerdiği serbest halde azot ve silindir içerisinde meydana gelen yüksek sıcaklıktır. Yanma modellemesinde NO_x için oluşum referans sıcaklığı 1700 K ve üzeridir. Sistem hesaplama yaparken NO, NO_2, NO_3 gibi yapıları hesaba dahil ederek eğri davranışlarını belirler. Burada doğalgaz ilavesi silindir içi sıcaklığı düşürmesi ile birlikte, bünyesinde bulunan yüksek miktarda hidrojen ve hidrojen kaynaklı yüksek alev sıcaklığı NO_x oluşumunu saf dizel kullanımına göre bir miktar yüksek kılmaktadır. Silindir içi sıcaklık kısmında da belirtildiği üzere karışım oranı ve enjeksiyon stratejisi ayarlanarak, NO_x miktarı doğalgaz kullanımı içinde aşağıya çekilebilir. Silindir içi kalıntı gaz miktarı arttırılarak ya da belirli oranda EGR ilavesi ile NO_x daha iyi bir şekilde kontrol de edilebilir. Eğrilerin altında kalan alanlar hesaplandığında, D95+DG5 kullanımı için NO_x oluşumu saf dizel kullanımına göre %16.71 daha yüksektir.



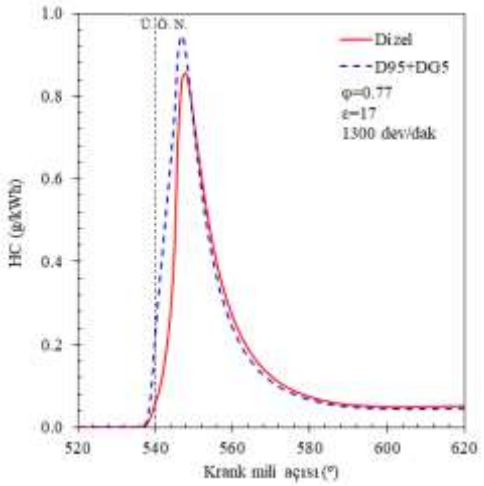
Şekil 7. Silindir içi NO_x değişimi

İs oluşum sınırlarında gerçekleştirilen 3-B yanma analizleri için elde edilen is oluşum eğrileri Şekil 8'de yer almaktadır. NO_x eğrilerinden hareketle, ters bir davranışla is oluşum eğrilerini gözlemlemek mümkündür. Karbon parçacıklarının okside olamaması sonucu üst üste birikmesi ile meydana gelen katı maddeler olan is; yakıtın kimyasal içeriği ve yanma sistemi koşullarına bağlı olarak ortaya çıkan bir tehlikeli emisyondur. Ön, ana ve son enjeksiyon yöntemleri ile kademeli enjeksiyonun avantajlarından faydalanılarak difüzyon yanma sistemlerinde is oluşumları minimize edilmeye çalışılmaktadır. Yakıtın içeriğinde: C/H oranı ne kadar yüksekse, o kadar is oluşma ihtimali difüzyon yanmaya sahip sistemlerde yüksektir. Bu bağlamda; doğalgazın sahip olduğu basit kimyasal yapı, minimum karbon sayısına sahip olması, hidrojen sayısının yüksek olmasından kaynaklı yüksek alev sıcaklığı is oluşumunu azaltıcı yönde etki etmiştir. Dizel yakıt miktarından azalış, kompleks karbon yapıların miktarında azalışa neden olmuş ve hava ile ön karışımlı doğalgaz sayesinde kısmi eksik yanma bölgelerindeki azalış is oluşumunun düşük seviyede kalmasını sağlamıştır. Eğrilerin altında kalan alanlar hesaplandığında, %5'lik bir doğalgaz ilavesinin bile is sınırında (φ=0.77) çalışma koşullarında yaklaşık %24.4'lük bir azalış sağladığını analizde göstermiştir.



Şekil 8. Silindir içi is oluşumu

Silindir içi hidrokarbon (HC) oluşum davranışları değişimi Şekil 9'da gösterilmiştir. Hidrokarbonların oluşumunun başlıca nedenleri; yakıt buharı, yanma odasında oluşan üfleme gazları, piston-silindir yüzeyinde bulunan yağlama tabakası gibi nedenlerdir. Ancak sıkıştırma ateşlemeli motorlarda, yakıtın silindir içerisinde yanma öncesi bulunma süreci kısa olduğu için bu oluşum mekanizmalarının birçoğunun gerçekleşmesi için yeterince süre yoktur ve bu nedenle; HC oluşumu buji ateşlemeli motorlara göre çok daha düşük seviyededir. Yakıtı oluşturan: benzen, olefin, aromatik gibi yapıların gerçekleştireceği ön reaksiyonlarda, HC oluşumunu arttırır. Doğalgaz kompleks bir kimyasal yapıya sahip değildir ve hidrojen içeriği yüksek olmasına rağmen HC oluşturan kimyasal türlerin birçoğunu içermez. Doğalgazın hava ile birlikte silindire alınması ve sıkıştırılarak sıcaklığının yükseltilmesi sonucu ön reaksiyonların gerçekleşmesi ile bir miktar HC oranın, saf dizel kullanımına göre yüksek seviyelere ulaşmasına yol açmıştır. Ancak her iki yakıt kullanımı içinde silindir içi yanmanın tamamlanması sonucunda HC oluşum oranı silindir içerisinde minimum seviyeye inmiştir.



Şekil 9. Silindir içi HC değişimi

Yapılan çalışmaları kısaca değerlendirecek olursak; alternatif yakıtların uygulamaları ve bunların mevcut sistemlerle bir arada kullanımı çalışmaları her geçen gün artmaktadır. Çalışmaların sayısındaki artışın en önemli sebebi ise çevre ve insan sağlığı açısından önem taşıyan emisyon oluşumlarının azaltılmasıdır. Bu araştırma çalışmasında, ticari bir direkt enjeksiyonlu sıkıştırma ateşlemeli motorun bir silindiri Star-CD/es-ice yazılımında 3-B olarak modellenerek silindir içi yanma analizleri hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. HAD analizleri 1300 dev/dak motor hızında, 17:1 sıkıştırma oranı ve is oluşumu sınırında yapılmış olup, saf dizel kullanımı ve kütlece %5 doğalgaz ilavesi için motor karakteristiklerinin değişimi yazılımdan elde edilmiştir.

Sonuçlar incelendiğinde, az miktarda bir oranda doğalgaz ilavesinin bile emisyon oluşumu ve özellikle de is oluşumu üzerinde pozitif yönde bir etki oluşturduğu görülmüştür. İlerleyen araştırmalarda; HAD analizlerinin mevcut sistem için farklı doğalgaz oranları ve farklı enjeksiyon stratejileri için gerçekleştirilmesi planlanmaktadır.

KAYNAKLAR

[1] Karim, G.A. (1980) "A review of combustion processes in the dual fuel engine – the gas diesel engine", Progress in Energy and Combustion Science, 6, 3, pp. 277-285.

[2] Harrington, J., Munshi, S., Nedelcu, C., Ouellette, P., Thompson, J., Whitfield, S. (2002) "Direct injection of natural gas in a heavy-duty diesel engine", SAE Technical Paper.

[3] Papagiannikis, R., Hountalas, D. (2003) "Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine", Applied Thermal Engineering, 23, 3, pp. 353-365.

[4] Papagiannikis, R., Rakopoulos, C., Hountalas, D., Rakopoulos, D. (2010) "Emission characteristics of high speed, dual fuel, compression ignition engine operating in a wide range of natural gas/diesel fuel proportions", Fuel, 89, 7, pp. 1397-1406.

[5] Wannatong, K., Akarapanyavit, N., Chanchaona, S. "Combustion and knock characteristics of natural gas diesel dual fuel engine", SAE Technical Paper.

[6] Mustafi, N., Raine, R., and Verhelst, S. (2013) "Combustion and emissions characteristics of a dual fuel engine operated on alternative gaseous fuels", Fuel, 109, pp. 669-678.

[7] Mittal, M., Donahue, R., Winnie, P., Gillette, A. (2015) "Exhaust emissions characteristics of a multi-cilinder 18.1-L diesel engine converted to fueled with natural gas and diesel pilot", Journal of the Energy Institute, 88, 3, pp. 275-283.

[8] Mattarelli, E., Rinaldini, C., Golovitchev, V., (2013) "CFD-3D analysis of a light duty dual fuel (diesel/natural gas) combustion engine", 68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association.

[9] Dishy, A., Hi, Y. T., Iwashiro, Y., Nakayama, S., Kihara, R., Saito, T. (1995) "Controlling combustion and exhaust emissions in a direct injection diesel engine dual-fueled with natural gas", SAE Technical Paper.

[10] Mustafi, N. N, Raine, R. R. (2008) "A study of the emissions of a dual fuel engine operating with alternative gaseous fuels", SAE Technical Paper.

[11] Papagiannakis, R.G., Hountalas D.T., (2004) "Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas", Energy Conversion and Management, 45, (18-19), pp. 2971–2987.

[12] CD-Adapco Star-CD, 2016, Star-CD/es-ice User Guide, Version 4.26.

[13] CD-Adapco, 2016, Star Methodology for Internal Combustion Engine Applications, Version 4.26.

[14] CD-Adapco CD-Methodology, 2016, Star-CD/es-ice, Version 4.26.

[15] Mahle GmbH, 2012, Pistons and Engine Testing, ATZ/MTZ-Fachbuch.

[16] Huh, K.Y., (1991) "A phenomenological model of diesel spray atomization" In Proceedings of The International Conference On Multiphase Flows.

[17] Reitz R. D., Diwakar R., (1986) "Effect of drop breakup on fuel sprays", SAE Technical Paper, pp. 218-227.

[18] Bai, C., Gosman, A.D. (1995) "Development of methodology for spray impingement simulation", SAE Technical Paper, pp. 55-568.

HOMOJEN ŞARJLI SIKIŞTIRMA ATEŞLEMELİ MOTORDA CNG VE CNG-HİDROJEN KARIŞIMLARI İÇİN MOTOR KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Ahmet Alper YONTAR[1], Duygu SOFUOĞLU[2]

[1]Tarsus Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Tarsus, Mersin, Türkiye
[2]Tarsus Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İmalat Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Tarsus, Mersin, Türkiye
Sorumlu Yazar: Ahmet Alper YONTAR, aayontar@tarsus.edu.tr

ÖZET

İleri yanma tekniklerinin uygulamalarından biri homojen şarjlı sıkıştırma ateşlemeli motorlardır. Bu motorların düşük silindir içi sıcaklıkta ve aşırı fakir koşullarda çalışabilme özellikleri özellikle her geçen gün daralan emisyon toleransları açısından önem arz etmektedir. Homojen şarjlı sıkıştırma ateşlemeli motorların (HCCI) gündelik hayatta yaygınlaşmasının önünde yanma başlangıcının kontrol edilememesi, yüksek motor hızlarında ve yüksek yükler altında çalışamaması gibi problemler yer almaktadır. Bu çalışmada bir HCCI motor sayısal olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemiyle modellenmiş ve 1000 dev/dak çalışma hızında, aşırı fakir şartlarda (λ=4.00), sıkıştırma oranının 19:1 olduğu durum için silindir içi yanma analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler CNG ve CNG-hidrojen karışımları için yapılmış olup, hidrojen ilavesi kütlesel olarak %5 ve %10 seviyelerinde CNG-hava karışımı içerisine gerçekleştirilmiştir. HAD modeli kapalı çevrim olarak gerçekleştirilmiş, k-ε türbülans modeli ve Multi-Zone Flamelet yanma modeli kullanılmıştır. Bölgesel laminer alev hızlarının belirlenmesi için Modified Metghalchi & Keck modeli, kendiliğinden tutuşma için Livengood-Wu modeli ve PISO çözüm algoritması analizlerde kullanılmıştır. Analizlerin sonucunda silindir içi basınç değişimi, silindir içi sıcaklık değişimi, CO, CO_2, NO_x, ısıl verim, indike ortalama efektif basınç ve özgül yakıt sarfiyatı davranışları karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Sonuç olarak hidrojen ilavesinin emisyonlar ve motor karakteristikleri üzerinde ciddi etki yarattığı gözlenmiştir. Hidrojen ilavesinin en büyük negatif etkisinin H/C oranının artması sonucu, hidrojenin alev sıcaklığı ile hidrojenin alev hızının çok yüksek olması sebebiyle, NO_x oluşumunu artırması olarak tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Homojen Şarjlı Sıkıştırma ile Ateşlemeli Motor, CNG, Hidrojen, HAD Analizi, Emisyon

NUMERICAL INVESTIGATION OF EFFECTS OF CNG AND CNG-HYDROGEN MIXTURES ON HOMOGENEOUS CHARGE COMPRESSION IGNITION ENGINE CHARACTERISTICS

ABSTRACT

One of the applications of advanced combustion techniques is homogeneous charge compression ignition engines. The ability of these engines to operate at low in-cylinder temperatures and in extremely lean conditions is especially important in terms of emission tolerances that narrowing day by day. There are problems such as the inability to control the combustion start, the inability to operate at high engine speeds and under high loads, in front of the widespread use of homogeneous charged compression ignition engines (HCCI) in daily life. In this study, an HCCI engine is numerically modeled by computational fluid dynamics (CFD) method and in-cylinder combustion analyzes are carried out for an operating speed of 1000 rpm, under extreme lean conditions (λ=4.00), for a compression ratio of 19:1. Analysis was applied for CNG and CNG-hydrogen mixtures, and the addition of hydrogen was carried out in the CNG-air mixture at 5 % and 10 % mass levels. The CFD model was realized as a closed loop, the K-ε turbulence model and the Multi-Zone Flamelet combustion model were used. Modified Metghalchi & Keck model for local laminar flame velocities, Livengood-Wu model for self-ignition and PISO solution algorithm were used in the analysis. As a result of the analysis, in-cylinder pressure change, in-cylinder temperature change, CO, CO_2, NO_x, thermal efficiency, indicated average effective pressure and specific fuel consumption behaviors were compared and evaluated. However, it has been observed that the addition of hydrogen has a serious effect on emissions and engine characteristics. It has been determined that the biggest negative effect of hydrogen addition is the increase in NO_x formation due to the fact that the H/C ratio increases, the flame temperature of hydrogen and the flame velocity of hydrogen are very high.

Keywords: Homogeneous Charged Compression Ignition Engine, CNG, Hydrogen, CFD Analysis, Emission

GİRİŞ

Enerji ihtiyacı, dünyada ekonomik gelişmeler ve sanayileşmeyle beraber günden güne artmaktadır. Günümüz enerji ihtiyacının büyük kısmı fosil yakıtlardan sağlanmaktadır. Fosil yakıtların yanması sonucu oluşan artık gazların atmosfere ve çevreye zarar vermesi ise büyük sorun teşkil etmektedir. Bu nedenle çevreyi en az şekilde etkileyen, yenilenebilir alternatif enerji kaynakları üzerine ar-ge çalışmaları devam etmektedir. Bu çalışmaların sonucunda homojen şarjlı sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar (HCCI), reaktif kontrollü sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar (RCCI), plazma destekli ateşlemeli motorlar (PAC), kısmi ön-karışımlı sıkıştırma ateşlemeli motorlar (PPCI) gibi yeni nesil yanma uygulamalarına sahip motorlar geliştirilmiştir.

Son yıllarda geleneksel yakıtların artan maliyeti, alternatif yakıtların yanı sıra yakıt karışımlarının da kullanılmasına teşvik etmektedir. Motor teknolojisindeki gelişmeler; içten yanmalı motorların performans ve egzoz emisyon testlerini modelleme yazılımları ile optimum tasarımlarla test edilmesine olanak sağlamaktadır. Bu makale çalışmasında, CNG yakıtlı homojen şarjlı sıkıştırma ile ateşlemeli motorda (HCCI), farklı kütlesel oranlarda hidrojen ilavesinin motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkileri sayısal modelleme yöntemi ile incelenmiştir. Hidrojenin ilave yakıt olarak içten yanmalı motorlarda kullanılması ile ilgili literatürde çeşitli kapsam ve yaklaşımlarda yapılmış çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmalardan bazıları devam eden kısımda kısaca özetlenmiştir.

Batmaz [1], dört zamanlı hava ile soğutmalı tek silindirli buji ateşlemeli motorda yapmış olduğu deneyde; 1800-3200 dev/dak aralığında; silindir içerisine hidrojen ilavesini kütlesel olarak %4, %8, %12 oranlarında emme havası içerisine yapıldığı testler; gaz kelebeğinin tam açık olduğu konumda gerçekleştirmiştir. Stokiyometrik noktada benzin-hidrojen karışımı için gerçekleştirilen testlerde hava-yakıt karışımındaki hidrojen oranının artmasıyla volümetrik verimin kötüleştiği görülmüştür. Hidrojen oranı arttıkça özgül yakıt sarfiyatında pozitif yönde etkilenmiştir. Ayrıca hidrojen ilavesiyle hidrokarbon (HC) emisyonlarında azalma gözlenmiştir.

Polat vd. [2], metan ile çalışan HCCI motora %0-40 aralığında hidrojen ilaveleri yaparak; beş farklı yakıt karışımı hazırlamışlardır. Hava-yakıt oranının arttırılmasıyla M100H0, M90H10, M80H20, M70H30, M60H40 yakıtları için yanma avansa alınmış maksimum silindir basıncı artmıştır. Hava fazlalık katsayısının artmasıyla beraber motorun vuruntulu çalışma eğilimi yükselmiştir. Bunun için HCCI motorlarda hidrojen kullanımında yüksek devirlerde karışımın seyreltilmesi ihtiyacı ortaya çıkmıştır. Fakir karışımda hidrojen ilavesi motorun vuruntulu çalışmasına neden olmuştur. Hidrojen ilavesi ile HCCI motorda yanma fazının kontrol edilebileceği araştırmacılar tarafından öngörülmüştür.

Fırat vd. [3], saf dizel yakıt ile çalışan motora %2, %4, %6 oranlarında hidrojen ilavesi yaparak, motor performansı ve emisyon değerlerini sayısal analizlerini AVL-FIRE yazılımı kullanarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada hidrojen

miktarının artması ile motor performans parametrelerinde yükseliş ve yanma hızında artış gözlenmiştir. Hidrojen ilavesinin arttırılmasıyla CO_2, NO_x emisyonları artmış fakat CO emisyonun da kısmi azalma görülmüştür.

Köse [4], yapmış olduğu çalışmada dört zamanlı turboşarjlı direkt enjeksiyonlu dizel motor kullanarak farklı motor devirlerinde ilave yakıt olarak hidrojen kullanımının motor performans parametreleri ve egzoz emisyonlarına etkisini incelemiştir. Dizel yakıt, yanma odasına direkt enjekte edilirken, emme manifoldu içerisine kütlece %2.5, %5.0, %7.5 oranında hidrojen ilave edilmiştir. Hidrojen ilavesi ile motor torku, motor gücü, termik verim, NO_x emisyonu, egzoz gazı sıcaklığı artarken HC, CO, O_2 emisyonları azaldığı görülmüştür.

Saravanan ve Nagarajan [5], çalışmalarında hidrojenin karbüratörden gönderilmesi, porttan püskürtülmesi ve manifoldundan püskürtülmesi yöntemlerini karşılaştırmışlardır. Porttan püskürtme ile manifolda püskürtme arasında kayda değer bir fark görülmemekle beraber; porttan hidrojen püskürtülmesiyle is emisyonu düşerken, ısıl verim ve NO_x emisyonları artmıştır. Karbüratörden hidrojen gönderilmesi ise NO_x emisyonunu arttırmış, ısıl verim ve is emisyonunu düşürmüştür. Emme portuna enjektörle hidrojen püskürtülmesi ve tutuşmanın motorin ile sağlanması yönteminin dizel motorlarda en uygun yöntem olduğu tespit edilmiştir.

İlbaş ve Yılmaz [6], hacimsel olarak farklı oranlarda hidrojen-metan karışımının yanmasının gaz emisyonlarına ve motor performansına etkisini incelemişlerdir. Çalışma da farklı hacimsel oranlara sahip M70H30 (%70 metan-%30 hidrojen) ve M30H70 (%30 metan-%70 hidrojen) karışımlı yakıtları kullanılmıştır. Hidrojen miktarının artmasıyla silindir içi sıcaklık artmış ve testlerde en yüksek silindir içi sıcaklığa M30H70 yakıtında ulaşılmıştır. Karışımlı yakıt kullanımında hidrojen miktarının artmasıyla CO emisyonu azalırken yüksek sıcaklığa bağlı olarak NO_x emisyonlarının arttığı görülmektedir. Hidrojence zengin yakıtta yanmanın hızlı gerçekleştiği gözlemlenmiştir.

Akansu ve Dulger [7], çalışmalarında %100CNG, %20H_2+%80CNG ve %10H_2+%90CNG karışım yakıtları kullanmışlardır. Çalışma sonucunda HC, CO_2 ve CO emisyonlarının azaldığı fakat NO_X emisyonların arttığı gözlemlenmiştir. Fren özgül yakıt tüketimi, termal kırılma verimliliği ve emisyonlar açısından, düşük hidrojen yüzde karışımının kullanıma uygun olduğu görülmüştür. Fren özgül yakıt tüketim değerleri artan H_2 ile azaldığı görülmüş olup, %20 H_2 + %80 CNG ve %10 H_2 + %90 CNG karışımlarının sırasıyla doğalgazdan %15 ve %8 daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

Stebar ve Parks [8], yapmış oldukları çalışmada, 8:1 sıkıştırma oranı ve 1200 d/dak hızda, hidrojenin kütlesel olarak %10 oranında katılmasının, fakir çalışma limit oranını 0.89'dan 0.55'e düşürdüğünü gözlemlemişlerdir. %20 hidrojen katılması durumunda limit oran 0.4'e düşmüştür. 0.55 denklik oranı için motor gücü %30'a düşmüş fakat termal verim %33'ten %37'e çıkmıştır. Yapılan çalışmanın sonucunda, hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına çok az etkisi olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Sher ve Hacohen [9], çeşitli benzin-hidrojen karışım yakıtları üzerine çalışmalar yapmışlardır. Kütlesel olarak %2 ile %6 arası hidrojen ilavesi durumunda özgül yakıt tüketimi %10 ile %20 arasında azalmıştır. Hidrojen ilavesi %6 üzerine çıktığında yakıt tüketimine kismi bir etki yaptığı görülmüştür. Çalışmada, stokiyometrik çalışma koşulları civarında HC ve CO emisyonlarının azaldığı fakat NO_x emisyonlarında artış olduğu gözlemlenmiştir.

Ma ve arkadaşları [10], doğalgaz-hidrojen karışım yakıtları için çalışmalar yapmışlardır. Saf doğalgaz operasyonu ve %20, %30, %40 hidrojen hacimsel fraksiyonları dahil olmak üzere hidrojenle zenginleştirilmiş sıkıştırılmış doğalgaz için verileri değerlendirmişlerdir. Hidrojen ilavesinin HC ve CO emisyonlarını azalttığını ayrıca NO_x emisyonlarında artış olduğunu tespit etmişlerdir.

Hariruddin ve arkadaşları [11], HCCI bir motorda hidrojen ve doğalgaz yakıtlarının kullanımını araştırmışlardır. HCCI yanma modunda hidrojen yakıtı ile yapılan deneylerde azalan güç ile birlikte emisyon değerlerinin de büyük ölçüde azaldığı görülmüştür. Ayrıca çift yakıt ile yapılan deneylerde hidrojen yakıtı dizel yakıtı ile birleştirildiğinde düşük CO, NO_X ve PM emisyonlarının elde edildiği bildirilmiş ve motor gücünün ise %13-16 oranında artırılabildiği görülmüştür.

Bu çalışmada, ticari bir buji ateşlemeli motordan HCCI çalışma mantığına dönüştürülmüş bir motorun karakteristikleri CNG ve CNG-H_2 karışımları için aşırı fakir çalışma koşullarında sayısal 3-B modelleme kullanılarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemiyle incelenmiştir.

2. 3-B SAYISAL MODELLEME

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle sayısal modellemede HCCI şekilde çalışma için dönüşümü gerçekleştirilen Honda L13A4 I-DSI modelindeki ticari motor çift ve sıralı ateşlemeli bir motordur. Emme portu yüksek girdap (swirl) oranına (1.10-1.36) ve güçlü türbülans oluşumları için yüksek takla (tumble) oranına (1.30-1.58) sahip olacak şekilde

tasarlanmıştır [12]. Burada amaçlanan emme supabının soğutulması ve bu esnada yakıtın bir kısmının buharlaşması, ayrıca yakıtın hava ile silindir içine girmeden ön karışım oluşturulmasıdır [13]. Motor, silindir başına iki supap ve iki bujiye sahiptir. HCCI dönüşüm için modelleme esnasında bujiler model üzerinden kaldırılmıştır. Enjeksiyon sistemi, yakıtın emme supabının arkasına püskürtme işlemi yapacak şekilde tasarlanmıştır. Motor pistonu kafa yapısı ve ölü hacim modifiye edilerek motora ait tek silindirin modelleme esnasında sıkıştırma oranı 10.8:1 değerinden 19:1 değerine yükseltilmiştir.

Motorun bir silindirine ait Star-CD/es-ice yanma analizi için oluşturulan model Şekil 1'de gösterilmektedir. Modeli oluşturan silindir ölçüleri test motoru üzerinden üç boyutlu ölçüm cihazı yardımıyla elde edilmiştir. 3-B kapalı model; piston tepe yüzeyi, silindir yüzeyleri, silindir kafası, supap yüzeyleri, emme ve egzoz portlarını içermektedir. HAD analizinin öncesinde sistem sınırlarını oluşturan elemanlar için 2-B ağ yapıları oluşturulmuş daha sonrasında bu elemanlar yazılım içerisinde 3-B elemanlara dönüştürülerek 3-B yanma çözüm hacmi elde edilmiştir. Motora ait özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

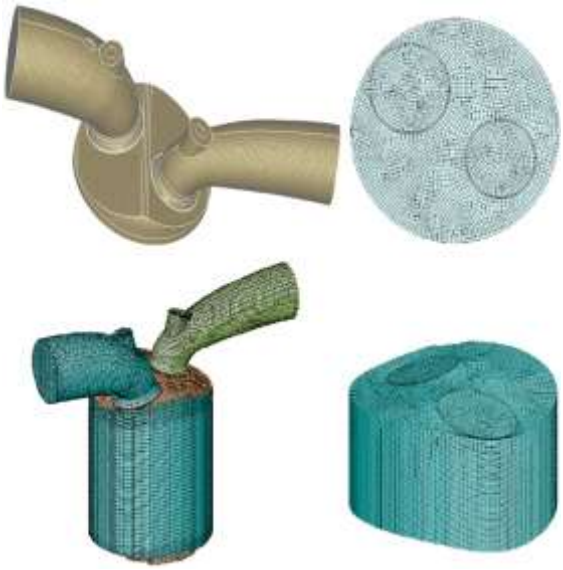
Tablo 1.Silindir özellikleri

Silindir sayısı	1
Silindir çapı, m	0.080
Strok uzunluğu, m	0.080
Biyel kol uzunluğu, m	0.153
Sıkıştırma oranı	19:1
Supap sayısı	2

Hidrojen doğada en çok bulunan element olmakla birlikte, yanma uygulamaların bilinen ve kullanılan diğer yakıtlara göre yüksek alev hızı, yüksek enerji içeriği birçok avantaj sağlamaktadır. Bu avantajların yanında en önemli özelliği ise yapısında karbon içermemesi sebebiyle karbon orjinli emisyon oluşumlarının hidrojenin yanmasında ortaya çıkmamasıdır. Hidrojen ile yanma uygulamalarında karşılaşılan problemler ise yanmanın kontrol edilmesindeki zorluk, yüksek adyabatik alev sıcaklığı, depolama problemi ve difüzyon problemidir. Doğalgaz da tıpkı hidrojen gibi çevreci bir yakıt olmakla birlikte kararlı yapısı nedeniyle yanma reaksiyonunun başlatılması zor olan bir yakıttır. Ağırlıklı içeriği metandan oluşan doğalgaz geleneksel yakıtlara göre çok yüksek bir değerde H/C oranına sahiptir ve geleneksel yakıtlara göre yüksek bir hava-yakıt oranında uygulamalarda kullanılması mümkün olan bir yakıt tipidir. Ayrıca karbon içeriğinin geleneksel yakıtlara göre düşük olması bazı emisyon tiplerinin oluşması açısından birçok avantaj sağlar. Sıkıştırılmış doğalgaz (CNG) ve hidrojen için bazı özellikler Tablo 2'de yer almaktadır. Hidrojenin alt ısıl değeri CNG'nin alt ısıl değerinin iki katından daha fazladır. Bu bağlamda az bir miktarda hidrojen ilavesinin bile birim kütle başına sağlayacağı avantaj enerji içeriği bakımından aşikardır. Modelleme çalışmasında hem karışımın enerjitik içeriğini yükseltmek, hem H/C oranının yükseltmek hem de aşırı fakir şartlarda gerçekleştirilen analiz için tutuşma prosesinin hızlandırmak ve kolaylaştırmak maksadıyla CNG içerisine hidrojen ilavesi gerçekleştirilmiştir. Hidrojen ilavesi ayrıca CNG yakıtının yavaş yanma hızı ve düşük yanma kapasitesi gibi problemlerine çözüm olarak düşük yanma karakteristiğini iyileştirmek için ilave edilmiş ve karışımın ısıl davranışını yükseltme avantajını da genel anlamda sağlamıştır.

Tablo 2. Analizlerde kullanılan CNG ve hidrojen için bazı özellikler

Özellikler	CNG	Hidrojen
Stokiyometrik şartlarda adyabatik alev sıcaklığı (K)	2148	2453
Alt ısıl değer (MJ/kg)	47.4	119.9
Kendiliğinden tutuşma sıcaklığı (K)	918	850
Stokiyometrik hava-yakıt oranı	16.79	34.3
Özgül ağırlık (kg/m^3)	0.65	0.07



Şekil 1. Silindir geometrisi ve ağ yapısı

Analizlerde motor devri 1000 dev/dak, 19:1 sıkıştırma oranı ve 4.00 lambda tanımlaması kullanılmış, bu koşullar altında saf CNG ve CNG içerisine kütlece %5 H_2 ve %10 H_2 ilaveleri yapılarak HAD analizi gerçekleştirilmiştir. Türbülans modeli olarak motor yanma modellemesi için yaygın olarak kullanılan k-ε RNG türbülans modeli ve yanma modeli olarak ise Multi-Zone Flamelet modeli kullanılmıştır [14, 15]. HCCI motor modellemesinde aynı anda silindir içerisinde birçok noktada alev yapıları oluşması nedeniyle bölgesel laminer alev hızlarının belirlenmesi için Modified Metghalchi & Keck modeli, kendiliğinden tutuşmayı modelleyebilmek için ise Livengood-Wu modelinden faydalanılmıştır. Egzoz zamanı sonrası silindir içi kalıntı gaz miktarı yazılımında önerisi dikkate alınarak %5 olarak tanımlanmıştır [14, 15]. Silindir yüzeylerindeki akışkan yüzey etkileşimini modelleyebilmek için ise Angelberger duvar yaklaşımı modelde kullanılmıştır. 3-B modeli oluşturan yüzey sıcaklıkları için silindir tepe yüzey bölgesi 600 K, piston tepe yüzey bölgesi 550 K ve silindir cidar yüzeyi bölgesi 550K sıcaklık tanımlamaları 3-B modele uygulanmıştır[16, 17].

Akışa ait parametrelerin hesaplanması ve denklemlerin ayrıklaştırılmasında PISO (Pressure-Implicit with Splitting of Operators) çözüm algoritmasından ve MARS (Multivariate Adaptive Regression Splines) yönteminden faydalanılmıştır. Modellemede CNG-hava karışımı silindir içerisine ön-karışımlı olarak gönderilirken hidrojen ilavesi enjektör üzerinden supap arkasına emme zamanı içerisinde gerçekleştirilmektedir.

Zamana dayalı krank mili açısı temelli gerçekleştirilen analizde, adım parametresi hassasiyeti yakalayabilmek için 0.05º KMA olarak çözümleme prosesine tanımlanarak, sonuç verileri her 0.05º KMA için elde edildi. Sistem çevrim aralığı 0º KMA ile 720º KMA olarak Star-CD/es-ice yazılımına tanımlandı.

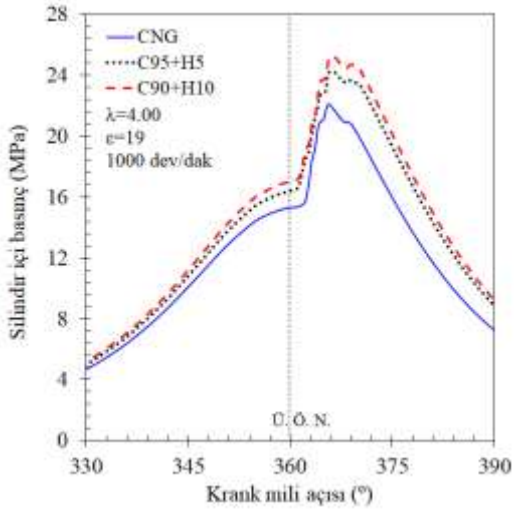
Çözüm ağını oluşturan eleman sayısının sonuçlar üzerindeki etkisini minimize etmek için ağ eleman sayısının silindir içi basınç oluşumu üzerindeki etkisini gözlemleyerek farklı ağ sayıları için soğuk akış analizleri HAD analizlerinden önce gerçekleştirildi. Ağ yapısı eleman sayısı yaklaşık 2.7 milyona ulaştığında silindir içi basınç değişiminin ihmal edilebilir seviyede değişim gösterdiği görülmüş ve yaklaşık 2.756.642 eleman sayısı için 3-B yanma analizleri gerçekleştirilmiştir.

Ayrıca oluşturulan modele ait ağ yapısının ve eleman sayısının reel duruma göre sapma davranışının miktarını gözlemlemek için test motoru için benzin kullanımında ölçülen tork değeri referans alınarak aynı şartlarda 3-B model analize tabi tutulmuş ve sonrasında tork değeri yazılıma hesaplatılarak aradaki farklılık ortaya konulmuştur. Bu bağlamda 3-B modelden elde edilen tork değeri test motorundan ölçülen tork değerinden %2.33 daha yüksektir. Ortaya çıkan farklılığın asıl sebebi idealleştirmelerden ve reel parametrelerin tam olarak yazılıma tanımlanamamasından kaynaklanmaktadır. Başlangıç ve sınır şartlarının tanımlanması ile sistemin kontrolü sonrası; sayısal analizler CNG, C95+H5 ve C90+H10 yakıtları için gerçekleştirildi. Çözümleme sonuçları kullanılarak, hesaplanan parametreler için sonuç grafikleri devam eden bölümde yer almakta ve yakıtların etkileri karşılaştırmalı olarak değerlendirilmektedir.

3. SONUÇLAR

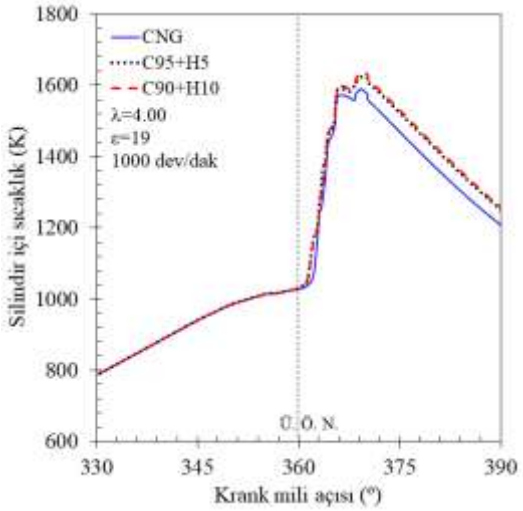
Bu çalışmada buji ateşlemeli ticari bir motordan dönüştürülmüş olan bir homojen şarjlı sıkıştırma ateşlemeli (HCCI) motora ait bir silindir sayısal olarak modellenmiş ve 1000 dev/dak çalışma hızında, aşırı fakir şartlarda (λ=4.00), sıkıştırma oranının 19:1 olduğu durum için silindir içi yanma analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler CNG ve CNG-hidrojen karışımları için yapılmış olup, hidrojen ilavesi kütlesel olarak %5 ve %10 seviyelerinde CNG-hava karşımı içerisine enjekte edilmiştir. Modelleme ile elde edilen hidrojen ilavesinin motor karakteristikleri üzerindeki etkileri nümerik olarak ortaya çıkarılmıştır. Üç farklı yakıt için elde edilen silindir içi basınç, silindir içi sıcaklık, CO oluşumu, CO_2 oluşumu, NO_x oluşumu, ısıl verim, indike ortalama efektif basınç ve özgül yakıt sarfiyatı verileri karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.

Üç farklı yakıt tipi için silindir içi basınç değişimi Şekil 1'de verilmiştir. Eğriler incelendiğinde kendiliğinden tutuşmanın üst ölü noktadan hemen sonra gerçekleştiği tüm yakıtlar için gözlenmektedir. Basınç yükseliş noktaları incelendiğinde ise hidrojen ilavesinin kendiliğinden tutuşma prosesini kısalttığını görmek mümkündür. Yanma olayının üst ölü nokta geçildikten sonra meydana gelmesindeki en önemli etken ise silindir içerisindeki hava-yakıt karışımının çok fakir olmasıdır. CNG içerisine H_2 ilavesi silindir içi basıncı artırıcı ve basıncın belli bir süre yüksek seviyede kalmasını sağlayıcı yönde etki etmiştir. Bu etkinin oluşmasının sebebi hidrojenin yüksek alev hızı ve yüksek alt ısıl değeridir. Analizlerde; CNG, C95+H5, C90+H10 yakıtlarının silindir içi maksimum basınç değerleri sırayla 22 MPa, 24.4MPa ve 25.6 MPa olarak hesaplanmıştır. Eğrilerin altında kalan alanlar hesaplandığında ise C90+H10 için silindir içi basınç oluşumu C95+H5'den %1.14, CNG kullanımından %5.96 daha yüksek olarak elde edilmiştir.



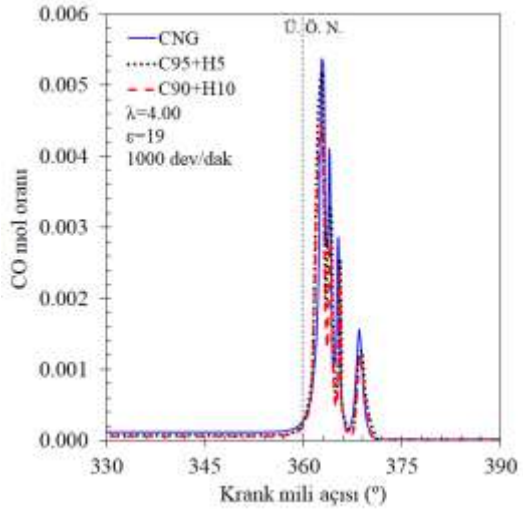
Şekil 2. Silindir içi basınç değişimi

Silindir içi sıcaklık oluşumu eğrileri Şekil 3'de CNG, C95+H5, C90+H10 yakıtları için yer almaktadır. Sıcaklık eğrileri üzerinde aşırı fakir karışımın etkilerini görmek mümkündür. Aşırı fakir koşullar düşük sıcaklıkta yanma olayının silindir içerisinde gerçekleşmesine ve bunun sonucunda silindir içi sıcaklığın düşük seviyede kalmasına yol açmıştır. Bu bağlamda karışımın aşırı fakir kalmasından dolayı C95+H5 ile C90+H10 kullanımlarına ait silindir içi sıcaklık değişim trendleri benzer olarak gözlenmektedir. Hidrojen ilavesinin saf CNG kullanımına göre silindir içi sıcaklığa etkisi hissedilebilir bir yükselişe neden olmuştur. C90+H10 için silindir içi sıcaklık oluşumu alanı hesaplandığında C95+H5 kullanımına göre silindir içi sıcaklık %0.77 daha yüksektir. Eğrilerin altındaki alanlar hesaplandığında saf CNG kullanımına göre H_2 ilavesi ortalama%4.33 daha yüksektir. Silindir içi sıcaklığın fazla yüksek olmaması aynı zamanda azotoksit (NO_x) oluşumunu minimize etmek için önemlidir.



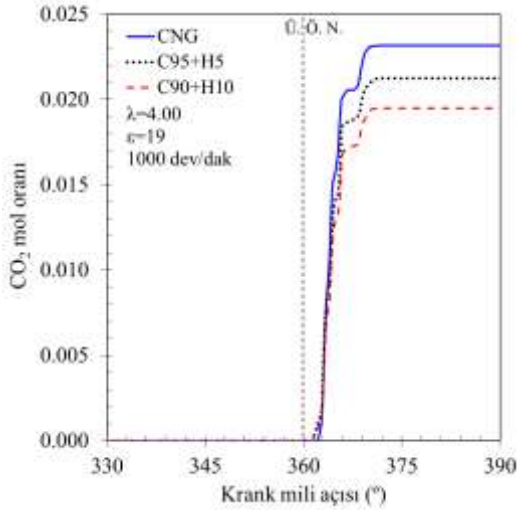
Şekil 3. Silindir içi sıcaklık değişimi

Emisyon oluşumları incelendiğinde silindir içerisindeki oluşumlar molar fraksiyonlar üzerinden analizlerde hesaplatılmıştır. Bütün yakıtlar için silindir içi CO oluşum trendleri Şekil 4'de yer almaktadır. CO oluşumu bütün yakıtlar için minimum miktarda silindir içerisinde meydana gelirken, oluşum davranışları ve değişim trendleri kimyasal reaksiyon mekanizmalarındaki davranışların bir sonucudur. Hidrojen oranı arttıkça karışım içerisindeki karbon miktarının azaltılması kaynaklı silindir içi CO oluşumu azalış sergilemiştir. Genel davranış incelendiğinde ön reaksiyonlar sonrası açığa çıkan CO oluşumları devam eden zincir reaksiyonlar sonrası CO_2 ye dönüşerek silindir içerisinde minimum seviyeye inmiştir. CO oluşumu eğrileri incelendiğinde kendiliğinden tutuşmanın başladığı dönemde bütün yakıtlar için CO oluşumu maksimum seviyeye ulaşmış devamında kademeli olarak azalma gözlenmekle birlikte anlık olarak silindir içi reaksiyon mekanizmalarından kaynaklı yükselmeler meydana gelmiştir. Eğriler incelendiğinde silindir içi CO oluşumu CNG kullanımı içi en yüksek seviyedeyken hava-yakıt karışımı içerisindeki H_2 oranı kütlece %10 değerine yükseldiğinde silindir içerisinde en düşük değerine ulaşmıştır.



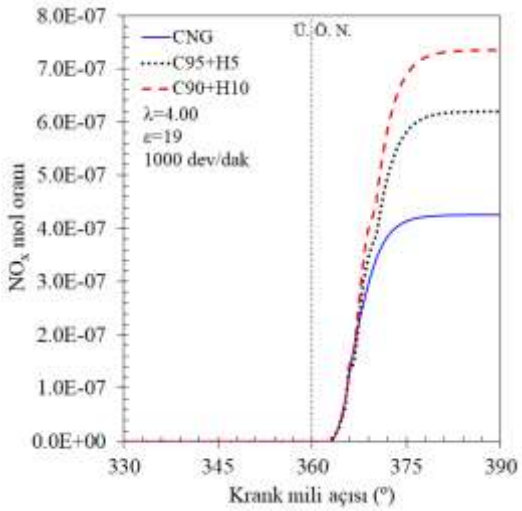
Şekil 4. Silindir içi CO değişimi

Silindir içi CO_2 mol oranının KMA'na göre değişimi Şekil 5'de çizilmiştir. En yüksek silindir içi CO_2 oluşumu CNG kullanımda görülmüştür. Bununda temel sebebi kütlece oransal olarak karışımlı yakıtlara göre daha yüksek karbon içermesidir. H_2 oranının artışı sonucu birim karışım kütlesi için karbon miktarının düşmesi sonucunda en düşük CO_2 oluşumu C90+H10 kullanımı için gözlenmiştir. CO oluşumu davranışları ile de desteklenen CO_2 oluşumu; reaksiyon mekanizmaları sonucu CO oluşumlarının tam olarak okside oluşu ile CO_2'ye dönüşümü sonucu, silindir içerisinde üst ölü noktadan (ÜÖN) yaklaşık 8-10 KMA sonra maksimum seviyeye ulaşmıştır. CNG yakıtında 0.023, C95+H5 yakıtında 0.021 ve C90+H10 yakıtında 0.019 maksimum CO_2 oluşum noktalarına silindir içerisinde ulaşılmıştır. Silindir içi CO_2 oluşumu için eğrilerin altındaki alanlar hesaplandığında CNG kullanımı için CO_2 oluşumu C90+H10 karışımı kullanımına göre %10.71 daha yüksektir.



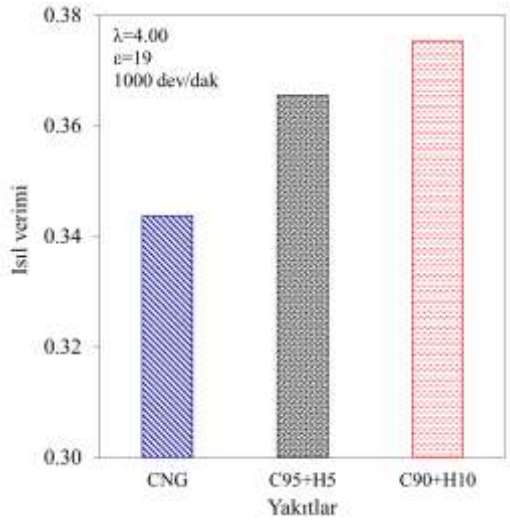
Şekil 5. Silindir içi CO_2 değişimi

CNG, C95+H5 ve C90+H10 yakıtları için silindir içerisindeki NO_x oluşumlarının KMA'a göre değişimi Şekil 6'da görülmektedir. Teorik olarak NO_x oluşumu 1700 K üzerinde gerçekleşir çünkü NO_x oluşumu silindiri içi sıcaklığın kuvvetli fonksiyonudur ve hesaplamalardan elde edilen mol oranları buna bağlı olarak minimum düzeyde kalmıştır. 3-B HAD modelinde yazılım NO_x emisyonlarının oluşumunu Zel'dovich mekanizmasına bağlı olarak gerçekleştirir ve bu hesaplamalarda NO, NO_2, NO_3 gibi oluşumlar dikkate alınarak NO_x oluşumu trendleri yazılım tarafından ortaya çıkarılır. Yazılımdaki hesaplamalarda O iyonları ile serbest N_2 moleküllerinin birleşimi, O_2 molekülleri ile N iyonlarının birleşimi ve serbest OH iyonları ile N iyonlarının birleşmesi dikkate alınır. Minimum düzeyde gerçekleşen NO_x oluşumları incelendiğinde karışım içerisinde H_2 ilavesinin kütlece %10 seviyesine yükseldiğinde silindir içerisinde NO_x seviyesi neredeyse iki kat seviyesine artmıştır. Bu artışın sebebi hidrojenin alev hızının, alev sıcaklığının ve alt ısıl değerinin yüksek olmasından kaynaklıdır. Üst ölü noktadan itibaren maksimum NO_x emisyonu incelendiğinde CNG yakıtında 4.2e-7, C95+H5 yakıtında 6.2e-7 ve C90+H10 yakıtında 7.4e-7 değerlerine ulaşılmıştır.



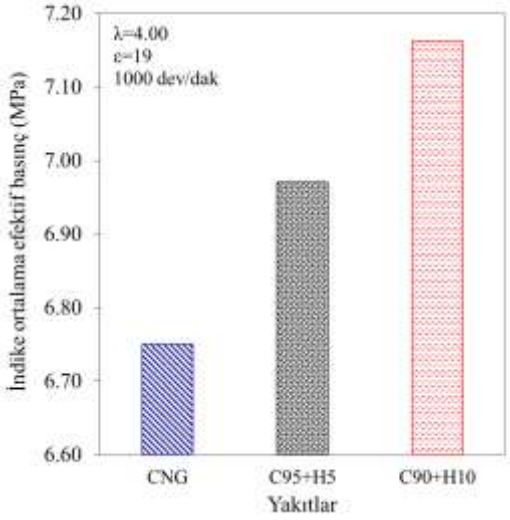
Şekil 6. Silindir içi NO_x değişimi

Yanma analizleri sonrasında yakıtlara göre yazılıma hesaplatılan ısıl verim değerleri Şekil 7'de analizlerde kullanılan bütün yakıtlar için verilmiştir. Isıl verim aynı zamanda yakıtın sahip olduğu kimyasal enerjinin ısı enerjisine dönüşümünü yani yakıt dönüşüm verimini de içeren içten yanmalı motorlar için önemli bir karşılaştırma parametresidir. Çevrim boyunca ısıl verim oluşumu incelendiğinde CNG, C95+H5, C90+H10 yakıtları için sırasıyla %34.2, %36.6 ve %37.5 ısıl verim değerleri hesaplatılmıştır. Maksimum ısıl verim C90+H10 yakıtı kullanımında görülmektedir. Hidrojen ilavesi hidrojenin sahip olduğu kimyasal özellikler (alev sıcaklığı, alev hızı, alt ısıl değeri) nedeniyle silindir içerisinde ısı salınımı, sıcaklığı ve silindir içi basıncı yükselterek ısıl verimi saf CNG kullanımına göre modellenmiş HCCI motoru için yükseltmektedir.



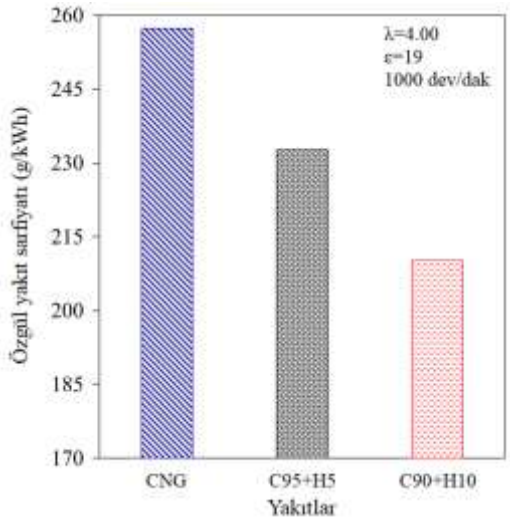
Şekil 7. Isıl verim karşılaştırması

Silindir içi yanma sisteminde üretilen net işin ölçüsünü gösteren parametre olan indike ortalama efektif basıncın (İOEB) yakıtlara göre değişimi Şekil 8'de görülmektedir. Sisteme ait kayıpları da göz önünde bulundurduğumuzda hidrojen ilavesinin bu bağlamda hem de aşırı fakir yanma koşullarında pozitif yönde etkisini görmek mümkündür. Nitekim Şekil 8'deki davranışlar aynı zamanda silindir içi basınç oluşumu eğrileri tarafından da desteklenmektedir (Şekil 2). Kendiliğinden tutuşma ile yanma prosesini gerçekleştiren HCCI motorda hidrojen ilavesi birçok nokta yer alan alev nüvelerinin reaksiyon kinetiğini güçlendirmekle kalmamış aynı zamanda sahip olduğu yüksek enejitik yapı sebebiyle yanma sonrası silindir içerisinde hava-yakıt karışımından maksimum mekanik gücün elde edilebilmesini mümkün kılmıştır. CNG kullanımında İOEB; C95+H5 yakıtına göre yaklaşık %3.26, C90+H10 yakıtına göre ise yaklaşık %6.53 daha düşük seviyededir.



Şekil 8. İndike ortalama efektif basınç karşılaştırması

Özgül yakıt sarfiyatının yakıtlara göre değişim bar grafiği Şekil 9'da verilmiştir. Motorun sarf ettiği yakıtın motordan alınan güce göre bir karşılaştırması olan özgül yakıt sarfiyatı için hidrojen ilavesi sistemin bu anlamda davranışını pozitif yönde etkilemiştir. Yani karışımın içeriğindeki hidrojen miktarını artırdıkça motordan aynı gücü elde etmek için daha az miktarda yakıt tüketimine gerek duyulması gerektiği ortaya çıkmıştır. Motora verilen hidrojen oranı arttıkça özgül yakıt tüketiminin düştüğü gözlemlenmiştir. Özgül yakıt tüketiminin düşmesinin temel sebebi hidrojenin alt ısıl değerinin yüksek olması ve birim kütle başına sahip olduğu enerjinin yüksek olmasıdır. Ayrıca hidrojen ilavesi hava-yakıt karışımının H/C oranını yükseltmiş ve kendiliğinden tutuşma sonrası alevin silindir içerisinde birçok noktaya nüfuz edebilme özelliğinin artırmıştır. Bu durumda birim kütle tüketimi için elde edilen güç yoğunluğunu yükselterek pozitif yönde etki oluşturmuştur. C90+H10 yakıt kullanımı özgül yakıt sarfiyatını saf CNG yakıtına göre %18.81 ve C95+H5 için %9.41 azaltmıştır.



Şekil 9. Özgül yakıt sarfiyatı karşılaştırması

Kısaca bir değerlendirme yapacak olursak, ileri yanma teknolojilerinin geliştirilmesi ve gündelik hayata uygulamalarının her geçen gün arttığı görülmektedir. Homojen şarjlı sıkıştırmalı motorlarda (HCCI) mühendislik uygulamaları üzerine yapılmış ar-ge çalışmalarının sonucunda ortaya çıkarılmış ileri yanma teknolojisine sahip içten yanmalı motorlardan biridir. HCCI motorların gündelik hayatta kullanılması ve yaygınlaşması için önlerindeki problemlerin çözülmesi gerekmektedir (aşırı yük altında çalışma problemi, yüksek devirlerde çalışma problemi, detonasyon, yanma başlangıcı kontrolü gibi). Bu problemlerin çözümlerinden biride alternatif yakıt uygulamaları ve fakir karışım koşullarında sistemin kontrolüdür.

Bu araştırma çalışmasında ticari bir buji ateşlemeli motordan HCCI moda dönüştürülmüş bir 3-B silindir modelinde CNG ve CNG-hidrojen karışımları için yanma analizleri 1000 dev/dak motor hızı, 19:1 sıkıştırma oranında ve aşırı fakir koşullarda (λ=4.00) Star-CD/es-ice yazılımında gerçekleştirilmiştir.

Sonuçlar incelendiğinde doğalgaz içerisine hidrojen ilavesinin NO_x hariç emisyonlar üzerindeki pozitif etkisini görmek mümkündür. Ayrıca emisyonlar dışında hidrojen ilavesi aşırı fakir koşullarda motor performans karakteristiklerini artırıcı yönde etki yaratırken aynı zamanda yakıt sarfiyatını azaltıcı yönde bir etkiye sebep olmuştur. Gelecek araştırma çalışmalarında HAD analizlerinin mevcut 3-B model için yüksek hız davranışlarını belirlemek ve yüksek hızlarda yanma başlangıcını kontrol edebilmek için farklı doğalgaz-hidrojen karışım oranları ve farklı hava-yakıt oranları stratejileri için gerçekleştirilmesi planlanmaktadır.

KAYNAKLAR

[1] Batmaz, İ. (2007). "Buji ateşlemeli motorlarda yakıta hidrojen ilavesinin motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkisinin deneysel analizi", Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, 22, 1.

[2] Polat, S., Uyumaz, A., İpci, D., Yücesu, H. S., Solmaz, H., Yılmaz, E. (2015). "Doğalgaz yakıtlı HCCI bir motorda hidrojen ilavesinin yanma karakteristikleri üzerindeki etkilerinin nümerik olarak incelenmesi", Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, 12, 2, pp. 15-26.

[3] Fırat, M., Okcu, M., Varol, Y. (2017). "Dizel motorlarda yakıta hidrojen katkısının yanma, performans ve emisyonlar üzerine etkilerinin incelenmesi", Fırat Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 29, 1, pp. 101-107.

[4] Köse, H. (2012). "Hidrojenin çift yakıt modunda ilavesinin motor performans ve emisyon üzerine etkisinin deneysel araştırılması", Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.

[5] Saravanan, N., Nagarajan, G. (2009). "Experimental investigation on performance and emission characteristics of dual fuel DI diesel engine with hydrogen fuel", SAE Technical Paper.

[6] İlbaş, M., Yılmaz, İ. (2012). "Experimental analysis of the effects of hydrogen addition on methane combustion", International Journal of Energy Research, 36, 5, pp. 643-647.

[7] Akansu, S. O., Dulger, Z., Kahraman, N., Veziroğlu, T. N. (2004). "Internal combustion engines fueled by natural gas - hydrogen mixtures", International Journal of Hydrogen Energy, 29, 14, pp. 1527-1539.

[8] Stebar, R. F., Parks, F. B. (1974). "Emission control with lean operation using hydrogen supplemented fuel", SAE Technical Paper.

[9] Sher, E. And Keck, J.C. (1986). "Spark ignition of combustible gas mixture", Combustion and Flame, 66, pp. 17-25.

[10] Ma, F., Ding, S., Wang, Y., Wang, M., Jiang, L., Naeve, N., Zhao, S. (2009). "Performance and mission characteristics of a spark-ignition (SI) hydrogen-enriched compressed natural gas (HCNG) engine under various operating conditionsin cludingidle conditions", Energy & Fuels, 23, 6, pp. 3113-3118.

[11] Hairuddin, A.A.,Yusaf, T., Wandel, A.P. (2014). "A review of hydrogen and natural gas addition in diesel HCCI engines", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 32, pp.739-761.

[12] Nakayama, Y., Suzuki, M., Iwata, Y., Yamano, J. (2001). "Development of a 1.3 L 2-plug engine for the 2002 model 'fit'", Honda R&D Technical Review, 13(2), pp. 43-52.

[13] Migita, H., Amemiya, T., Yokoo, K., Iizuka, Y. (2002). "The new 1.3-liter 2-plug engine for the 2002 Honda Fit", JSAE Review, 23(4), pp. 507-511.

[14] CD-Adapco Star-CD, 2016, Star-CD/es-ice user guide, version 4.26.

[15] CD-Adapco, 2016, Star methodology for internal combustion engine applications, version 4.26.

[16] Mahle GmbH, 2014, Cylinder components: properties, applications, materials, ATZ/MTZ-Fachbuch.

[17] Mahle GmbH, 2012, Pistons and engine testing, ATZ/MTZ-Fachbuch.

GÖZ ALMAYAN UZUN HÜZME FARLAR İÇİN GERÇEK ZAMANLI GECE VAKTİ ARAÇ TESPİT VE TAKİP SİSTEMİ

Prof. Dr. Erchan Aptoula, Ufuk Usta, Barış Çelikçapraz

[1] Gebze Teknik Üniversitesi, Bilgisayar Mühendisliği, Türkiye
[2, 3] Odelo Automotive Lighting, Türkiye
Corresponding Author: Prof. Dr. Erchan Aptoula, (eaptoula@gtu.edu.tr)

ÖZET

Göz almayan uzun hüzme far sistemleri, kamera tabanlı sürücü destek bileşenlerinin en son örneklerinden birini temsil etmektedir. Aracın farlarını dinamik olarak denetleyip, aydınlatma alanının belirli bölgelerini karşıdan gelen ve önde yer alan sürücüleri rahatsız etmemek adına karartırken, geri kalan aydınlatma alanında sürücüye azami uzun far desteği sağlar. Son yıllarda araç üreticileri (OEM) arasında hızlı bir şekilde yaygınlaşmaya başlamıştır. Bu tür bir sistemin çekirdeğini, gerçek zamanlı araç tespiti ve takibi teşkil etmektedir. Kusursuz bir sürücü deneyimi için, araçların gerçek zamanlı bir şekilde ve azami mesafeden tespiti kritik öneme sahiptir. Ancak, çevre aydınlatma kaynakları, araçların karanlıkta ve özellikle de uzak mesafelerde belirleyici görsel özelliklerden yoksun olmaları, bilgisayarla görü bakımından bu problemi bir hayli güç kılmaktadır. Bu bildiride, göz almayan uzun hüzme farlar için geliştirilmiş, bir adet ve tek renkli kameraya dayalı, gerçek-zamanlı gece araç tespit ve takip çözümü sunulmaktadır.

Anahtar sözcükler: Gece vakti araç tespiti, araç takibi, göz almayan uzun hüzme farlar, gerçek-zamanlı nesne tespiti, far eşleştirme.

REAL-TIME NIGHT-TIME VEHICLE DETECTION AND TRACKING SYSTEM FOR GLARE-FREE HIGH BEAMS

ABSTRACT

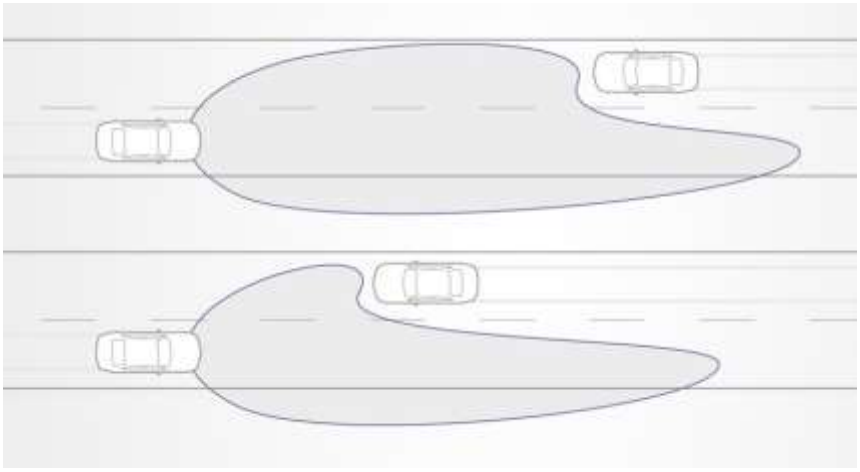
Glare-free high beam systems are state of the art camera based driver assistance components. They control lighting dynamically, by shading certain regions of the illumination pattern so as to protect from glare oncoming and preceding drivers, while providing full high-beam light to the rest of the illumination pattern. Their popularity has been increasing progressively during the last years among car manufacturers. Real-time vehicle detection and tracking lies at the core of such a system. Detecting vehicles in real-time and from as far as possible is of paramount importance for optimum driver experience. Yet, non-vehicle illumination sources, the lack of visible vehicle features at night and especially at long distances, render it a particularly challenging problem in computer vision terms. In this paper we present a monocular and monochrome camera based solution for real-time night-time vehicle detection and tracking that has been developed for glare-free high beams.

Keywords: Night-time vehicle detection, vehicle tracking, glare-free high beams, real-time object detection, headlight pairing.

1. GİRİŞ

Her ne kadar geceleri karayolu trafik hacmi ciddi düzeyde gündüze oranla daha düşük olsa da, TÜİK verilerine göre Türkiye'de, 2018 yılında ölümlü/yaralanmalı trafik kazalarının %29,7'si gece gerçekleşmiştir. Gecenin karanlığında sürücünün görüş açıklığı ve niteliği azami öneme sahiptir. Özellikle aydınlatmadan yoksun yollarda uzun farların kullanımı kaçınılmazdır. Ancak bu tür yol şartlarında sürücülerin, diğer araç sürücülerini rahatsız etmemek adına uzun-kısa far arasında değişiklik yapması beklenirken, farklı sebeplerden bazen bunu unuttukları, bazen de zamanlamasını tutturamadıkları bilinmektedir. Bu sebeple uyarlamalı uzun farlar (*adaptive high beams-AHB*) gibi sürücü destek sistemleri ortaya çıkmıştır. Uzun zamandır var olan AHB teknolojisi araçları tespit edip, otomatik olarak uzun fardan kısaya geçişi sağlayabilmektedir. Ne var ki, kısa fara geçiş ile birlikte karşıdan gelen sürücünün rahatsız olması önlenirken, mevcut araç sürücüsünün de görüşü, geçici de olsa, tehlike arz edebilecek şekilde kısıtlanmaktadır.
Bu durumun önüne geçmek için, göz almayan uzun far teknolojisi ortaya çıkmış ve yaklaşık on yıldır üst segment araçlar başta olmak üzere, adım adım uluslararası araç piyasasında yaygınlaşmaktadır. Göz almayan uzun hüzme farlar aracın farlarını dinamik olarak denetleyip, aydınlatma alanının belirli bölgelerini karşıdan gelen ve önde yer alan

sürücüleri rahatsız etmemek adına karartırken, geri kalan aydınlatma alanında sürücüye azami uzun far desteği sağlanır. Bunu başarmak için dikiz aynası arkasında yer alan kamera(lar) vasıtasıyla karşıdan gelen araçların farları ve önde yer alan araçların arka farları tespit edilir. Bu bağlamda, lidar ve radar tabanlı sistemlere oranla optik kameraların üstünlüğü bulunmaktadır, zira hem daha geniş algılama açısına sahiptirler hem de çok daha yüksek algılama menziline. Önce Mercedes-Benz ve Audi olmak üzere, günümüzde Ford, Nissan, Volkswagen gibi birçok araç üreticisi bu teknolojiyi belli modellerinde sunmaktadır (Şekil 1).



Şekil 1.Göz almayan uzun hüzme farların çalışma ilkesi [10].

Sistemin çekirdeğinde, kameradan gelen görüntü akısını kullanarak, karşıdan gelen ve aracın önünde bulunan araçların tespiti ve takibi yer almaktadır. Araçlar tespit edildikleri takdirde, kestirilen mesafeleri ve açıları kullanılarak, aracın uzun farlarının uyarlanması denetleyiciler vasıtasıyla gerçekleştirilebilir. Her ne kadar bilgisayarla görü dünyasında son on yılda derin öğrenme gibi önemli gelişmeler yaşanmış olup, nesne tanımada üstün yöntemler ortaya çıkarılmış olsa da, bu onları doğrudan uygulanması ile çözülecek kolay bir sorun değildir. Çünkü:

- Sistemin **gerçek zamanlı** çalışması gerekmektedir. Önümüzdeki veya karşımızdaki aracın tespit süresinin uzaması demek, onun bize yaklaşmasına ve farlarımızla onu rahatsız etme olasılığımızın artması demektir. Bundan kaçınmak ve "gerçek-zamanlı" çalışabilmek için en az 25 frame/saniye operasyonel hız gerekmektedir. Ne yazık ki, derin öğrenme tabanlı nesne tanıma algoritmaları algoritmik manada karmaşık olup, yeterli hızda çalışmaları için çoğu zaman maliyeti yüksek grafik işlemci birimi (*graphical processing unit-GPU*) desteği gerektirmektedirler.
- Sistemin **gece karanlığında**, aydınlatmadan tamamen veya kısmen yoksun yollarda çalışması öngörülmektedir. Böylesine az aydınlatılmış bir ortamda, özellikle de uzak mesafede araçların farları dışında görünen bir özelliklerinin olması beklenemez. Dolayısıyla da derin öğrenmenin genelde kullanıldığı nesne kenarları ve köşeleri gibi bilgiler görüntüde yer almaz.
- Çevreden **araç dışı ışık kaynaklarının** olması araç farı olarak algılanmalarına sebep olabilir.
- Karşıdan ve uzaktan gelmekte olup az ışık yayan aracı da, aniden sollama yapan yakınımızdaki bol ışık yayan aracı da tespit etmek gerekir. Kamera açısından **hem az ışığa karşı hassas, hem bol ışığa karşı gürbüz** bir algılama ve işleme algoritması gerekmektedir.

Bu bildiride, göz almayan uzun hüzme farların gerçeklenmesi için gerekli, gerçek zamanlı olarak çalışabilen, bir adet, tek renkli kameranın görüntülerini kullanarak, grafik işlemci birimine gereksinim duymadan, gece vakti karşıdan gelen ve önümüzde yer alan araçları farlarından tespit edip, takip edebilen bir görüntü çözümleme yaklaşımı sunulmaktadır. Geliştirilen yaklaşım, LED farlar ile gerçek yol koşullarında test edilmiş ve başarılı olmuştur. Bildirinin geri kalanında önce bu alandaki geçmiş çalışmalara değinilecek, ardından da geliştirilen yaklaşım tüm bileşenleri ile birlikte açıklanacaktır. Bildiri, deney sonuçları ve vargı ile sonlanacaktır.

2. GEÇMİŞ ÇALIŞMALAR

İster yansımasız uzun far teknolojisine yönelik olsun, ister uyarı sistemine yönelik olsun, gece vakti gerçek zamanlı araç tespiti ve takibine yönelik zengin bir bilimsel literatür söz konusudur.

Juric ve Loncaric (2014), BINTEST sınıflandırıcısı ile görüntülerden far adaylarını tespit edip, Kalman filtresi ile takip etmektedir. Kosaka ve Ohashi (2015)'nin çalışmasında, tek adet renkli bir kameradan elde edilen görüntülerdeki ışık kaynakları farklı çözünürlüklerde LoG operatörü ile işlenip tespit edilir, ve her birinin geometrik (yuvarlaklık, alan,

çevre) ve spektral (xyz uzayındaki rengi gibi) özellikleri hesaplanır. Destek vektör makineleri ile far veya far değil diye sınıflandırılan ışık kaynakları ardından yatay konumları ve benzerliklerine göre eşleştirilir. Frame başına 26 saniye işleme hızına ulaşmışlardır.

Wang vd.'nin (2016) çalışmasında ise, uzun kızılötesi kamera kullanılmaktadır. Böylece olası ıslak bir yoldaki yansımalardan görüntünün tamamen arınmış olmaktadır, zira kızılötesinde sadece ısı yayan nesneler görüntülenmektedir. Araç adayları derin sinir ağı vasıtasıyla sınıflandırılmaktadır. Ancak bu tür kameraların menzilleri optik kameralara görece daha kısıtlıdır. Grafik işlemci birimi desteği sayesinde 21 frame/saniye hıza erişmektedirler.

Huang vd. (2017) ise, 720x480 piksel boyutunda RCCC algılayıcısından edinilmiş görüntüler ile çalışmışlardır. RCCC algılayıcıları özellikle düşük aydınlık ortamlarında daha az gürültülü ve üstün netlikte görüntü sağlamaları ile bilinirler. Elde edilen görüntünün yeşil ve mavi bandı yoktur, ancak bu bağlamda için gereksinim duyulan kırmızı ve gri rengini sağlar. Görüntüler hem uzamsal hem zamansal açıdan işlenip, far adayları belirlenir, geometik ve spektral özellikleri hesaplanıp Destek Vektör Makineleri ile far veya far değil olarak sınıflandırılır. Eşleştirilen ve araç olarak algılanan far çiftleri ardından Struck algoritması ile takip edilir.

Lin vd. (2018), RCCC algılayıcıya sahip kameranın görüntülerini gamma ve histogram eşitlendirme ile iyileştirdikten sonra, far adaylarını sabit bir eşik sayesinde tespit etmektedirler. Ardından her bağlantılı bileşeni önceden tanımlı birkaç ölçütle karşılaştırıp araç farı olup olmadığına karar verirler. Son olarak araçların mesafeleri kestirilir.

He vd.'nin (2018) çalışması bölge tabanlı evrişimsel sinir ağı (*region based convolutional neural network*) kullanarak araçları tespit eder. Renkli görüntülerin kullanıldığı sistemde, 1080Ti gibi ancak masaüstü sunucularda yer alabilecek güçte olan bir grafik işlemci birimi sayesinde 28 frame/saniyelik tespit hızına ulaşılmaktadır.

Kuang vd. (2019) araç tespit çalışmalarında Yönlü Gradyanlar Histogramı ve Yerel İkili Örüntü gibi doku betimleyicilerini kullanmışlardır. Yöntemlerini öznitelik sıralama, öznitelik seçme gibi temel makine öğrenimi teknikleri ve destek vektör makineleri sınıflandırıcısına dayandırmışlardır.

Mo vd. (2019)'nin makalesi ise, gece trafiğinde önde yer alan yakın mesafedeki araçların üzerinden yansıyan ışığı kullanarak araç tespit yaklaşımlarını güçlendirmişlerdir. Görüntüleri uyarlamalı eşikleme ile siyah-beyaza dönüştürmüşlerdir. Her bağlantılı bileşen derin sinir ağı ile far veya far değil olarak sınıflandırılmış ve ardından zamansal bağlamda araç olarak kümelenmişlerdir. Ancak gerçek-zamanlı olarak çalışamamanın ötesinde bir de grafik işlemci desteğine ihtiyaç duymaktadır.



Şekil 2. Yüksek ışıklama süresinin görüntüye etkisinin örneği.

3. ARAÇ TESPİTİ VE TAKİBİ

Yöntemimizin doğasını belirleyecek olan en önemli unsur şüphesiz ki ona sağlanacak ona verinin özellikleridir. Bu durumda veriler optik kameradan gelen görüntülerdir. Kameramız USB 3.0 hızlı aktarım desteklemektedir. 4MP (2048x2048 piksel) çözünürlüklü, kızılötesi dalgaboyu iyileştirilmiş ve dolayısıyla yoldan gelen yansımalara karşı gürbüz olup, tek renklidir. 90 frame/saniyeye kadar azami algılama hızına ulaşabilmektedir. Kameranın lensi yine kendisi gibi Basler marka olup, 16mm'lik odak uzunluğuna sahiptir.

Olağan şartlarda bu sistem karanlıkta veya çok düşük çevresel aydınlık ortamında çalışacağından kameranın ışıklama (*exposure*) yani frame başına ne kadar süre ile ışık alacağı çok önemli bir ayardır. Her ne kadar başlangıçta otomatik ışıklama kullanılmış olsa da, onun gereksinim duyduğumuzdan çok daha uzun olduğu gözlemlenmiştir. Bu da hareket halindeki araçta ışık kaynaklarının (yani farlarının) kaymasına sebep olmaktadır (Şekil 2). Bunun üzerine 5ms gibi, elde

edilen görüntünün zayıf çevresel aydınlıktan fazla etkilenmeyeceği, fakat uzaktaki araçların far ışığını da kaçırmayacak düzeyde bir ışıklama değeri seçilmiştir.

Önişleme adına öncelikle kameranın görebildiği alanda, araçların yer alma olasılığı olmayan uç sağ, uç sol ve uç üst bölgeler kırpılmıştır. Geri kalan görüntü hala gereğinden fazla ayrıntı içerdiğinden %85 küçültülmüş ve gürültü gidermek adına 5x5'lik maske ile Gauss filtresi uygulanmıştır.

Gri görüntüden doğrudan araç tespiti gerçekleştirmek ciddi işlem gücü gerektireceğinden, önce görüntünün farların beyaz, arka planın siyah olacağı şekilde dönüştürülmesi gerekmektedir. Otsu'nunki (Otsu, 1979) gibi uyarlamalı bir eşikleme yöntemi bu bağlamda hızlı ve etkilidir. Ancak ani şekilde sollama yapıp bol ışık saçan bir araç olması durumunda veya farları olağanüstü güçlü araçların durumunda, farları olduklarından daha büyük gösterecektir, veya daha kötüsü, farlardan gelen ışığı tek bir bağlantılı bileşene dönüştürecektir. Bunun önüne geçmek için eşik yükseltilebilir, ancak bu defa da uzaktaki zayıf farları kaçırma olasılığı doğar, ve araçların daha geç tespit edilmesine sebep olur. Bu durumu çözmek için birden fazla eşikte eşikleme yapmaya karar verildi. Kameradan elde edilen her frame, önce Otsu yöntemi ile uyarlamalı olarak eşiklendi, paralel olarak yüksek bir eşik ile eşiklendi. Böylece her gri görüntü için iki adet siyah-beyaz görüntümüz oldu, biri aşırı ışığa sahip farları yakalamaya odaklı, diğeri de zayıf ışıklı farları yakalamaya odaklıdır.

Gri görüntüler siyah-beyaza dönüştürüldükten sonra, öncelikle far olabilecek asgari boyuta sahip tüm 8-bağlantılı bileşenler (BB) tespit edilmiştir. Ardından tümü apsis değerine göre artan şekilde sıralanmıştır. Böylece her BB soldan sağa ilerleyecek şekilde sıralanmıştır. Sonra, her BB'nin sağında yer alan bir diğer BB ile araç teşkil edecek şekilde eşleşip eşleşmediği sınanmıştır. Bunu başarmak için aşağıdaki ölçütler kullanılmıştır:

- Her iki BB dikey olarak aynı hizada mı
- Her iki BB'nin boyutları benzer mi
- Her iki BB'nin yükseklikleri benzer mi
- Her iki BB'nin genişlikleri benzer mi
- İki BB'nin arasındaki mesafe bir araç olabilecek kadar geniş mi
- Her iki BB'nin yükseklik ve genişlik oranı kabul edilebilir bir düzeyde mi
- Her iki BB birbirine oranla dikey eksene göre simetrik mi
- Her iki BB'nin şekilleri Hu momentleri cinsinden birbirine yeterince benzer mi

Tüm şartların sağlandığı durumda, söz konusu bağlantlı bileşen çiftinin aynı araca ait farları temsil ettiği kabul edilmiştir. Yöntemin özeti Şekil 3'de sunulmuştur.



Şekil 3. Tespit ve takip yaklaşımımızın özeti.

Araç olarak tespit edilen bu far çiftinin, ardından sistemde zaten kayıtlı olan araçlar ile eşleşip eşleşmediği denetlenir. Bu denetim, sistemde halihazırda kayıtlı araçların 2B Kalman filtresi ile bu frame için tahmin edilen konumlarına karşı gerçekleştirilir. Bu amaç ile iki aracı içeren en küçük dikdörtgenin kesişim alanı ile iki aracın simetrisi denetlenir. Eğer eşleşme düzeyi belli bir eşiğin üzerindeyse, mevcut aracın takip edildiği kabul edilir. Eğer eşleşmezse, o durumda, yeni bir araç olarak sisteme girişi yapılmadan güvenlik amacı ile bir süre beklenir. Bu şekilde, eğer bu hatalı olarak (örneğin çevresel aydınlatma sebebiyle) tespit edilmiş bir araç ise, bir veya iki frame'lik bir olay olacağından istikrarlı olarak tahmin edilmeyecektir. Ancak gerçekten bir araç ise tespitimiz sonraki frame'lerde de sürecektir. Bu şekilde sahte araç tespit oranı düşürülebilir. Ancak bu bekleme süresi ile dikkatli olmalıdır, zira tespit edilen gerçek araçlara da yanıt vermek süresine eklenir. Diğer yandan, eğer kayıtlı bir araç bu frame'de hiç bir far çifti ile eşleşmez ise, o zaman iki olasılık vardır. Ya araç kameranın görüş açısından çıkmıştır, ya da geçici olarak başka bir araç tarafından gizlenmiştir. İkinci duruma karşı gürbüzlük kazandırmak adına, kayıtlı aracın tespit edilememesi durumunda, kayıttan silinmeden önce birkaç frame'lik bir süre boyunca beklenmektedir. Bu süre de sakıncalıdır, zira çok kısa beklenirse, yol ortasında

gizlenen bir araç takipden düşer, ve gereksiz bir şekilde uzun-kısa far değişimine gidilebilir, aksine gereğinden uzun süre beklenirse de kameranın görüş alanından çıkmış araçlar hala oradaymışçasına kısa farın yanmasına sebep olabilir.

Tespit edilen araçların mesafeleri, lensin odaklama uzunluğu ve kameranın piksel boyutu kullanılarak basit bir orantılama ile kestirilir ve CAN iletişim hattı üzerinden fara aktarılır.

4. DENEY SONUÇLARI

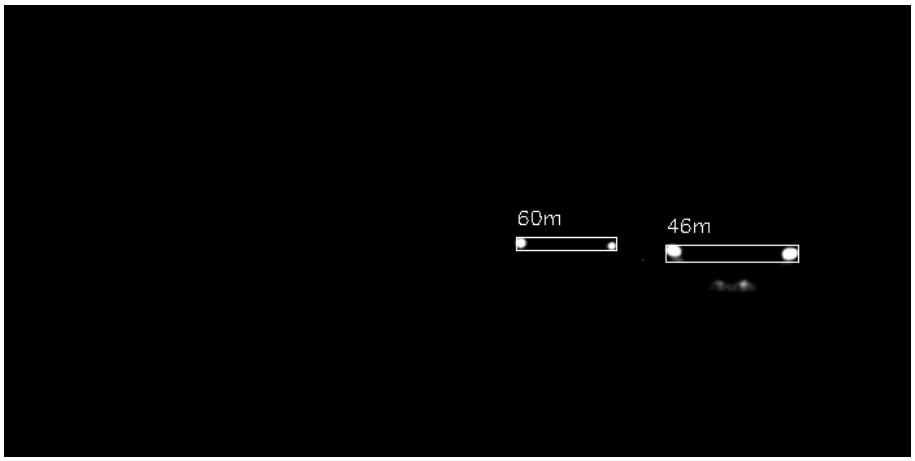
Sistemimizi sınamak için trafiğe kapalı yollarda hem karşıdan gelen hem önünde yer alan araçlar ile sınadık. Python dilinde çoklu iş parçacıklı bir model ile kurguladığımız yazılım mimarisi sayesinde operasyonel hızımız ortalama 30 frame/saniye ile gerçek zamanlı gereksinimini sağlamaktadır. Ayrıca, bu hız, grafik işlemci birimi olmadan, i5 Intel işlemci ve 4GB belleğe sahip sıradan sayılabilecek dizüstü bir bilgisayar ile elde edilmiştir. Karşıdan gelen ve önde yer alan araçlar ile ölçülen tespit oranları Tablo 1 ve 2'de sunulmuştur. Tespit örnekleri ise Şekil 4 ve 5'de yer almaktadır.

Tablo 1. Önde yer alan araçlar ile deney sonuçları

Mesafe (m)	Frame sayısı	Tespit oranı (%)
0-50	4852	95.15
50-100	4764	92.57
100-200	3078	91.78
>200	1309	85.23

Tablo 2. Karşıdan gelen araçlar ile deney sonuçları

Mesafe (m)	Frame sayısı	Tespit oranı (%)
0-50	4354	96.83
50-100	3902	92.18
100-200	3359	89.04
>200	1523	82.43



Şekil 4. Öndeki araçların yakın mesafede tespitinin örneği.

Her ne kadar tespit aşamasında büyük oranda tatmin edici sonuçlar elde edilmiş olsa da, sistemin eksikleri mevcuttur. Bunlar başlıca olarak:

a) Ön farları dışında dekoratif aydınlatma kaynaklarına sahip kamyon ve tır gibi büyük araçların durumudur.
b) Çevreden gelen ciddi aydınlatma durumunda, onların da araç olarak tanınma tehlikesidir. Ancak bunu önlemek için pekala ileri düzeyde ışık algılanması durumunda sistemin devre dışı kalması düşünülebilir.
c) Renksiz kameraya sahip olmamız sebebiyle arka farlar ile ön farların güvenilir şekilde ayırt edilememesi.



Şekil 5. Karşıdan gelen araçların kısmi tespit örneği.

5. VARGI

Bu bildiride, gece vakti tek adet ve tek renkli kameradan elde edilmiş görüntüleri kullanarak, gerçek zamanlı araç tespiti ve takibi gerçekleştirmeye yarayan bir yaklaşım sunulmuştur. Yöntemimiz kontrollü yol şartları ve ortamında başarıyla sınanmıştır. Henüz daha ticari manada tamamlanmamış olmamasına rağmen, düşük maliyet ile, grafik işlemci birimi gerektirmeden, görevini büyük oranda yerine getirmektedir. Tespit ve takip bileşenlerindeki eksikleri gidermeye yönelik çalışmalarımız daha etkili sınıflandırma süreci, renge dayalı algılayıcı ve takip filtrelerin incelenmesi ile sürecektir.

KAYNAKÇA

[1] He, C.-H., Lam, K.-M., (2018), Fast vehicle detection with lateral convolutional neural network, IEEE International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing, Calgary, Canada.

[2] Huang, H.-W., Lee, C.-R., Lin, H.-P. (2017), Nighttime vehicle detection and tracking based on spatiotemporal analysis using RCCC sensor, IEEE 9th International Conference on Humanoid, Nanotechnology, Information Technology, Communication and Control, Environment and Management, Manilla, Philipinnes.

[3] Juric, D., Loncaric, S., (2014), A method for on-road night-time vehicle headlight detection and tracking, IEEE International Conference on connected vehicles and expo, Vienna, Austria.

[4] Kosaka, N., Ohashi, G. (2015), "Vision-Based Nighttime Vehicle Detection Using CenSurE and SVM", IEEE Transactions on Intelligent Transportation System, 16, 5, pp. 2599-2608

[5] Kuang, H., Chen, L., Chan, L.-L.-H., Cheung, R.-C.-C., Yan, H. (2019), IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics, 49, 1, pp. 71-80

[6] Lin, H.-P., Liao, P.-H., Chang, Y.-L. (2018), Long-distance vehicle detection algorithm at night for driving assistance, IEEE International Conference on Intelligent Transportation Engineering, Singapore.

[7] Mo, Y., Han, G., Zhang, H., Xu, X., Qu, W. (2019), Highlight assisted nighttime vehicle detection using multi-level fusion network and label hierarchy, Neurocomputing, 355, pp.13-23

[8] Otsu, N., (1979), A threshold selection method from gray-level histograms, IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics, 9, pp.62-66.

[9] Wang, H., Cai, Y., Chen, X., Chen, L., (2016), Night time vehicle sensing in far infrared image with deep learning, Journal of Sensors.

[10] URL1, 2017 Mercedes-Benz GLC Coupe, https://www.caricos.com/cars/m/mercedes-benz/2017_mercedes-benz_glc_coupe/images/52.html

HANDLING DYNAMICS OF MOTOR GRADERS

Ufuk Akpınarlı[1], Ekin Cansu Özkan[2], Haydar Can Yalçınkaya[3], İlhan Varol[4], Y. Samim Ünlüsoy[5]

[1,2,3,4] Hidromek-Hidrolik ve Mekanik Makina İmalat Sanayi ve Ticaret A. Ş., Ankara, Turkey
[5] Middle East Technical University, Mechanical Engineering Department, Ankara, Turkey
[1] Corresponding Author: Ufuk Akpınarlı, ufuk.akpinarli@hidromek.com.tr

ABSTRACT

In this study, the handling dynamics of a 6x4 motor grader is investigated. A two-track model for the plane motions of the motor grader, similar to the models commonly used in the literature for road vehicles, is developed. The model, however, becomes somewhat more complicated due to the addition of the blade (moldboard), which applies loads on the vehicle during on- and off-road operations. The two-track model is then reduced to a single-track model. The blade loads applied on the vehicle are estimated using basic soil cutting and tillage formulae. The models are then used for simulations to understand the effects of blade forces on the trajectories followed by the vehicle under different operating conditions. In the simulations, the motion of the motor grader under blade forces without steering input is examined. The models developed in this study will be extended to the automatic control of the steering action to realize the desired vehicle trajectory as the first step to autonomous operation.

Keywords: Motor Grader, Handling, Vehicle Dynamics, Blade Force, Grading Operation

1. INTRODUCTION

It is common practice to consider only the plane motions of a vehicle when a low lateral acceleration range is taken into account. It is possible to apply the same approach to the modeling of motor graders. Therefore, extended versions of the two-track and single-track models can be used to investigate the handling behavior of a motor grader. The models and the analyses become more complicated compared with the common applications for road vehicles since they will involve the interactions of the terrain-blade-vehicle.

There are only a few publications in the literature dealing with the handling dynamics of motor graders. (Yanhua, Taohua and Chun, 2012) investigated the dynamic performance of a three-axle articulated steer grader with six motor-driven wheels. They simulated the transient response of the vehicle, related to the yaw angle, tire lateral force, and the torques at the wheel, and concluded that the vehicle could be adapted to different working conditions by controlling the driving motor torque. Recently, (Shevchenko, Chaplygina, and Beztsennaya, 2015 and 2016) investigated the road holding ability of motor graders by field experiments and by simulations using mathematical models. The terrain loads acting on the blade during the operation of a motor grader are described by (McKyes 1985) and summarized and applied by (Debeleac 2013) and (Debeleac and Nastac 2012).

In this study, mathematical models for the investigation of the handling behavior of a typical 6x4 motor grader, shown in Figure 1, are developed. The models are then used for simulations to understand the effects of blade forces on the trajectories followed by the vehicle under different operating conditions. The basic difference between the model for the motor grader and the models commonly used for road vehicles is the nonsymmetrical force applied on the vehicle by the motor grader blade. Further, the steering angle and the dimensions of the motor grader in certain maneuvers may not allow the assumptions commonly made in obtaining a linear model. Then the use of nonlinear models may be necessary. Thus the dynamic behavior of the motor grader is examined using linear and nonlinear, single, and two-track models.



Figure 1. Motor grader

2. THREE-AXLE TWO-TRACK VEHICLE MODEL

A two-track motor grader model moving on a smooth level road surface is considered first. The inertial reference frame OXYZ is fixed to the road. A moving reference frame Cxyz is then attached to the center of gravity of the vehicle. The schematic illustration of the two-track motor grader model and the two reference frames are shown in Figure 2.

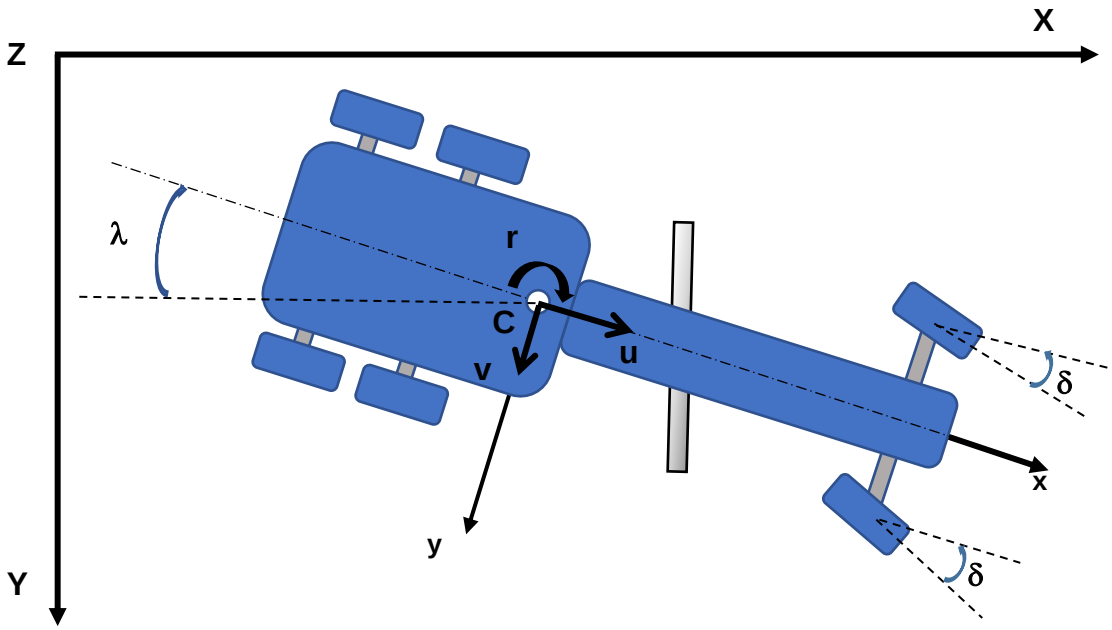


Figure 2. Motor grader and the inertial and body-fixed reference frames

The variables describing the motion of the vehicle may be restricted to the three variables u, v, and r representing the longitudinal, lateral, and yaw motions of the vehicle. It is usual to assume constant forward speed U so that the in-plane model has two degrees of freedom, v and r. The heading angle of the motor grader, i.e., the angle of the longitudinal x-axis of the body-fixed reference frame and the X-axis of the inertial reference frame, is denoted by λ. The steering angles of the front wheels are assumed to be the same and are indicated by δ.

The trajectory of the vehicle can be plotted if the location of the center of gravity and the direction of the vehicle longitudinal axis, i.e., x, y, and λ, are known at any instant. It should be noted that the velocities u and v are not integrable. To determine the trajectory, one has to find the velocities in the inertial reference frame and then obtain the

displacements of the center of gravity by integration. Further, the heading angle can be obtained by integrating the yaw velocity.

$$\dot{\lambda} = r \tag{1}$$

$$\dot{y} = v\cos\lambda + u\sin\lambda \tag{2}$$

$$\dot{x} = u\cos\lambda - v\sin\lambda \tag{3}$$

The mass of the motor grader m is lumped at the center of gravity, and J is the yaw moment of inertia with respect to the vertical axis through its center of gravity. The free-body diagram of the three-axle two-track vehicle model for the plane motions of the motor grader is illustrated in Figure 3. In this model, F_{xij} and F_{yij} represent the longitudinal (traction/braking), and the lateral (cornering) forces at each tire-road contact center. The length of the blade is denoted by w and its angle with respect to the lateral axis of the grader is θ_b. The total load on the blade is represented by F_b and is assumed to be transferred to the vehicle body at the midpoint of the blade on the longitudinal axis of the vehicle.

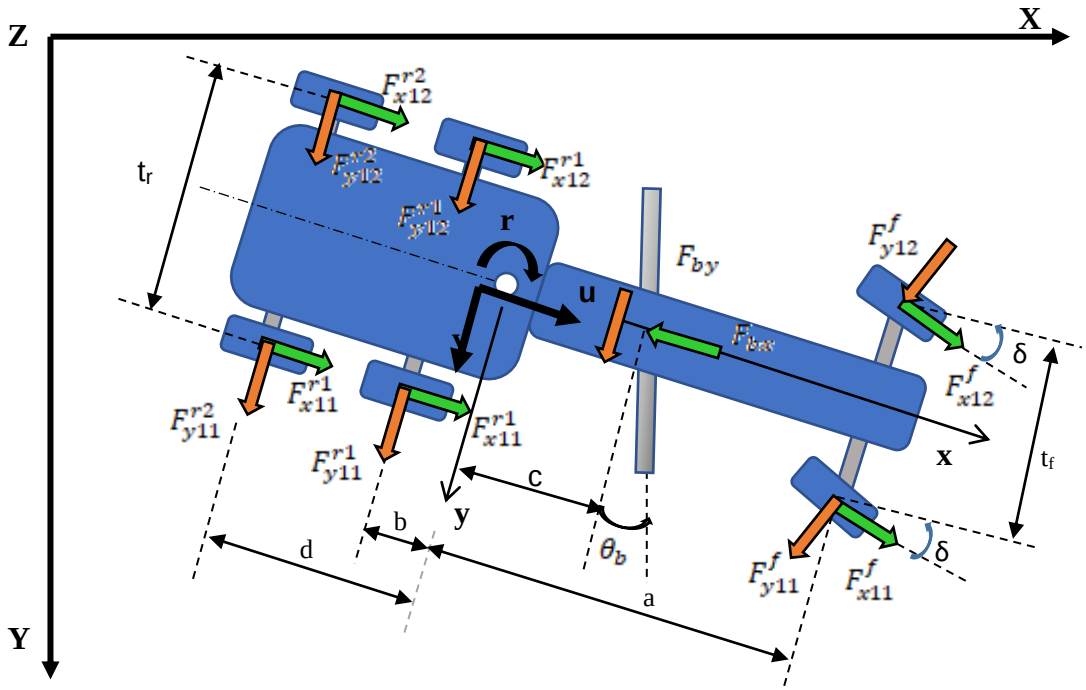


Figure 3. Two-track handling model of the motor grader

The equations of motion for the three-axle two-track motor grader model take the form below.

$$m(\dot{u} - vr) = (F_{x11}^{f} + F_{x12}^{f})\cos\delta - (F_{y11}^{f} + F_{y12}^{f})\sin\delta + (F_{x11}^{r1} + F_{x12}^{r1} + F_{x11}^{fr2} + F_{x12}^{r2}) - F_{bx} \tag{4}$$

$$m(\dot{v} + ur) = (F_{x11}^{f} + F_{x12}^{f})\sin\delta + (F_{y11}^{f} + F_{y12}^{f})\cos\delta + (F_{y11}^{r1} + F_{y12}^{r1} + F_{y11}^{fr2} + F_{y12}^{r2}) + F_{by} \tag{5}$$

$$J\dot{r} = a\left[(F_{x11}^{f} + F_{x12}^{f})\sin\delta + (F_{y11}^{f} + F_{y12}^{f})\cos\delta\right] - \frac{t_f}{2}\left[(F_{x11}^{f} - F_{x12}^{f})\cos\delta + (F_{y11}^{f} - F_{y12}^{f})\sin\delta\right] - b(F_{y11}^{r1} + F_{y12}^{r1}) - d(F_{y11}^{fr2} + F_{y12}^{r2}) - \frac{t_r}{2}(F_{x11}^{r1} - F_{x12}^{r1} + F_{x11}^{fr2} - F_{x12}^{r2}) + cF_{by} \tag{6}$$

In Eqn. (4), which represents the longitudinal force balance, the terms related to the lateral motion of the motor grader are small. Therefore, the coupling between the longitudinal and lateral motions is weak. In the study of handling characteristics of vehicles, it is customary to omit Eqn. (4) and work with the two equations describing lateral and yaw motions. The forward speed u is then assumed to be constant and treated as a parameter U, rather than a variable. Further, if only the lateral forces are considered, the two equations of motion assume the forms:

$$m(\dot{v}+ur)=\left(F_{y11}^{f}+F_{y12}^{f}\right)cos\delta+\left(F_{y11}^{r1}+F_{y12}^{r1}+F_{y11}^{fr2}+F_{y12}^{r2}\right)+Fb_{y} \quad (7)$$

$$J\dot{r}=a\left[\left(F_{y11}^{f}+F_{y12}^{f}\right)cos\delta\right]-\frac{tf}{2}\left[\left(F_{y11}^{f}-F_{y12}^{f}\right)sin\delta\right]-b\left(F_{y11}^{r1}+F_{y12}^{r1}\right)-d\left(F_{y11}^{fr2}+F_{y12}^{r2}\right)+cF_{by} \quad (8)$$

3. TIRE SLIP ANGLES

Tire slip angle expressions, in terms of the sideslip velocity and the yaw velocity together with the vehicle parameters, are given in the first column of Table 1. For most operations, tire slip angles are small and the tangent of the slip angles may be replaced by the slip angles. Further, the term rt_f is much smaller than u and it can be neglected in the denominators of the expressions. The linearized and simplified expressions are given in the second column of Table 1. It is noted that the resulting slip angle expressions for the left and right tires are identical.

Table 1. Tire slip angle expressions

Full Expression	Linearized and simplified expression	
$tan\left(\alpha_{11}^{f}\right)=\frac{v+ar}{u-r\frac{t_f}{2}}-\delta$	$\alpha_{11}^{f}=\frac{v+ar}{u}-\delta$	$\alpha_f=\frac{v+ar}{u}-\delta$
$tan\left(\alpha_{12}^{f}\right)=\frac{v+ar}{u+r\frac{t_f}{2}}-\delta$	$\alpha_{12}^{f}=\frac{v+ar}{u}-\delta$	
$tan(\alpha_{11}^{r1})=\frac{v-br}{u-r\frac{t_r}{2}}$	$\alpha_{11}^{r1}=\frac{v-br}{u}$	$\alpha_{r1}=\frac{v-br}{u}$
$tan(\alpha_{12}^{r1})=\frac{v-br}{u+r\frac{t_r}{2}}$	$\alpha_{12}^{r1}=\frac{v-br}{u}$	
$tan(\alpha_{11}^{r2})=\frac{v-dr}{u-r\frac{t_r}{2}}$	$\alpha_{11}^{r2}=\frac{v-dr}{u}$	$\alpha_{r2}=\frac{v-dr}{u}$
$tan(\alpha_{12}^{r2})=\frac{v-dr}{u+r\frac{t_r}{2}}$	$\alpha_{12}^{r2}=\frac{v-dr}{u}$	

4. THREE-AXLE SINGLE TRACK MODEL

When only the in-plane motion of a vehicle is considered at low lateral accelerations, a two-track model that includes all six wheels of the motor grader complicates the mathematical model without any significant contributions. Thus, the use of the single-track (bicycle) model is preferable in such cases (URL 1).

In the classical bicycle model, the same steering angle is applied to the front wheels. Within the low lateral acceleration range, load transfer from the inside to outside wheels may be neglected. Thus, the slip angle expressions in the third column of Table 1 are used. Since the left and right tires are identical, if the linear tire model with the cornering stiffness *C*

$$F_y=C\alpha \quad (9)$$

is used, the two front tires may be replaced by a single equivalent front tire. Similarly, the tires on the intermediate and rear axles may each be replaced by single equivalent tires. As a result, a two degree of freedom three-axle single-track model, shown in Figure 4, is obtained. The equations of motion for the single-track model, are given by Eqns. (10) to (12).

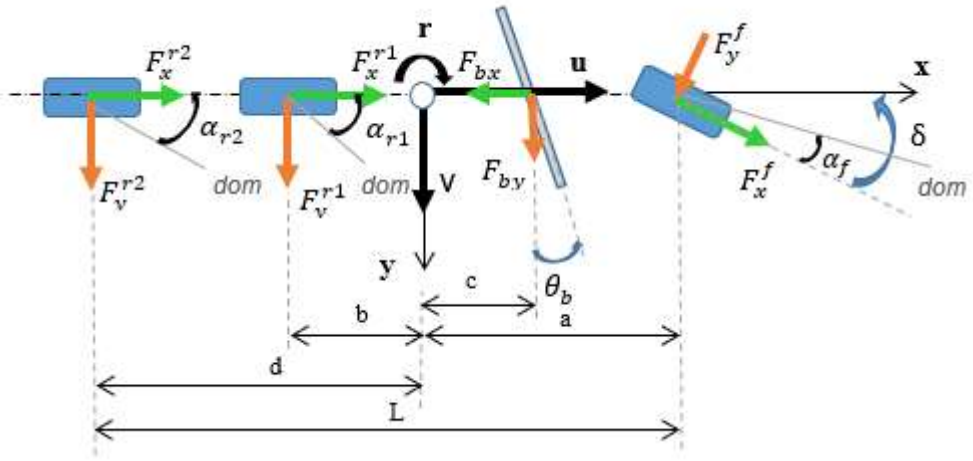


Figure 4. Single-track model of the three-axle motor grader

$$m(\dot{u} - vr) = F_x^f cos\delta - F_y^f sin\delta + F_x^{r1} + F_x^{r2} - F_{bx} \tag{10}$$

$$m(\dot{v} + ur) = F_x^f sin\delta + F_y^f cos\delta + F_y^{r1} + F_y^{r2} + F_{by} \tag{11}$$

$$J\dot{r} = a\left(F_x^f sin\delta + F_y^f cos\delta\right) - bF_y^{r1} - dF_y^{r2} + cF_{by} \tag{12}$$

It is possible to further linearize the equations of motion by small steering angle assumption to obtain a fully linear model or to extend the bicycle model to treat the case of nonlinear tire cornering force characteristics. Another extension of the model may include the effect of the roll, resulting in a three degree of freedom system.

As before, Eqn. (10) is omitted, and the two equations describing lateral and yaw motions with only the lateral forces are considered. The forward speed u is assumed to be constant and treated as a parameter U, rather than a variable. Then Eqns. (11) and (12) can be written in matrix form

$$[M]\{\dot{x}\} = ([A] + [S][C][D])\{x\} - [S][C]\{\Delta\} + [F]\{F_b\} \tag{13}$$

where

$$\{\dot{x}\} = \begin{Bmatrix} \dot{v} \\ \dot{r} \end{Bmatrix};\ \{x\} = \begin{Bmatrix} v \\ r \end{Bmatrix} \tag{14}$$

$$\{F_y\} = \begin{Bmatrix} F_y^f \\ F_y^{r1} \\ F_y^{r2} \end{Bmatrix};\ \{F_b\} = \begin{Bmatrix} F_{bx} \\ F_{by} \end{Bmatrix};\ \{\Delta\} = \begin{Bmatrix} \delta \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix};\ [\alpha] = [D]\{x\} - \{\Delta\} \tag{15}$$

$$[M] = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J \end{bmatrix};\ [A] = \begin{bmatrix} 0 & -mU \\ 0 & 0 \end{bmatrix};\ [S] = \begin{bmatrix} cos\delta & 1 & 1 \\ acos\delta & -b & -d \end{bmatrix};\ [F] = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & c \end{bmatrix} \tag{16}$$

$$\{C\} = \begin{bmatrix} C_f & 0 & 0 \\ 0 & C_{r1} & 0 \\ 0 & 0 & C_{r2} \end{bmatrix};\ [D] = \frac{1}{U}\begin{bmatrix} 1 & a \\ 1 & -b \\ 1 & -d \end{bmatrix} \tag{17}$$

The final form of the equations of motion to be used for simulations of the handling behavior of the motor grader is presented below.

$$\{\dot{x}\} = [M]^{-1}([A] + [S][C][D])\{x\} - [M]^{-1}[S][C]\{\Delta\} + [M]^{-1}[F]\{F_b\} \tag{18}$$

4. BLADE FORCES

The forces arising from the resistance of soil cut by the blade are difficult to estimate. A simplified analysis, to get an understanding of the order of magnitudes of forces involved in typical operations, is considered in this study.

(Reece, 1965) proposed a universal earthmoving equation

$$P = (\gamma g d^2 N_\gamma + c d N_c + q d N_q) w \tag{19}$$

to describe the force necessary to cut the soil by the blade. In Eqn. (19) P is the total force on the blade; γ is the soil density; g is the gravitational acceleration; d is the depth of the blade cutting edge; c is the soil cohesion; q is the vertical surcharge pressure, and w is the blade width. N_γ, N_c, and N_q are factors depending on soil strength, blade geometry, and blade to soil cohesion properties. It is noted by (McKyes, 1985) that the cutting force for a smooth and vertical blade can be represented in the form of Eqn. (19).

A reasonably simple analysis requires some assumptions. Consider the action of a smooth, wide blade with a rake angle of α with respect to horizontal in a cohesive soil as illustrated in Figure 5 where μ is the failure angle:

a) the surface pressure q applied on the soil wedge, and the weight of the material being moved may be ignored in most operations,

b) the force on the blade is perpendicular to the blade surface since shear forces along the blade cannot be supported for a perfectly smooth blade,

c) Dynamic effects are neglected.

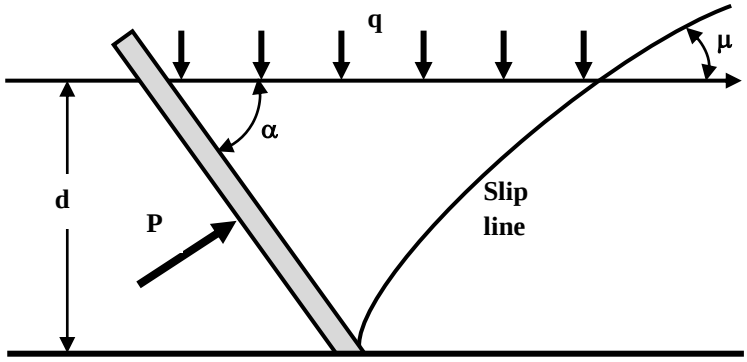


Figure 5. Smooth raked blade in cohesive soil, McKyes [4].

The total force to move the blade is directly proportional to the blade depth and is expressed in the form, (McKyes 1985):

$$P = \left(cN_c + qN_q\right) wd \tag{20}$$

The force P on the blade acts perpendicular to the blade and thus has vertical and horizontal components. However, in this study, only the horizontal component is taken into consideration. The horizontal component of the blade force is then given by

$$P_b = P \sin\alpha \tag{21}$$

The longitudinal and lateral components of the blade force then depend on the blade angle during operation.

$$P_{bx} = P_b \sin\alpha \cos\theta_b \tag{22}$$

$$P_{by} = P_b \sin\alpha \sin\theta_b \tag{23}$$

In Eqn. (20), the N_c and N_q factors are given by (McKyes, 1985) as:

$$N_c = \frac{cot\phi}{sin\alpha}\left[\left(\frac{1+sin\phi}{1-sin\phi}\right)e^{(2\alpha-\pi)\,tan\,\phi} - 1\right] \tag{24}$$

$$N_q = \left(\frac{1+sin\phi}{1-sin\phi}\right)\frac{e^{(2\alpha-\pi)\,tan\,\phi}-1}{sin\alpha} \tag{25}$$

Variations of the N_c and N_q factors and the blade force with rake angle and soil friction angle for a set of typical soil data (γ=1800 kg/m^3, c=2*10^4 N/m^2, q=10^5 N/m^2, w=3.7 m) are given in Fig. 6. The variation of the blade force as a function of the rake angle and the blade depth is illustrated in Figure 7.

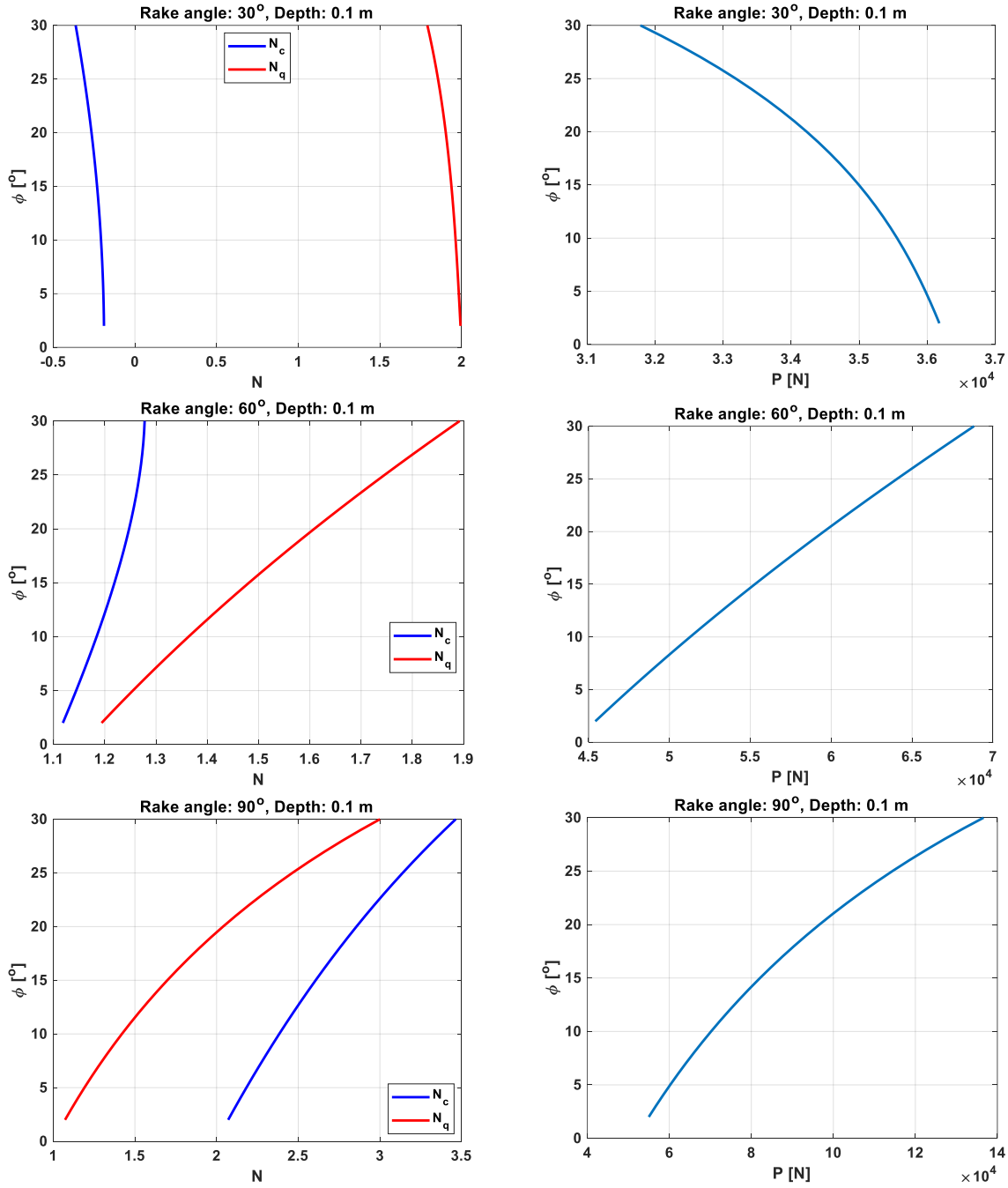


Figure 6. Variations of the N_c and N_q factors and the total blade force

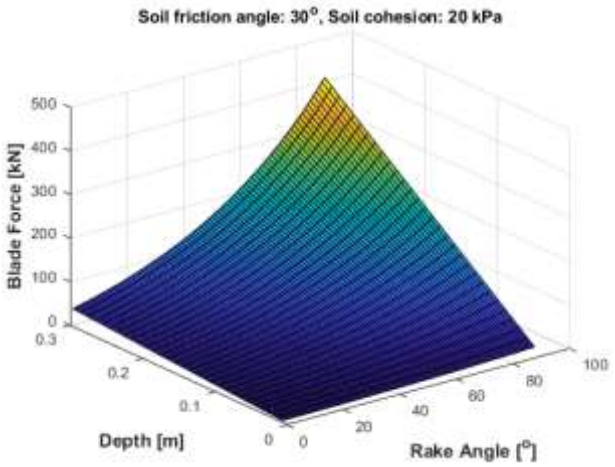


Figure 7. Blade force variation with rake angle and blade depth

5. CASE STUDY

Motor graders are used at considerably high speeds primarily for rough and finish grading, crowning or leveling roads, and snow or ash removal. Case studies to simulate the in-plane handling behavior of the vehicle in such operations are presented in this section.

This case study is intended to simulate finishing, grading, or leveling operations on rough surfaces. The front wheels are kept straight ahead, and the forward speed of the vehicle is constant. The motion of the vehicle under the action of the blade forces for selected rake and blade angles is observed.

In the simulation, the grader is initially traveling at forward speeds of 5, 10, and 15 km/h with the blade lifted off the surface. After 2 seconds, the cutting edge of the blade angled at 40° is brought down to a depth of 100 mm below the surface in about 5 seconds and kept there.

The blade force acting on the vehicle during the simulation, as well as the variations of the vehicle sideslip angle, yaw velocity, lateral acceleration, tire slip angles, and the trajectory of the vehicle are shown in Figures 8 to 10. It is observed that in the absence of any steering input, the grader is going to drift in 20 seconds by about 1.0, 3.5, and 7.5 meters at forward speeds of 5, 10, and 15 km/h. Thus to be able to keep the vehicle moving straight ahead, suitable steering angles at each speed should be applied to the front wheels to counter the drift. The problem becomes more complicated, however, if the motor grader is to follow a complicated trajectory at varying speeds. In this case, a control system to steer the vehicle accordingly will have to be designed and implemented.

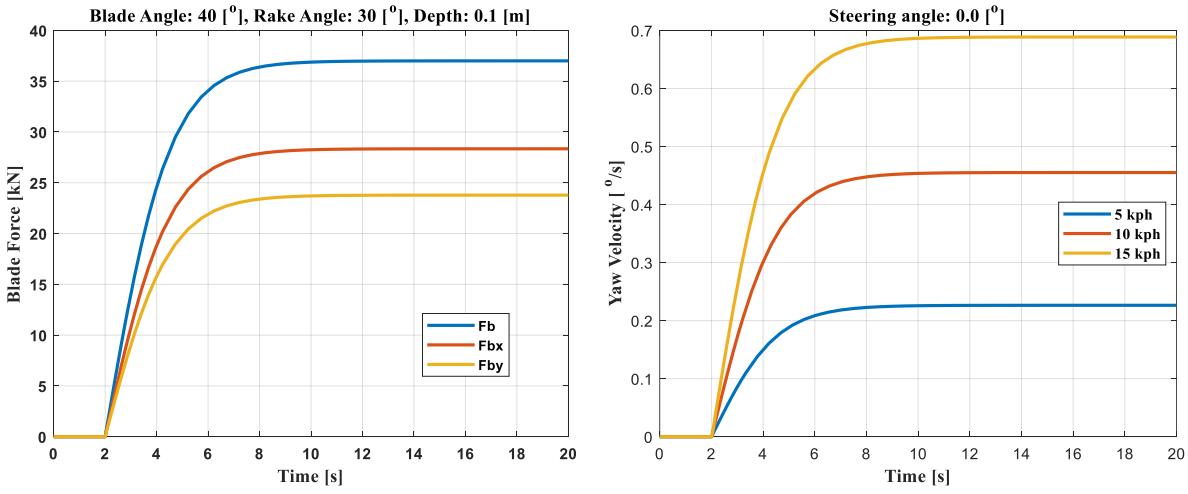


Figure 8. Blade force and yaw velocity

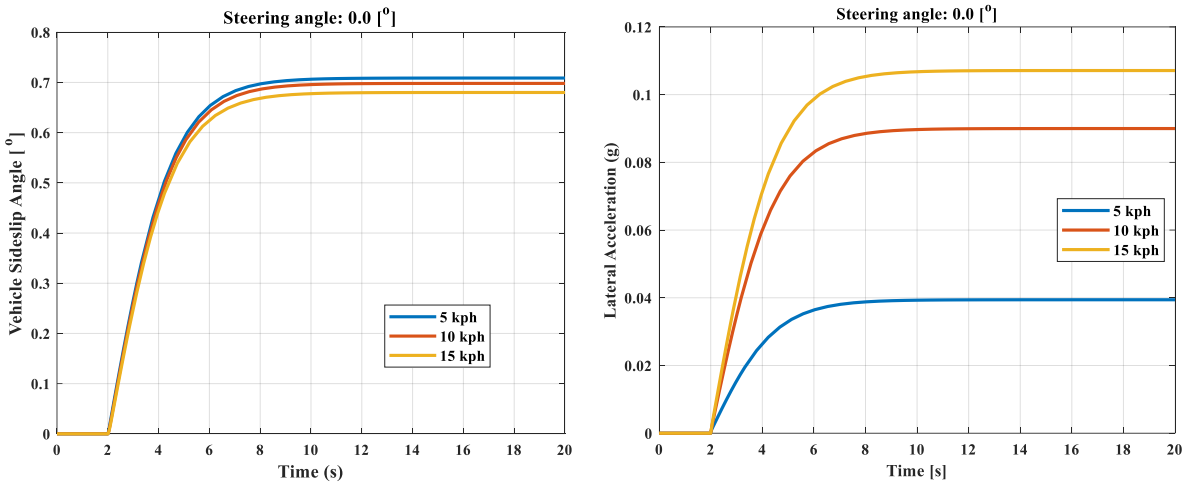


Figure 9. Vehicle sideslip angle and lateral acceleration

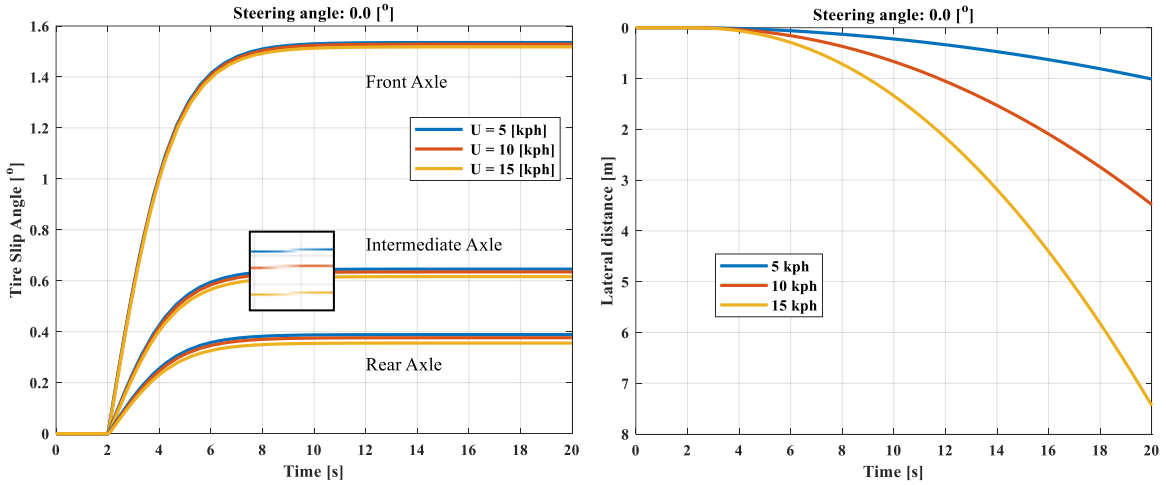


Figure 10. Tire slip angles and lateral distance travel

6. CONCLUSIONS and RECOMMENDATIONS

Models for the two and single track plane dynamics of a 6x4 motor grader are developed. The handling behavior of the vehicle is strongly affected by the blade forces. The effects of these forces will have to be balanced by steering action to be able to keep the vehicle on the desired trajectory. Particularly in the case of autonomous operation, a dynamic model for the estimation of the handling dynamics of the motor grader would be valuable. In the study, the blade forces are estimated using the basic soil cutting and tillage formulae. The motion of the motor grader model under the action of the blade forces for the common grading operation is simulated. In the simulations, no steering input is applied and the dynamic behavior of the motor grader is examined. The simulation results show that the vehicle is going to drift significantly if a suitable steering angle is not applied to the wheels on the front axle. Further simulation studies for cases such as snow and ash clearance, and for various operational conditions are in progress.

The model is the first step for the realization of autonomous operation of motor graders. The second step will involve the control of the steering angles of the front wheels to keep the vehicle on the desired trajectory.

ACKNOWLEDGEMENTS

This study is supported by TEYDEB 1501 Project No: 3170480. We would like to thank to TÜBİTAK - TEYDEB and Hidromek-Hidrolik ve Mekanik Makina İmalat Sanayi ve Ticaret A. Ş. for their motivation and support.

REFERENCES

[1] Yanhua, S., Taohua, Z., Chun, J. (2012) "Simulation-Based Analysis of Articulated Steer Grader With Six Motor-Driven Wheels", Advanced Materials Research, Vols. 455-456, pp 1090-1095.

[2] Shevchenko, V., Chaplygina, O., Beztsennaya, Z. (2015) "Methods to Determine Measures Providing a Motor Grader Road Holding Ability", International Scientific Journal "Machines. Technologies. Materials." v.9, n. 12, pp. 78-83.

[3] Shevchenko, V., Chaplygina, O., Beztsennaya, Z. (2016)"An Analytical Model of the Motor-Grader Movement at Performing Working Operations", Scientific Proceedings, XXIV International Scientific-Technical Conference "Trans & Motauto'16", v.24, n. 1, pp. 4-10.

[4] McKyes, F. (1985) "Soil Cutting and Tillage", Developments in Agricultural Engineering 7, Amsterdam, Elsevier.

[5] Debeleac, C. (2013) "Evaluation of the Moldboard Structure Resistance of the Grader Equipment", Analele Universtat "Eftimie Murgu" Resita, Anul XX, nr. 2, ISSN 1453 – 7397.

[6] Debeleac, C. and Nastac, S. (2012) Comparative Analysis between Operational Performances of Motor Grader Equipments", The Annals of "Dunarea de Jos" University of Galati, Fascicle XIV Mechanichal Eengineering, ISSN 1224-5615.

[7] Reece, A. R. (1965) "The Fundamental Equation of Earthmoving Mechanics", Symposium on Earthmoving Machinery, Institute of Mechanical Engineers, 179, Part 3F, London, 1965.

[8] URL 1: Ünlüsoy, Y. S. (2019), Automotive Engineering Lecture Slides, Mechanical Engineering Department, Middle East Technical University.
https://www.researchgate.net/publication/332379606_Automotive_Engineering_Lecture_Slides.

KINEMATIC MODELLING AND SIMULATION OF A SPECIAL DOUBLE WISHBONE SUSPENSION AND STEERING SYSTEM FOR HEAVY VEHICLES

Yavuz Samim Ünlüsoy

Middle East Technical University, Mechanical Engineering Department, Ankara, Turkey
Corresponding Author: Y. Samim Ünlüsoy, unlusoy@metu.edu.tr

ABSTRACT

The conventional double wishbone suspensions are commonly used in light and heavy and road- and off-road vehicles. However, particularly in the case of long and heavy vehicles, the requirements of large wheel locks and suspension travel may result in excessive specifications for the spherical joints connecting the wishbones to the wheel hubs. These spherical joints also define the steering axis. In such cases, simple revolute joints may replace spherical joints if the wheel knuckle is divided into two parts. The outer wheel knuckle can then rotate about a kingpin connecting the two parts, providing steering. The inside wheel knuckle carries the air spring, relieving the lower or the upper wishbone of the suspension load.

A special double wishbone type of independent suspension for heavy vehicles, as described above, is the subject of this study. The kinematic model of the suspension system, together with the associated steering system, is developed. Since the suspension system and the steering system in two different planes are connected by the tie rod, three-dimensional loop closure equations are used in the model. The model can provide the camber angle, kingpin inclination, wheel track, wheel toe, and steering error variations with wheel travel or the steering angle.

Keywords: Double Wishbone, Suspension System, Steering System, Kinematic Model

1. INTRODUCTION

A typical classical double wishbone suspension system, commonly used as front suspensions in automobiles, is illustrated in Figure 1. The upper and lower wishbones of the suspension mechanism are connected to the vehicle body by revolute joints, while the joints between wishbones and knuckles are spherical. This configuration allows the steering of the wheel around an axis going through the spherical joints.

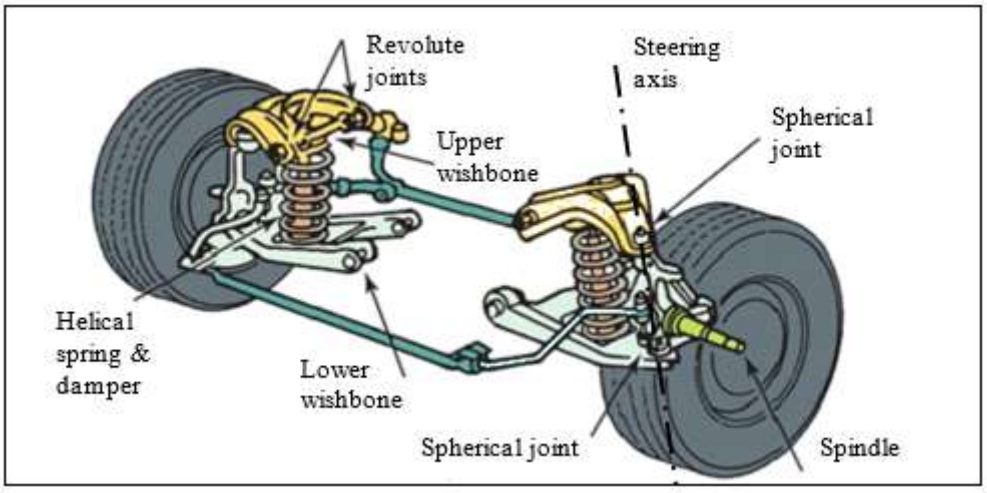


Figure 1. Conventional double wishbone suspension for cars and light commercial vehicles

There is a large number of publications in the literature describing the kinematic modeling and analysis of the classical double wishbone suspensions with or without the steering system. Two approaches to the kinematic modeling and analysis of the double wishbone suspension systems are common. In the first approach, a mathematical representation of the mechanism is developed, usually on the Matlab platform, and then analyzed. In the latter approach, commercial multibody dynamics software is used for the same task. Here, considering the large number of publications on the subject of interest, only chosen publications directly relevant to the present study are examined in some detail.

Suh [1] identified the double wishbone, McPherson strut, and multilink suspensions as three-dimensional mechanisms and used the displacement matrix method for the kinematic synthesis and analysis of these suspension systems. Suspension mechanisms were defined as multiloop spatial guidance mechanisms with a single degree of freedom. Then displacement, velocity, and acceleration matrices were used to describe the motion with constraint equations developed for each of the suspension links. Finally, the displacement matrices and suspension link constraint equations were used together to either synthesize or analyze the mechanism.

Esat [2] presented one of the early examples of mathematical development for the classical double wishbone suspension. In this paper, Esat described the kinematics of the double wishbone mechanism using two spatial loops. The first loop described the suspension mechanism, and the second loop described the steering system. Vectorial representations for the suspension and the steering systems were developed separately. The two loops were then linked together, and an objective function was designed to minimize wheel steering motions due to vertical suspension travel. The genetic algorithm was then used to optimize the system.

Bian, Song, and Walter [3] employed R-R (Roberson and Wittenburg) methodology to obtain the kinematical and constraint equations for a steering linkage and classical double wishbone suspension system. Using the mathematical model, they defined the expressions for the steering angle, kingpin caster angle, kingpin inclination angle, and camber angle.

An algorithm for synthesizing the attachment point locations of the tie rod of an automotive suspension to achieve linear toe change characteristics with wheel travel was presented by Raghavan [5]. The algorithm reduces the synthesis problem to the computation of the center and normal of a circle, given the coordinates of 3 points on the circle. He illustrated the application of the algorithm to the design of a double wishbone suspension for a truck.

Kodati and Badyopadhyay [5] presented two key elements in the formulation and solution stages of the double wishbone suspension kinematics: the use of Rodrigue's parameters to develop an algebraic set of equations representing the kinematics of the mechanism and the computation of Gröbner basis as a method of solving the resulting set of equations. A similar publication with two additional authors [6] appeared later, containing practically the same content, apart from the addition of the same modeling and analysis process for the MacPherson strut suspension. They found that the original set of five simultaneous algebraic-trigonometric equations, which define the kinematic constraints, are reduced to a set of three quartic equations. Configurations of the double wishbone suspension are shown graphically.

Arikere et al. [7] applied the multi-objective genetic algorithm to the classical double wishbone suspension system, searching for an optimal solution to the design problem. They focused on the two performance parameters, namely the camber and toe, and tried to minimize them as the wheel travels up and down.

Tanık and Parlaktaş [8] defined the most comprehensive configuration for the conventional double wishbone suspension system. They considered a model including an anti-dive angle, yaw angle for the upper wishbone, initial camber, and caster angles. After establishing the kinematic model, they described the analytical approach to the analysis procedure. They validated their solution procedure by comparing the results of an example with the results obtained using a commercial suspension analysis and CAD software.

Yang et al. [9] established a virtual prototype model of a standard double wishbone suspension in ADAMS. The kinematic performance of vehicle suspension was analyzed by using the model, and it was concluded that the result showed that the parameters of wheel alignment are reasonable as the vehicle's wheel displacement changed.

Bhoraskar et al. [10] presented an analysis of the double wishbone suspension system using commercial FEM and multibody dynamics software. In their study, the model was subjected to wheel travel, and toe and camber angle variations were obtained. The results from the simulations were then evaluated for the performance of the suspension system.

In long and heavy commercial vehicles, the requirements on the suspension spherical joints are excessive. Thus the design and production of these joints are complicated and prone to complaints of noise during cornering and sometimes of early failure. On the other hand, the design and production of revolute joints have reached sufficient maturity and reliability. For this reason, in long and heavy vehicles, the use of all revolute suspension joints is preferred. Further, air

springs mounted on the upper wishbone or the knuckle replace the coil springs. In this case, the double wishbone suspension system design may result in a configuration similar to that shown in Figure 2.

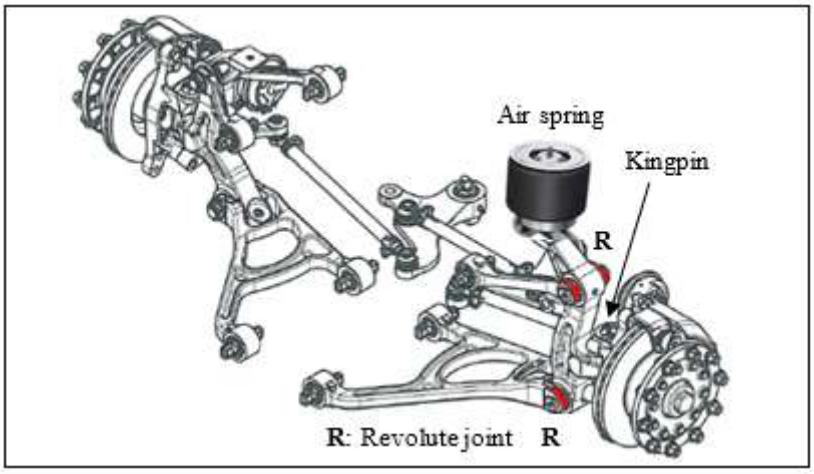


Figure 2. The special double wishbone suspension and steering system for heavy commercial vehicles

To the best of the author's knowledge, there are only two publications in the literature dealing with the kinematic modeling and analysis of this configuration. Topaç et al. [11] used a multibody kinematic model of the double wishbone for a bus front suspension system, including the steering mechanism with commercial multibody dynamics software. They presented a response surface-based design procedure to satisfy the desired tolerances for the steering error and toe variations.

Later, Topaç et al. [12] modeled and analyzed the double wishbone suspension system for an intercity bus. They utilized vector algebra for the kinematic analysis of the suspension system and obtained the variation of camber, caster, and kingpin inclination angles and track variation with suspension travel. They also carried out simulations with wheel steering input and validated the results by comparing them with the output of commercial multibody dynamics software. The steering input in this study was directly applied to the wheel, and therefore, the model does not include the steering system kinematics.

In the present study, a complete kinematic model is formulated for the special double wishbone suspension together with the steering system. The suspension and the steering system are modeled in two planes and then coupled together by the tie-rod. In the formulation, three-dimensional vectorial loop closure equations are used. The model provides variations of the camber angle, kingpin inclination, wheel track, wheel toe, and steering error with wheel travel or steering input given to the steering lever. It is suitable for an optimization procedure to optimize the dimensions of the suspension and steering system according to the requirements of the particular vehicle of interest.

2. KINEMATIC MODEL

The double wishbone suspension system, integrated with the steering system, is illustrated in Figure 3. The complete steering system starts with the steering wheel. Rotation of the steering wheel activates, through the steering column, the steering gear, which in turn rotates the Pitman arm. The rotation of the Pitman arm pulls the drag link that rotates the steering lever about its body-mounted revolute joint. The wheel then receives the steering input through the tie-rod.

The kinematic model of the special double wishbone suspension and the steering system is shown in Figure 4. The suspension mechanism is a plane four-bar linkage, with the knuckle and the tire assumed to be rigid extensions. While the suspension system lies in the y-z plane, the steering linkage will mainly be in the x-y plane, as shown in Figure 4. The tie-rod DC, with spherical joints at C and D, connects the steering lever to the spindle GH. Here G3 is the point of intersection of the line from C, drawn perpendicular to the kingpin (steering) axis. Thus the interaction between the suspension and steering systems will result in a three-dimensional mechanism with two degrees of freedom; the up and down motion of the wheel and the rotation of the wheel about the steering axis (kingpin).

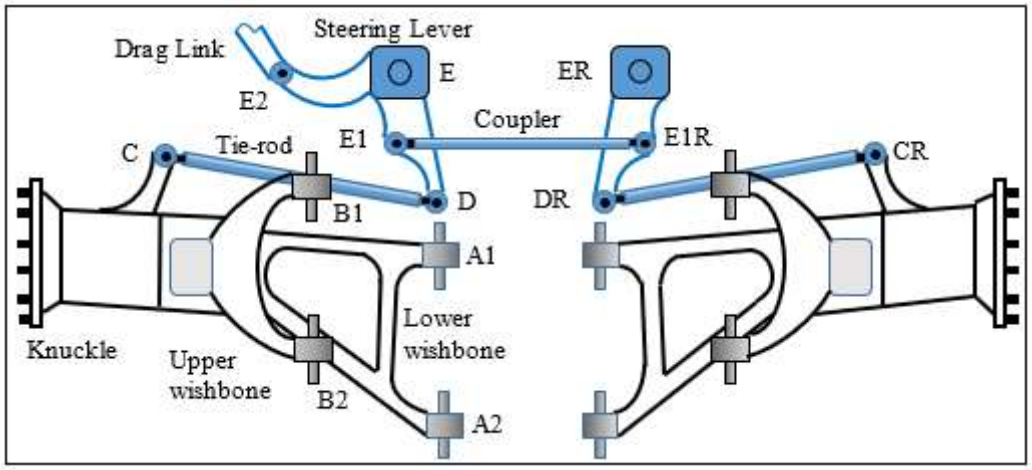


Figure 3. Steering and suspension system

Two cases of interest are formulated in the following sections. In the first case, the steering lever ED is fixed such that the wheels are directed straight ahead, and there is no steering action from the steering wheel. However, the wheels may move up and down as in the case of an obstacle or hole on the road surface. In the second case, the inboard knuckle is fixed in space so that the wishbones do not move. Steering input is given to the steering lever ED, and the wheels rotate about the kingpin axis so that the vehicle can follow the desired trajectory.

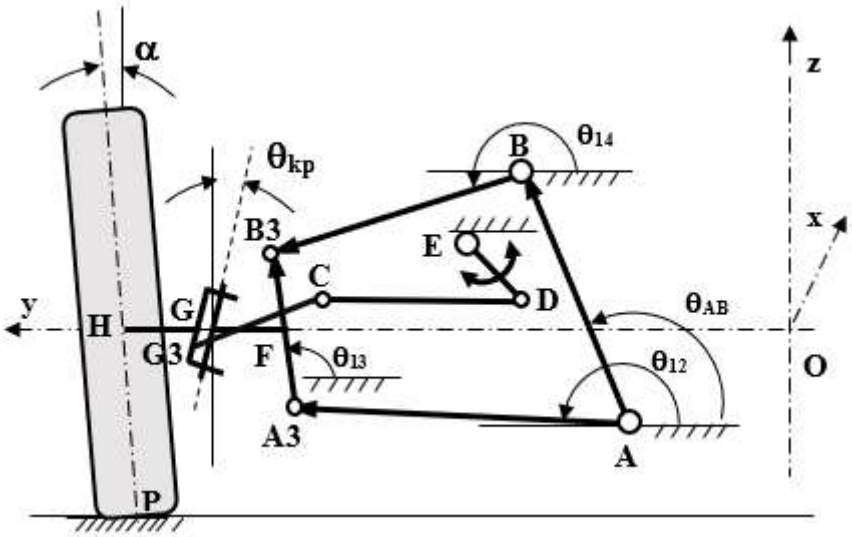


Figure 4. Double wishbone suspension with the steering system

2.1. Wheel Travel without Steering Input

In this case, the rotation of the lower wishbone about joint A will result in variations of wheel camber angle, kingpin inclination, and wheel track. Since the tie rod end joint C moves with the wheel, while the joint D and the pivot joint E are fixed, a toe angle is going to be created.

The vector loop closure equation is

$$\overrightarrow{AA3} + \overrightarrow{A3F} + \overrightarrow{FG} + \overrightarrow{GG3} + \overrightarrow{G3C} + \overrightarrow{CD} + \overrightarrow{DE} = \overrightarrow{AE} \quad (1)$$

When the lower wishbone angle θ_{12} is varied, the loop closure equation in the new configuration becomes

$$\overrightarrow{AA3p} + \overrightarrow{A3Fp} + \overrightarrow{FGp} + \overrightarrow{GG3p} + \overrightarrow{G3Cp} + \overrightarrow{CDp} + \overrightarrow{DEp} = \overrightarrow{AEp} \quad (2)$$

In equation (2), vectors in displaced position are indicated by the addition of the letter "p". The loop closure equation in terms of the vector differences can then be written by taking the difference of equations (1) and (2).

$$\overrightarrow{\Delta AA3}+\overrightarrow{\Delta A3F}+\overrightarrow{\Delta FG}+\overrightarrow{\Delta GG3}+\overrightarrow{\Delta G3C}+\overrightarrow{\Delta CD}+\overrightarrow{\Delta DE}=0 \tag{3}$$

Note that joints E and A are both fixed to the vehicle body, and the variation of the vector $\overrightarrow{AE}$ is zero.

The position of point G3 on the kingpin axis will be the shortest distance between point C and the kingpin axis G2G1, as shown in Figure 5. Here G1 and G2 are two arbitrarily selected points on the kingpin axis, symmetric about point G.

$$\overline{G1G3}=\frac{\overline{G1G2^2}+\overline{CG1^2}-\overline{CG2^2}}{2\overline{G1G2}} \tag{4}$$

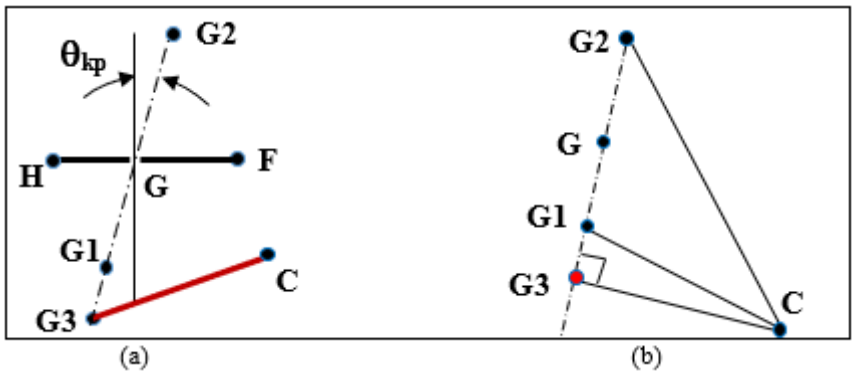


Figure 5. (a) Kingpin axis G1G2; (b) the vertical line CG3 to kingpin axis

In equation (3), the displaced position A3p of joint A3 for any variation $\Delta\theta_{12}$ given to the angle θ_{12} can be found simply by rotating the lower wishbone AA3. The rotation about the x-axis is given by the rotation matrix $[T]_x$.

$$[T]_x=\begin{bmatrix}1 & 0 & 0\\ 0 & cos\Delta\theta_{12} & -sin\Delta\theta_{12}\\ 0 & sin\Delta\theta_{12} & cos\Delta\theta_{12}\end{bmatrix} \tag{5}$$

To perform the rotation about A, the rotation matrix is multiplied by $\{A3\text{-}A\}^T$ (to move joint A to the origin), and after rotation, A is brought back to its original position.

$$\{A3p\}=\left([T]_x*\left(\{A3\}-\{A\}\right)^T+\{A\}\right)^T \tag{6}$$

Now $\overrightarrow{\Delta AA3}$ can be calculated.

$$\overrightarrow{\Delta AA3}=\{AA3p\}-\{AA3\}=\left(\{A3p\}-\{A\}\right)-\left(\{A3\}-\{A\}\right) \tag{7}$$

The remaining vectors in equation (3) are written in terms of the differences of their unit vectors $\overrightarrow{up}$ and $\vec{u}$ in their displaced and original positions.

$$\begin{aligned}\overrightarrow{\Delta AA3}+\left|\overrightarrow{A3F}\right|\left(\overrightarrow{up}_{A3F}-\vec{u}_{A3F}\right)+\left|\overrightarrow{FG}\right|\left(\overrightarrow{up}_{FG}-\vec{u}_{FG}\right)+\left|\overrightarrow{GG3}\right|\left(\overrightarrow{up}_{GG3}-\vec{u}_{GG3}\right)+\\ +\left|\overrightarrow{G3C}\right|\left(\overrightarrow{up}_{G3C}-\vec{u}_{G3C}\right)+\left|\overrightarrow{CD}\right|\left(\overrightarrow{up}_{CD}-\vec{u}_{CD}\right)+\left|\overrightarrow{\Delta DE}\right|=\vec{0}\end{aligned} \tag{8}$$

and

$$\overrightarrow{\Delta AG3} = \overrightarrow{\Delta AA3} + \left|\overrightarrow{A3F}\right|\left(\overrightarrow{up}_{A3F} - \vec{u}_{A3F}\right) + \left|\overrightarrow{FG}\right|\left(\overrightarrow{up}_{FG} - \vec{u}_{FG}\right) + \\ + \left|\overrightarrow{GG3}\right|\left(\overrightarrow{up}_{GG3} - \vec{u}_{GG3}\right) \tag{9}$$

In equation (9), all the terms on the right-hand side are known. After determining displaced positions of A3 and B3 for some rotation of the lower wishbone, displaced positions of points F, G, and G3 can be found since they are on the same rigid body as A3 and B3.

Arranging and reordering equation (8), one obtains

$$\left|\overrightarrow{G3C}\right|\overrightarrow{up}_{G3C} + \left|\overrightarrow{CD}\right|\overrightarrow{up}_{CD} = -\overrightarrow{\Delta AG3} + \overrightarrow{G3D} \tag{10}$$

where from Figure 6 (a),

$$\overrightarrow{G3D} = \left|\overrightarrow{G3C}\right|\vec{u}_{G3C} + \left|\overrightarrow{CD}\right|\vec{u}_{CD} \tag{11}$$

The steering input is given by rotating the steering lever ED around the body fixed revolute joint E. When the only input is the lower wishbone rotation θ_{12}, steering input is not considered and thus $\overrightarrow{\Delta DE} = \vec{S} = \vec{0}$.

The unit vectors, when the lower wishbone angle θ_{12} is varied, can be determined using the solution of the four-bar linkage A-A3-B3-B. It should be noted that the unit vector $\overrightarrow{up}_{GG3}$ is identical to $\overrightarrow{up}_{G2G1}$. Therefore, the vectors on the right side of equation (11) can be calculated when the initial positions of the joints are specified, and the lower wishbone angle θ_{12} is varied. This leaves the unit vectors $\overrightarrow{up}_{G3C}$ and $\overrightarrow{up}_{CD}$ of the displaced links as the only unknowns. These two unit vectors are obtained using the procedure introduced by Cronin [13], with some later corrections by Felzien and Cronin [14].

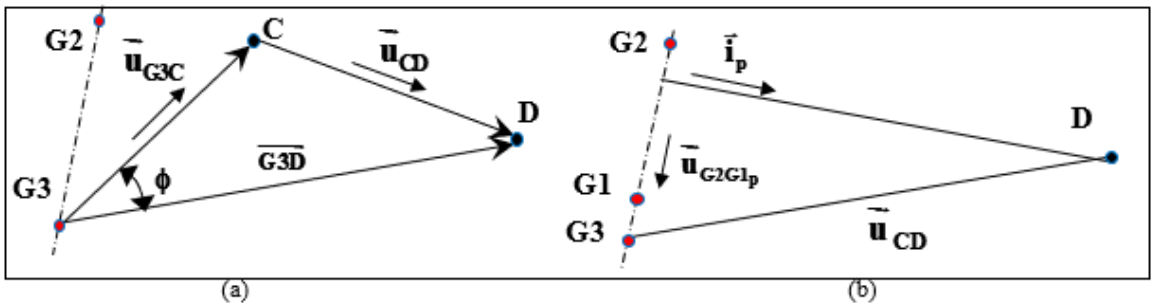


Figure 6. (a) Determination of the position of joint C; (b) Component of G3D on kingpin axis G1G2

From Figure 6 (b)., in the displaced configuration of the suspension, the magnitude of the component of G3D parallel to G2G1 is given by the dot product $\overrightarrow{G3D}.\vec{u}_{G2G1p}$. Thus the component of G3D parallel to G2G1 will be $\left(\overrightarrow{G3D}.\vec{u}_{G2G1p}\right)\vec{u}_{G2G1p}$. The component of G3D in the direction perpendicular to G2G1 is then given by $\overrightarrow{G3D} - \left(\overrightarrow{G3D}.\vec{u}_{G2G1p}\right)\vec{u}_{G2G1p}$. It is now possible to write an expression for the unit vector perpendicular to G2G1.

$$\vec{i}_p = \frac{\overrightarrow{G3D} - \left(\overrightarrow{G3D}\,.\,\vec{u}_{G2G1p}\right)\vec{u}_{G2G1p}}{\left|\overrightarrow{G3D} - \left(\overrightarrow{G3D}\,.\,\vec{u}_{G2G1p}\right)\vec{u}_{G2G1p}\right|} \tag{12}$$

Since G3C is perpendicular to G2G1, one needs to determine the components of $\vec{u}_{G3Cp}$ along two directions perpendicular to G2G1 and each other. So at this point, we need to find two unit vectors in these two directions.

Going back to Figure 6, the cosine law gives:

$$\cos\phi = \frac{\left|\overrightarrow{G3C}\right|^2 + \left|\overrightarrow{G3D}\right|^2 - \left|\overrightarrow{CD}\right|^2}{2\left|\overrightarrow{G3C}\right|\left|\overrightarrow{G3D}\right|} \tag{13}$$

and

$$\vec{u}_{G3Cp}.\overrightarrow{G3D} = \left|\vec{u}_{G3C}\right|\left|\overrightarrow{G3D}\right|\cos\phi = \left|\overrightarrow{G3D}\right|\frac{\left|\overrightarrow{G3C}\right|^2 + \left|\overrightarrow{G3D}\right|^2 - \left|\overrightarrow{CD}\right|^2}{2\left|\overrightarrow{G3C}\right|\left|\overrightarrow{G3D}\right|}$$

Then

$$\vec{u}_{G3Cp}.\overrightarrow{G3D} = \frac{\left|\overrightarrow{G3C}\right|^2 + \left|\overrightarrow{G3D}\right|^2 - \left|\overrightarrow{CD}\right|^2}{2\left|\overrightarrow{G3C}\right|} \tag{14}$$

Since $\vec{u}_{G3Cp} \perp \vec{u}_{G2G1p}$ (remember that CG3 is perpendicular to the kingpin axis G2G1), the magnitude of the component of the unit vector $\vec{u}_{G3Cp}$ in the direction of $\overrightarrow{i_p}$ is given by

$$\left|\vec{u}_{G3Cp-ip}\right| = \left|\vec{u}_{G3Cp}.\overrightarrow{i_p}\right| = \frac{\left|\overrightarrow{G3C}\right|^2 + \left|\overrightarrow{G3D}\right|^2 - \left|\overrightarrow{CD}\right|^2}{2\left|\overrightarrow{G3C}\right|\left|\overrightarrow{G3D} - \left(\overrightarrow{G3D}.\vec{u}_{G2G1p}\right)\vec{u}_{G2G1p}\right|} \tag{15}$$

Now another unit vector perpendicular to both G2G1 and $\overrightarrow{i_p}$ will be found.

$$\overrightarrow{j_p} = \vec{u}_{G2G1p} \times \overrightarrow{i_p} \tag{16}$$

Using the fact that the magnitude of the unit vector is unity, the magnitude of the component of $\vec{u}_{G3Cp}$ in the direction of $\overrightarrow{j_p}$ can also be found.

$$\left|\vec{u}_{G3Cpjp}\right| = \pm\sqrt{1 - \left|\vec{u}_{G3Cpip}\right|^2} \tag{17}$$

The unit vector $\vec{u}_{G3Cp}$ is perpendicular to G2G1 and, therefore, can be represented in terms of its components along $\overrightarrow{i_p}$ and $\overrightarrow{j_p}$.

$$\vec{u}_{G3Cp} = \left(\vec{u}_{G3Cp}.\overrightarrow{i_p}\right)\overrightarrow{i_p} + \left(\vec{u}_{G3Cp}.\overrightarrow{j_p}\right)\overrightarrow{j_p} \tag{18}$$

Now the unit vectors sought can be obtained from equations (17) and (18).

$$\vec{u}_{CDp} = \frac{G3D - \left|G3C\right|\vec{u}_{G3Cp}}{\left|G3D - \left|G3C\right|\vec{u}_{G3Cp}\right|} \tag{19}$$

It is now possible to obtain the displaced position of joint C and the corresponding variations of the wheel toe angle, camber angle, kingpin inclination, and track.

2.2. Steering input with fixed knuckle

In this case, the knuckle and thus the wishbones are fixed in some position. Thus, the steering input θ_D**,** given to the steering lever on the left-hand side, will result in the steering angles of the wheels on both sides. As shown in Figure 7, the four-bar linkage E-D-DR-ER couples the left and right-hand side steering inputs. Thus, the steering inputs on the

two sides are going to be different. The formulation and the analysis, in this case, will be directed to the steering error resulting from this difference with respect to the pure rolling of the wheels during cornering, Unlusoy [15].

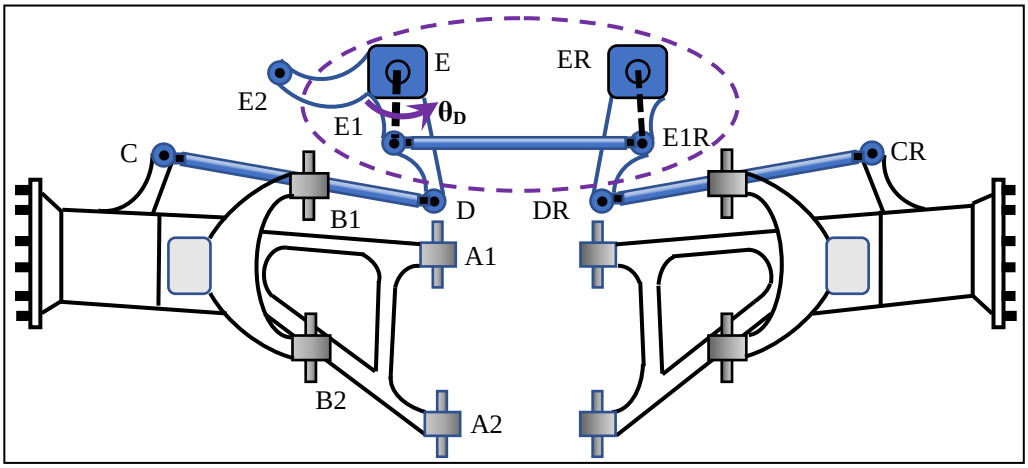


Figure 7. Four bar mechanism linking left and right steering linkages

Starting with the vector loop closure equation

$$\overrightarrow{AA3} + \overrightarrow{A3F} + \overrightarrow{FG} + \overrightarrow{GG3} + \overrightarrow{G3C} + \overrightarrow{CD} + \overrightarrow{DE} = \overrightarrow{AE} \tag{20}$$

When the steering lever angle θ_D is varied, the loop closure equation can be written in the new configuration. However, since the knuckle carrier is fixed at a specified wheel travel position, the first four terms in equation (20) do not change.

$$\overrightarrow{AG3} + \overrightarrow{G3Cp} + \overrightarrow{CDp} + \overrightarrow{DEp} = \overrightarrow{AEp} \tag{21}$$

where

$$\overrightarrow{AG3} = \overrightarrow{AA3} + \overrightarrow{A3F} + \overrightarrow{FG} + \overrightarrow{GG3} \tag{22}$$

The loop closure equation in terms of the vector differences is then:

$$\overrightarrow{\Delta G3C} + \overrightarrow{\Delta CD} + \overrightarrow{\Delta DE} = 0 \tag{23}$$

Note that joints E and A are both fixed to the vehicle body. Thus the vector $\overrightarrow{EA}$ is also fixed, and its variation is zero. Thus the vector loop closure equation for the left-hand side can be written between the fixed joints G3 and E, where G3 is the point at which a line from C perpendicular to the kingpin axis is represented by G1G2.

The vectors in equation (23) are written in terms of the differences of their unit vectors $\overrightarrow{up}$ and $\overrightarrow{u}$ in their displaced and original positions.

$$\left|\overrightarrow{G3C}\right|\left(\overrightarrow{up}_{G3C} - \vec{u}_{G3C}\right) + \left|\overrightarrow{CD}\right|\left(\overrightarrow{up}_{CD} - \vec{u}_{CD}\right) + \left|\overrightarrow{\Delta DE}\right| = \vec{0} \tag{24}$$

$$\left|\overrightarrow{G3C}\right|\overrightarrow{up}_{G3C} + \left|\overrightarrow{CD}\right|\overrightarrow{up}_{CD} = \left|\overrightarrow{G3C}\right|\vec{u}_{G3C} + \left|\overrightarrow{CD}\right|\vec{u}_{CD} - \vec{S} \tag{25}$$

The steering input is given by rotating steering lever ED of the bell crank around the revolute body joint E. All the magnitudes and the initial unit vectors on the right side of equation (23) can be calculated when the initial positions of the joints are specified. The only unknowns are, as in the previous section, the unit vectors $\overrightarrow{up}_{G3C}$ and $\overrightarrow{up}_{CD}$ of the displaced links. These two unit vectors are again obtained using the procedure introduced by Cronin [13] and Felzien and Cronin [14], as in the previous section.

When the steering input θ_D is given to the left-hand side of the system, the steering input θ_{DR} to the right-hand side can be found by the solution of the four-bar linkage E-D-DR-ER. Then the same procedure described above can be used to

obtain the steering angle of the right wheel, as well as the achievable maximum wheel steering angles and the steering error.

3. Graphical User Interface (GUI)

A graphical user interface (GUI) on the MATLAB platform for the analysis of the suspension and steering systems has been developed. The first two columns of the GUI, shown in Figure 8, make it possible to enter the initial configuration of the suspension and the steering systems, as well as the basic vehicle data. The data can be manually entered and then saved in data files, which can be reloaded whenever necessary. Line plots of the front, top, and side views of the suspension and steering system based on the data entered can be drawn to check the validity of the configuration. The suspension and steering system can be viewed from different angles in three dimensions. The results are presented in terms of the graphical representations of the parameters of interest, such as the variations of camber angle, kingpin inclination, toe, and track. It is also possible to view animations of the motion of the suspension and steering systems, in the top and front views, for a user-specified range of vertical wheel displacements and steering inputs.

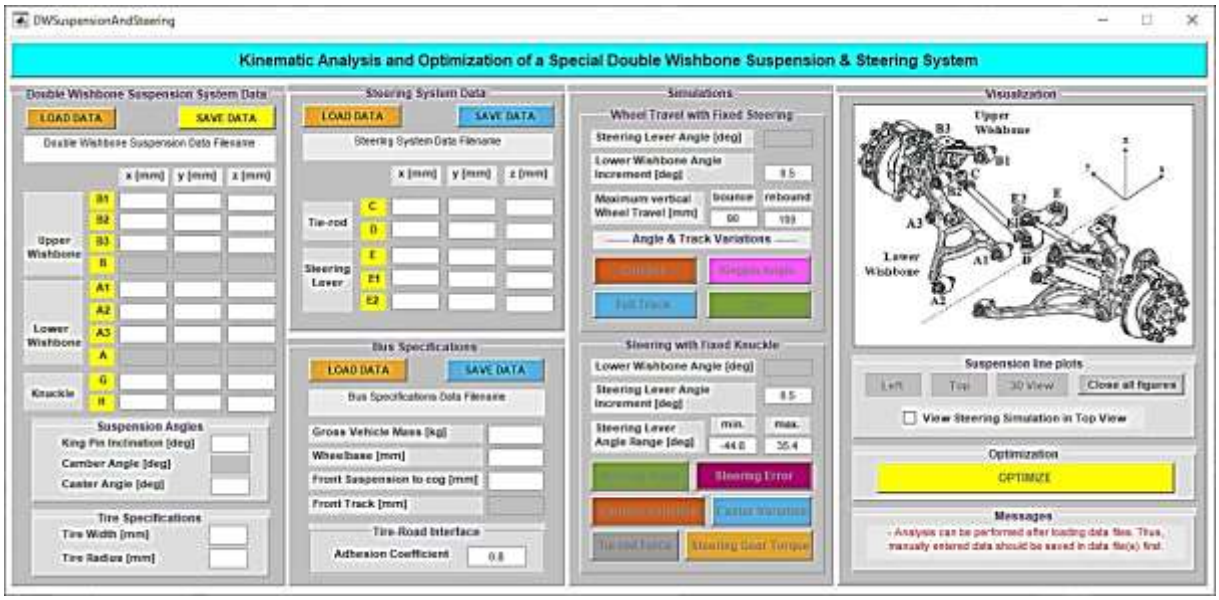


Figure 8. Graphical User Interface for the analysis of the suspension and steering system

When the program is run with a set of data for a typical intercity coach, some of the outputs produced are presented in Figures 9 to 12 for the fixed steering case and Figures 14 to 18 for the fixed knuckle case. Figure 13 shows the 3D view of the suspension system allowing rotation of the mechanism for the inspection of possible errors in data.

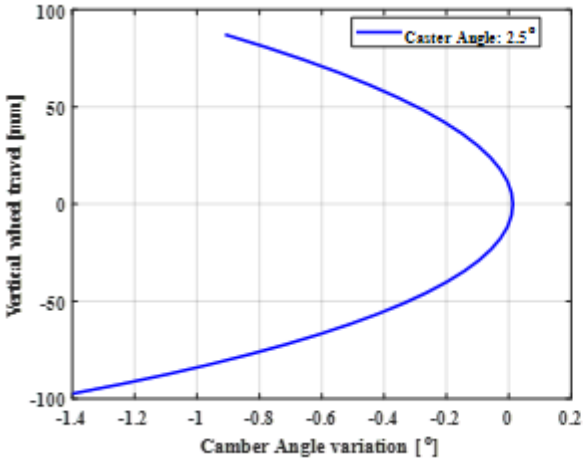


Figure 9. Camber angle variation

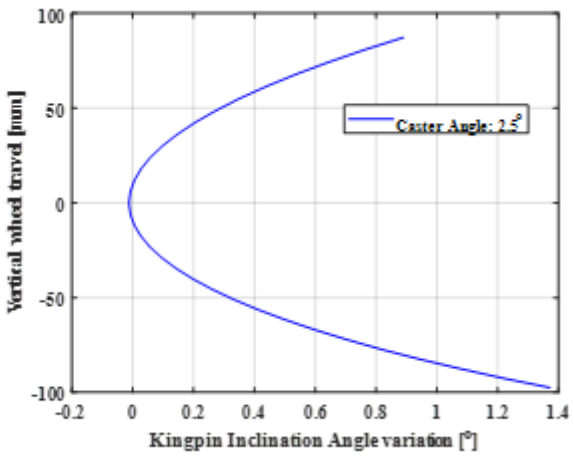


Figure 10. Variation of kingpin inclination

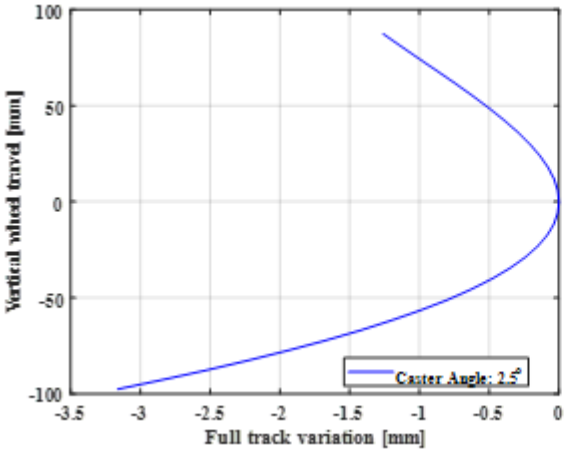


Figure 11. Full Track variation

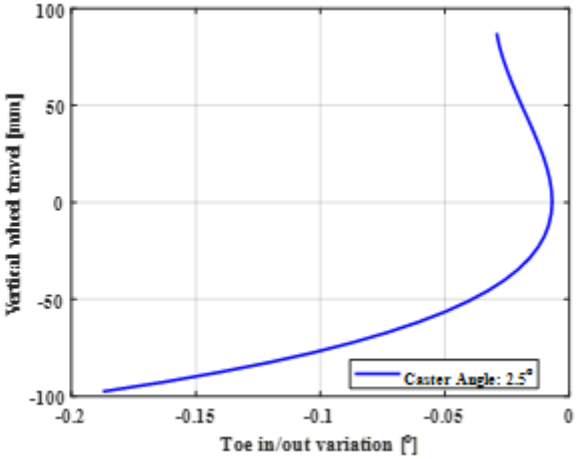


Figure 12. Toe variation

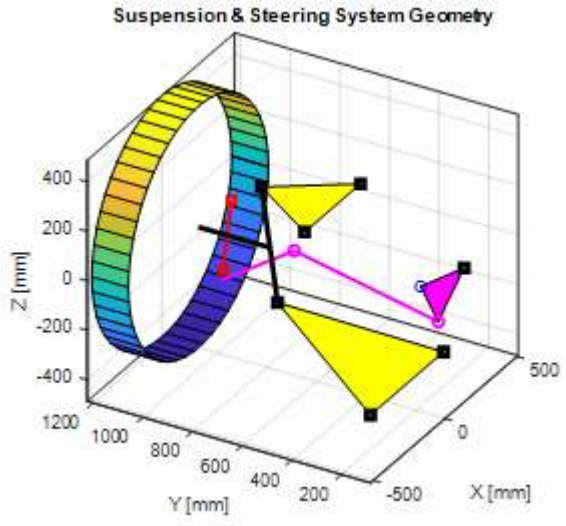


Figure 13. 3D view

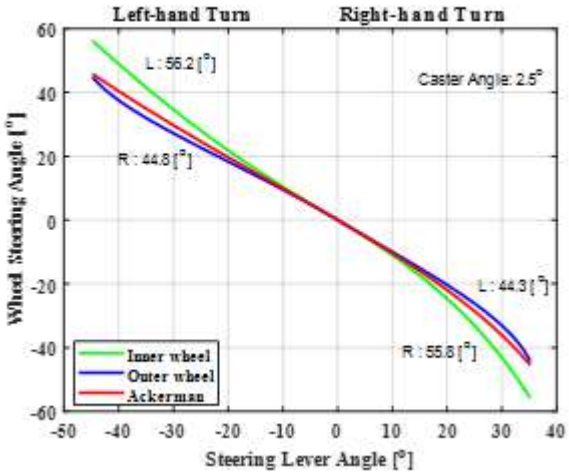


Figure 14. Wheel steering angles

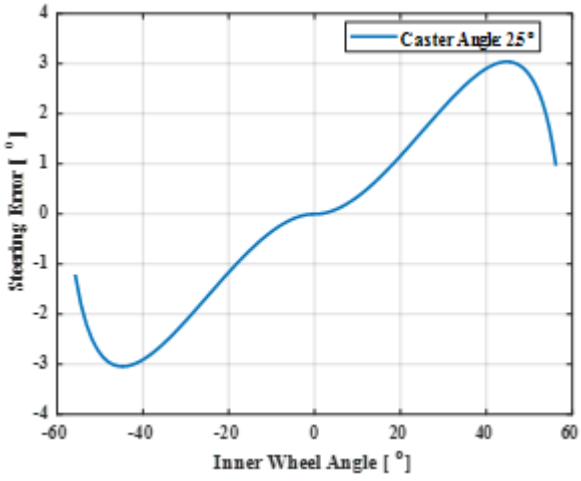


Figure 15. Steering error

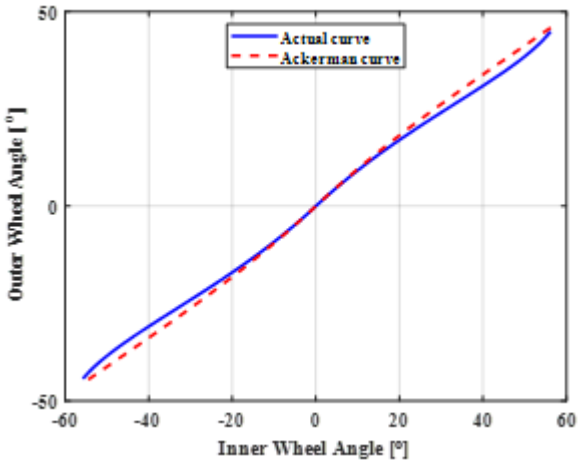


Figure 16. Inner vs. outer wheel angles

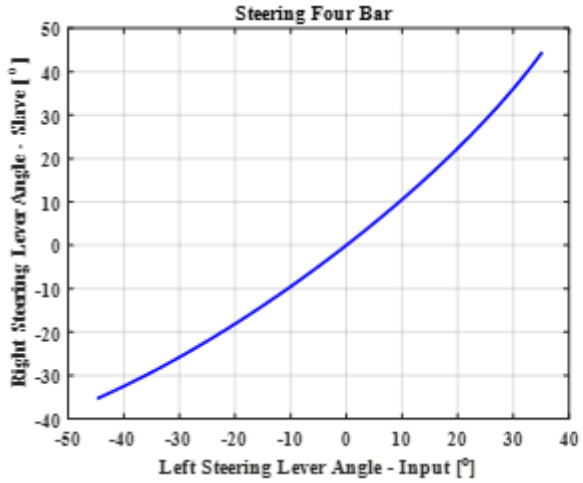


Figure 17. Steering Four Bar angles

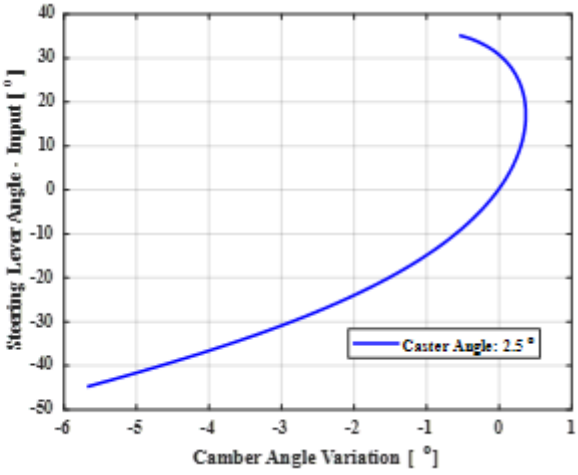


Figure 18. Camber angle variation

4. CONCLUSIONS

A three-dimensional model and its complete formulation for the kinematic analysis of the integrated special double wishbone suspension and the associated steering system are developed. The formulation is implemented by a GUI on the Matlab platform and can provide the variations of the camber angle, kingpin inclination, wheel track, wheel toe, and steering error variations with wheel travel or the steering angle. The model is suitable for the assessment of candidate suspension and steering system designs, as well as for use in optimization studies to obtain the most suitable variations of these parameters for the vehicle of interest

ACKNOWLEDGMENTS

This study is supported by Ege Endüstri ve Ticaret A. Ş. The author would like to thank Ege Endüstri ve Ticaret A. Ş. for their support.

REFERENCES

[1] Suh, C.H. (1989) “Synthesis and Analysis of Suspension Mechanisms with Use of Displacement Matrices”, SAE Technical Paper 890098.
[2] Esat, I. (1999) “Genetic Algorithm-based Optimization of a Vehicle Suspension System”, Int. J. Vehicle Design, 21, 2/3.
[3] Bian, X.L., Song, B.A., Walter, R. (2004) “Optimization of Steering Linkage and Double-Wishbone Suspension via R-W Multi-body Dynamic Analysis”, Forschung im Ingenieurwesen, 69, pp.38–43.
[4] Raghavan, M. (2004) “Suspension Design for Linear Toe Curves: A Case Study in Mechanism Synthesis”, Transactions of the ASME, 126, pp.278-282.
[5] Kodati, M. and Bandyopadhyay, S. (2013) “Kinematic Analysis of the Double Wishbone Suspension System”, Proceedings of the 1st International and 16th National Conference on Machines and Mechanisms (iNaCoMM2013), IIT Roorkee, India.
[6] Reddy, K.V., Kodati, M., Chatra, K., Banyopadhay, S. (2016) “A comprehensive kinematic analysis of the double wishbone and MacPherson strut suspension systems”, Mechanism and Machine Theory, 105, pp.441-470.
[7] Arikere, A., Kumar, G.S., Banyopadhay, S. (2010) “Optimisation of Double Wishbone Suspension System Using Multi-Objective Genetic Algorithm”, In: Deb K. et al. (eds) Simulated Evolution and Learning. SEAL 2010. Lecture Notes in Computer Science, v. 6457. Springer, Berlin, Heidelberg.
[8] Tanık, E., Parlaktaş, V. (2015) “On the Analysis of Double Wishbone Suspension”, Bulletin of the JSME, Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 9, 3, pp.1-10.
[9] Yang, S., Bao, Y., Liu, Y., Li, C. (2014) “Kinematic Analysis of the Double Wishbone Suspension in ADAMS”, Transportation Electrification Asia-Pacific (ITEC Asia-Pacific), IEEE Conference and Expo.
[10] Bhoraskar, A., Fartyal, A., Sakthivel, P. (2017) “Analysis of the Double Wishbone Front Suspension System”, International Conference on Nascent Technologies in the Engineering Field (ICNTE-2017).
[11] Topaç, M.M., Deryal, U., Bahar, E., Yavuz, G. (2015) “Optimal kinematic design of a multi-link steering system for a bus independent suspension: An application of response surface methodology”, Mechanika, 21, 5, pp.404-413.
[12] Topaç, M.M., Özdel, S., Kuralay, N.S. (2016) “Çift Enine Yön Vericili Askı Sisteminin Bilgisayar Destekli Konum Analizi”, Mühendis ve Makina, 51, 604, pp.9-21.

[13] Cronin, D.L. (1981), “MacPherson Strut Kinematics”, Mechanism and Machine Theory, 16, 6, pp.631-644.
[14] Felzien, M.L., Cronin, D. (1983) "Comment on MacPherson Strut Kinematics" Mechanism and Machine Theory, Elsevier, 18, 1, pp.91-93.
[15] Unlusoy, Y.S., Automotive Engineering Lecture Notes, Mechanical Engineering Department, Middle East Technical University.
https://www.researchgate.net/publication/353156511_AUTOMOTIVE_ENGINEERING_Lecture_Notes.

AĞIR HİZMET ARACI FREN DİSKİ SOĞUMA KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ

İbrahim Can Güleryüz[1], Barış Yılmaz[2]

[1,2] Ege Fren Sanayii ve Ticaret A.Ş., Ürün Tasarımı ve Geliştirme Bölümü, İzmir, Türkiye
[1] Sorumlu Yazar: İbrahim Can Güleryüz, can.guleryuz@egefren.com.tr

ÖZET

Bu çalışmada, ağır hizmet araçlarında kullanılan havalandırmalı fren disklerinin farklı havalandırma kanatçığı geometrileri için soğuma davranışı incelenmiştir. İlk aşamada, deneysel taşınım katsayısı değerleri farklı dönüş hızları için bilinen, standart (konikleşme engelleyici olmayan) ağır hizmet aracı fren diskinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri gerçekleştirilmiştir. Sayısal olarak hesaplanan ortalama taşınım katsayısı değerleri ile deneysel sonuçlar karşılaştırılarak HAD analizi değişkenleri doğrulanmıştır. İkinci aşamada, konikleşme engelleyici düz havalandırma kanatçıklı ağır hizmet aracı fren diskinin (referans), soğuma başarımı sayısal olarak incelenmiştir. Referans fren diskinin soğuma süresi değerleri farklı araç hızları için atalet dinamometresi deneyleri ile elde edilmiştir. Referans havalandırmalı fren diskinin ortalama taşınım katsayısı HAD analizleri ile hesaplanmıştır. Zamana bağlı disk sıcaklıklarını ve soğuma sürelerini elde etmek için taşınım ve ışınım etkileri göz önünde bulundurularak referans fren diskinin zamana bağlı termal analizleri gerçekleştirilmiştir. Sayısal ve deneysel soğuma süresi sonuçları karşılaştırılarak termal analiz değişkenleri doğrulanmıştır. Yeni bir havalandırma kanatçığı geometrisi önerilerek, konikleşme engelleyici fren diski geometrisine uyarlanmıştır. Yeni kanatçık geometrisine sahip diskin HAD ve termal analizleri gerçekleştirilerek, ortalama taşınım katsayısı ve soğuma süresi sonuçları referans fren diski ve ağır ticari araçlarda kullanılan diğer bir fren diski ile karşılaştırılmıştır. Önerilen fren diski tasarımı ile referans havalandırmalı fren diskini tasarımı karşılaştırıldığında, ortalama taşınım katsayısında % 18.5 artış ve soğuma süresinde % 23.5 iyileşme elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Havalandırmalı fren diski, HAD analizi, zaman bağlı termal analiz, atalet dinamometresi, ağır hizmet aracı.

INVESTIGATION OF HEAVY-DUTY VEHICLE BRAKE DISC COOLING CHARACTERISTICS

ABSTRACT

In this study, cooling behaviour of ventilated brake disc which is used in heavy-duty vehicles was investigated for different ventilation vane geometries. In the first stage, computational fluid dynamics (CFD) analyses were conducted on a standard (non-anticoning) heavy-duty brake disc whose experimental convective heat transfer coefficients are known different rotational speeds. The CFD analysis parameters are verified by comparing the numerically calculated average convective heat transfer coefficient values with the experimental results. In the second stage, the cooling performance of anticoning heavy-duty disc (reference) with straight ventilation vanes were investigated numerically. The cooldown period values of reference brake disc were measured by inertia dynamometer experiments for different vehicle speeds. Average convective heat transfer coefficient of reference ventilated brake disc was calculated by CFD analyses. To obtain time dependent disc temperatures and cooldown periods, transient thermal analyses of reference brake disc were conducted by consideration of convection and radiation effects. The thermal analysis parameters are verified by comparing the numerical and experimental cooldown period results. A new ventilation vane geometry was proposed and adopted to anticoning brake disc geometry. The CFD and thermal analyses of disc with new ventilation vane geometry were carried out and the average convective heat transfer coefficient and cooldown duration results were compared with the reference brake disc and another brake disc used in heavy commercial vehicles. In comparison of the proposed brake disc design with the reference ventilated brake disc design the average convective heat transfer coefficient was increased by 18.5 % and the cooldown period was improved by 23.5 %.

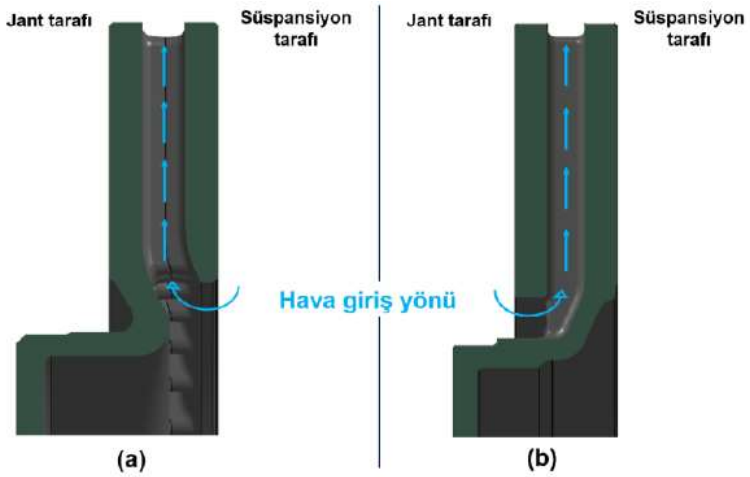
Keywords: Ventilated brake disc, CFD analysis, transient thermal analysis, inertia dynamometer, heavy-duty vehicle.

1. GİRİŞ

Günümüzde yol taşıtlarının frenlemesi sonucunda açığa çıkan yüksek ısının sistemden hızlı ve homojen bir şekilde uzaklaştırılması amacıyla disk frenli taşıtlarda havalandırma kanallı fren diskleri tercih edilmektedir. Havalandırma

kanallı fren diskleri, havalandırma kanatçığı bulunmayan konvansiyonel dolu fren disklerine göre daha hafif olmalarının yanı sıra, daha fazla taşınım yüzeyine sahiptirler. Bu sayede dolu fren disklerine göre daha etkin ısı transferi karakteristiği sergilemektedirler. Havalandırmalı fren diskleri binek, hafif ticari ve birçok ağır hizmet aracında geniş bir uygulama alanına sahiptir (Mew, 2015).

Havalandırmalı fren disklerinde, havalandırma kanallarının açıldığı yön (hava giriş yönü) göz önünde bulundurularak iki farklı tasarım söz konusudur. Birincisinde havalandırma kanalları süspansiyon yönüne açılırken (Şekil 1(a)), diğerinde jant içerisine (Şekil 1(b)) açılmaktadır. Havalandırma kanallarının jant içerisine açıldığı tasarımlar, kanalların süspansiyon yönüne açıldığı tasarımlara göre daha rijit ve daha düşük konikleşme sergilerler (Thuresson, 2014). Bu nedenle, bu tasarımlar konikleşme engelleyici havalandırmalı fren diskleri olarak isimlendirilirken; havalandırma kanallarının süspansiyon yönüne açılan tasarımlar standart (konikleşme engelleyici olmayan) havalandırmalı fren diskleri olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 1. (a) Standart, (b) konikleşme engelleyici havalandırmalı fren diskleri.

Frenleme sonucu açığa çıkan yüksek ısının sistemden hızlı bir şekilde uzaklaştırılamadığı ve homojen olarak dağıtılamadığı durumlarda fren diskinde çarpılma, çatlak ve hasar oluşumu ve buna bağlı ses ve titreşim problemleri, fren diski ve balatalarda erken ve düzensiz aşınma sorunları ve dingil ucundaki rulmanlarda hasar görülebilir. Bu nedenle, fren disklerinde ısı transferinin iyileştirilmesi için havalandırma kanatçıklarının optimizasyonu aktif bir araştırma alanı olmaktadır. Literatürde yer alan çalışmaların büyük çoğunluğunu binek ve yüksek performans taşıtı havalandırmalı fren diskleri üzerine gerçekleştirilen sayısal ve deneysel çalışmalar oluşturmaktadır (Gotowicki ve diğ., 2005), (Stephens, 2006), (Chi, 2008), (McPhee ve Johnson, 2008), (Pulugundla, 2008), (Düzgün ve Yıldız, 2009), (Palmer ve diğ., 2009), (Sarip, 2011), (Pevec ve diğ., 2012), (Raj ve diğ., 2014), (Belhocine ve diğ., 2014), (Belhocine ve Bouchetara, 2014), (Shinde ve diğ., 2014), (Thuresson, 2014), (Yan ve diğ., 2015), (Kiran, 2015). Ayrıca literatürde hızlı trenlerde kullanılan havalandırmalı fren disklerinin soğuma başarımlarının incelendiği çalışmalara rastlanmaktadır (Jiang ve diğ., 2012), (Ghadimi ve diğ., 2013). Ağır hizmet araçları ile ilgili yer bulan az sayıdaki çalışma Voller ve diğ. (2003), Galindo-Lopez ve Tirovic (2008), Tang ve diğ. (2014), Stevens ve Tirovic (2018), Tirovic ve Stevens (2018), Güleryüz ve Yılmaz (2019) tarafından gerçekleştirilmiştir.

Voller ve diğ. (2003) farklı disk dönüş hızları için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri ile referans aldıkları Ø434 mm dış çap ölçüsüne sahip, standart ve düz havalandırma kanatçıklı ağır hizmet aracı fren diski için ortalama taşınım katsayılarını sayısal olarak hesaplamışlardır. Deneysel çalışmada, yüzey sıcaklığı 100˚C'ye çıkarılmış fren diskinin sabit dönüş hızı için soğuma eğrilerini elde etmiştir. Deneysel çalışma, 100 – 800 d/dk aralığındaki dönüş hızları için tekrarlanmıştır. Soğuma eğrilerinden yola çıkılarak elde edilen deneysel taşınım katsayıları sayısal sonuçların doğrulamasında kullanılmıştır. Galindo-Lopez ve Tirovic (2008) çalışmalarında, Voller ve diğ. (2003)'in deneysel çalışmasında elde ettiği ortalama taşınım katsayısı sonuçlarını kullanarak, önermiş oldukları HAD analizi değişkenlerini doğrulamıştır. Sonrasında referans alınan standart, düz havalandırma kanatçıklı ağır hizmet aracı diskinin ardışık kanatçıklarının arasına ilave bir kanatçık yerleştirerek, bu kanatçığın havalandırma kanalındaki farklı pozisyonlarının taşınım katsayısına olan etkisi incelenmiştir. Diğer çalışmalarda, durağan ortam havasında, hareketsiz haldeki havalandırmalı fren diskinin (havalandırma kanallarının açık ve kapalı olduğu durumlar için) doğal taşınım analitik, sayısal ve deneysel olarak ele alınarak, ortalama taşınım katsayıları arasındaki ilişki araştırılmıştır (Tirovic ve Stevens, 2018), (Stevens ve Tirovic, 2018).

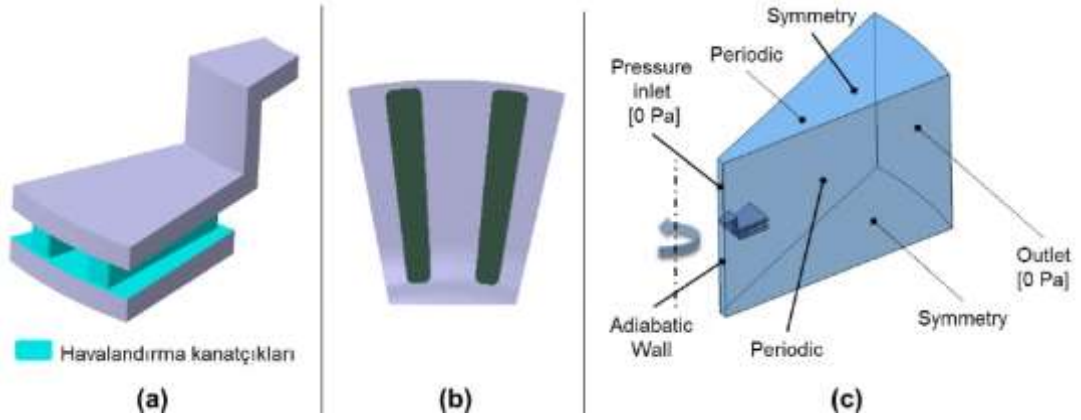
Literatürde ağır hizmet aracı fren diskleri ile ilgili gerçekleştirilen çalışmaların hiçbirinde atalet dinamometresi ile gerçekleştirilen sürtünme çifti devreye alma deneylerinden soğuma süresi deneyleri ile ilgili doğrulama çalışması yer almadığı gibi, farklı havalandırma kanatçıklarının fren diski soğuma süresine etkisi doğrudan araştırılmamıştır.

Bu çalışmada, ağır hizmet araçlarında kullanılan 22.5" jant ölçüsüne uygun disk fren ile beraber kullanılmakta olan Ø430 mm dış çap ölçüsüne sahip konikleşme engelleyici havalandırmalı fren diskinin soğuma süresinin iyileştirilmesi için yeni bir havalandırma kanatçığı tasarımı önerilmektedir. Bu amaçla, farklı dönüş hızları için deneysel taşınım katsayısı değerleri bilinen standart, düz havalandırma kanatçıklı ağır hizmet aracı diskinin HAD analizleri gerçekleştirilerek, HAD analizi parametreleri deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Atalet dinamometresi deneyleri ile farklı araç hızları için soğuma süresi değerleri bilinen konikleşme engelleyici, düz havalandırma kanatçıklı ağır hizmet aracı diski referans alınmıştır. Doğrulanan HAD analizi değişkenleri ile referans fren diskinin HAD analizleri gerçekleştirilerek, ortalama taşınım katsayısı hesaplanmıştır. HAD analizlerinden elde edilen ortalama taşınım katsayısı kullanılarak referans fren diskinin zamana bağlı termal analizleri gerçekleştirilmiştir. Sayısal olarak elde edilen soğuma eğrileri ve soğuma süreleri atalet dinamometre deneyi sonuçları ile karşılaştırılarak termal analiz değişkenleri doğrulanmıştır. Yeni bir kanatçık geometrisi önerilerek, bu diske ait HAD ve termal analizler tekrarlanmış, ortalama taşınım katsayısı ve soğuma süresi sonuçları referans fren diski ve ağır ticari araçlarda kullanılan diğer bir fren diski ile karşılaştırılmıştır.

Bu çalışmanın genel düzeni şu şekildedir: Bölüm 2'de, farklı dönüş hızları için deneysel taşınım katsayısı değerleri bilinen standart, düz havalandırma kanatçıklı ağır hizmet aracı fren diskinin HAD analizleri ve HAD analizi değişkenlerinin doğrulanmasını içermektedir. Bölüm 3'de, konikleşme engelleyici, düz havalandırma kanatçıklı ağır hizmet aracı diskinin soğuma süresi HAD ve zamana bağlı termal analizler yardımıyla sayısal olarak hesaplanmıştır. Sayısal ve deneysel soğuma eğrileri karşılaştırılarak analizler doğrulanmıştır. Yeni kanatçık geometrisine sahip diskin HAD ve termal analizleri gerçekleştirilerek, ortalama taşınım katsayısı ve soğuma süresi sayısal olarak hesaplanmıştır. Bölüm 4'de sayısal HAD ve termal analizlere ait bulgular referans fren diski ağır ticari araçlarda kullanılan diğer bir fren diski ile karşılaştırılmaktadır. Bölüm 5 çalışmanın sonucunu içermektedir.

2. HAD MODELİNİN DOĞRULANMASI

Bu bölümde, HAD analizi parametrelerinin doğrulanması için literatürde farklı dönüş hızları için deneysel taşınım katsayısı değerleri bilinen standart ve düz havalandırma kanatçıklı ağır hizmet aracı diski referans alınmıştır (Galindo-Lopez ve Tirovic, 2018). Referans alınan fren diski Ø434 mm dış çap ölçüsüne ve 45 mm kalınlığına ve eş boşluklu 30 adet düz havalandırma kanatçığına sahiptir (Şekil 2). Literatürdeki durağan ortam havasında dönen disk problemlerinde olduğu gibi bu problemde de dönel simetri kabulü yapılmıştır (McPhee ve Johnson, 2008; Palmer ve diğ., 2009; Pevec ve diğ., 2012; Raj ve diğ., 2014). Böylece ihtiyaç duyulan hesaplama gücü ciddi oranda azaltılmıştır. HAD analizleri için oluşturulan 24˚ disk dilimi modeli Şekil 2(b)'de paylaşılmaktadır.



Şekil 2. (a) Standart fren diski, (b) düz havalandırma kanatçığı, (c) HAD analizleri için hazırlanan sayısal model.

Dilim disk modeli disk çapının 10 katı çapındaki ve 5 katı yüksekliğindeki kontrol hacmi ile eş merkezli olacak şekilde konumlandırılmıştır. Bu problemde sadece fren diskinin sabit sıcaklıktaki yüzeylerinde zorlamalı taşınım (dış akış) çözümleneceği için dilim fren diski katı modeli onu çevreleyen kontrol hacminden çıkarılarak, disk katı modeli sayısal modele dahil edilmemiştir. Sayısal ağ yapısı yaklaşık 398.000 düğüm noktası ve 1.089.000 elemandan oluşmakta olup, sınır tabaka için ilk hücre yüksekliği 0.1 mm ve katman sayısı 10 olarak tanımlanmıştır. HAD analizleri için Ansys Fluent yazılımı kullanılmış olup, HAD analizleri için oluşturulan fren diski sayısal modeli Şekil 2(c)'de verilmiştir.

Deneyler durağan ortam havasında gerçekleştirildiği için basınç girişi (pressure inlet) ve basınç çıkışı (pressure outlet) ile belirtilen sınır koşullarına 0 Pa tanımlanmıştır. Kontrol hacminde disk dönme eksenine dik üst ve alt yüzeylere simerti (symmetry), sayısal modelin dönel simetrik olduğunu belirtmek için periyodik (periodic) sınır koşulları tanımlanmıştır. Kontrol hacmi hava olup, havanın 20˚C'deki termofiziksel özellikleri tanımlanmıştır. Isı transferi çözümlemesi için enerji denklemleri etkinleştirilmiş olup, türbülans etkileri için benzer problemler için önerilen SST k-omega türbülans modeli seçilmiştir (Karadeniz ve Güleryüz, 2015; Tirovic ve Stevens, 2018). Havalandırmalı fren diski soğuma mekanizması santrifüj fan, pompa ve türbin mantığına dayandığı için Karadeniz ve Güleryüz (2015) çapraz akış türbinleri üzerine gerçekleştirdiği sayısal çalışmadaki çözücü ayarları referans alınmıştır. Havaya ait kaldırma tesiri ve ışınım etkileri ihmal edilmiştir. Galindo-Lopez ve Tirovic (2008) deneysel çalışmalarında ortalama taşınım katsayılarını 100˚C disk yüzey sıcaklığı için 100 – 800 d/dk aralığındaki farklı dönüş hızları için hesaplamışlardır. Bu nedenle HAD analizleri 200, 400 ve 800 d/dk dönüş hızları ve 100˚C disk yüzey sıcaklığı için gerçekleştirilmiştir.
HAD analizleri sonucunda, her bir dönüş hızı için sayısal olarak hesaplatılan ortalama taşınım katsayıları, Galindo-Lopez ve Tirovic (2008) deneysel çalışması sonucunda elde ettiği değerler karşılaştırmalı olarak Tablo 1'de verilmektedir.

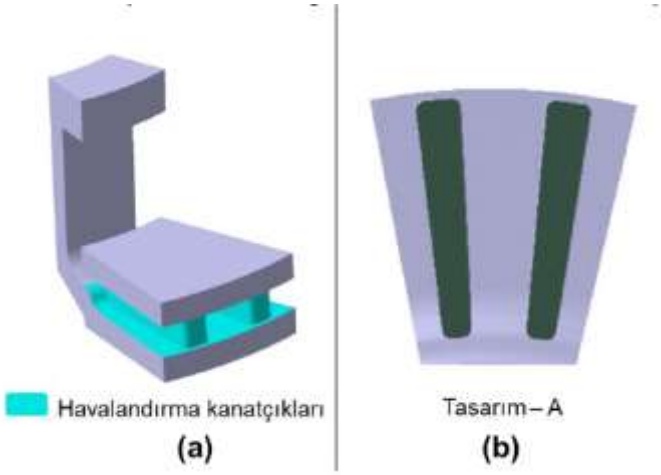
Tablo 1. Sayısal ve deneysel ortalama taşınım katsayılarının karşılaştırılması.

n [d/dk]	h_{conv} (Deney) [W/m^{2}K]	h_{conv} (Sim) [W/m^{2}K]	Fark [%]
200	15.3	15.1	%-1.0
400	25.3	25.8	%2.2
800	45.2	45.7	%1.1

3. SOĞUMA SÜRESİ ANALİZLERİ VE SİSTEM İYİLEŞTİRMELERİ

Soğuma süresi analizleri için konikleşme engelleyici, düz havalandırma kanatçıklı ağır hizmet aracı fren diski ve bu diske ait farklı araç hızları için atalet dinamometresi deneyleri ile elde edilen soğuma süresi sonuçları referans alınmıştır. Önceki bölümde doğrulanan HAD analizi değişkenleri ile referans fren diskinin HAD analizleri gerçekleştirilerek, ortalama taşınım katsayısı hesaplanmıştır. HAD analizlerinden elde edilen ortalama taşınım katsayısı kullanılarak referans fren diskinin zamana bağlı termal analizleri gerçekleştirilmiştir. Sayısal olarak elde edilen soğuma süreleri atalet dinamometresi deneyi sonuçları ile karşılaştırılarak termal analiz değişkenleri doğrulanmıştır. Sistem iyileştirmeleri başlığı altında yeni bir kanatçık geometrisi önerilerek, bu diskin HAD ve termal analizler tekrarlanmış, ortalama taşınım katsayısı ve soğuma süresi sonuçları referans fren diski ve ağır ticari araçlarda kullanılan diğer bir fren diski ile karşılaştırılmak üzere hesaplanmıştır.

Termal analiz modelinin doğrulanması için referans alınan konikleşme engelleyici, düz havalandırma kanatçıklı fren diski Ø430 mm dış çap ölçüsüne, 45 mm kalınlığına ve eş boşluklu 30 adet düz havalandırma kanatçığına sahiptir (Şekil 3(a)-(b)). Bu tasarım "Tasarım-A" olarak isimlendirilmiştir. Disk simetrisi göz önünde bulundurularak, 24˚ disk dilimi modeli sayısal modele dahil edilmiştir. Atalet dinamometresi soğuma süresi deneyleri 30, 60 ve 90 km/sa araç hızları için gerçekleştirilmektedir. Referans fren diskinin HAD analizleri doğrulanan analiz değişkenleri ile bu araç hızlarına karşılık gelen dönüş hızları ve 100˚C disk yüzey sıcaklığı için önceki bölümde detayları paylaşılan sistematik izlenerek gerçekleştirilmiştir. Her bir araç hızı için sayısal olarak hesaplatılan ortalama taşınım katsayıları Tablo 4'de verilmektedir.



Şekil 3. (a) Konikleşme engelleyici fren diski, (b) düz havalandırma kanatçığı (Tasarım-A).

Fren diski soğuma sürelerinin sayısal olarak hesaplanması için zamana bağlı termal analizler Ansys Mechanical yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Termal analiz geometrisi olarak Şekil 3(a)'da verilen 24˚ disk dilimi modeli göz önünde bulundurulmuştur. Sonlu elemanlar ağı için tüm yüzeylere 3 mm eleman boyutu tanımlanmıştır. Sonlu elemanlar ağ yapısı yaklaşık 72.000 düğüm noktası ve 41.000 elemandan oluşmaktadır. Fren diski malzemesi olarak GG15 (EN–GJL–150) lamel grafitli dökme demir tercih edilmiştir. GG15 malzemesi için ANSYS malzeme kütüphanesine tanımlanan malzeme özellikleri Tablo 2'de verilmektedir.

Tablo 2. GG15 (EN–GJL–150) malzeme özellikleri.

Yoğunluk [g/cm^3]	7.15
Termal iletkenlik katsayısı [W/(m.K)]	48
Özgül ısı [J/(kg.K)]	470

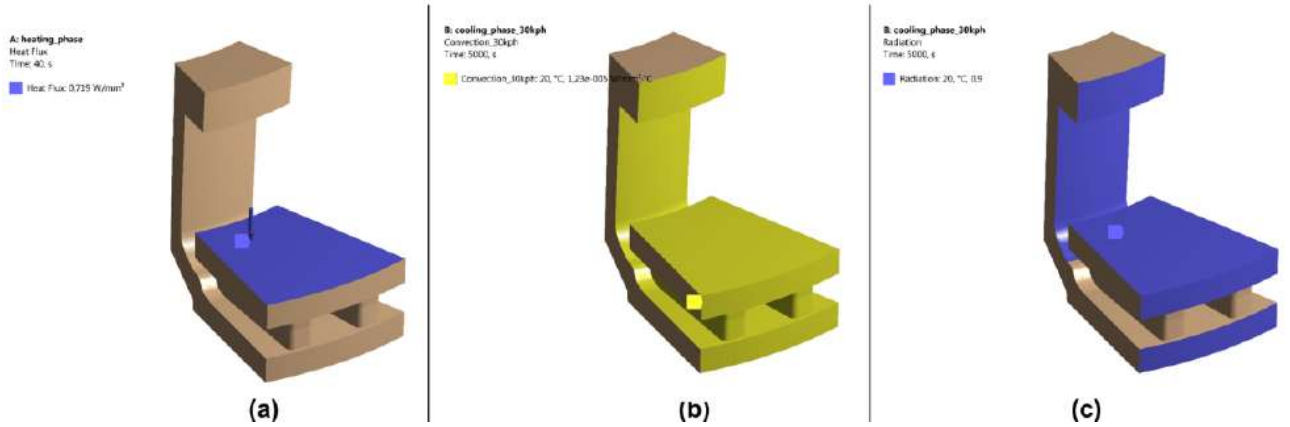
Atalet dinamometresi soğuma süresi deneyleri sırasıyla ısıtma ve soğuma fazları olarak adlandırılan ve birbirini takip eden iki aşamadan oluşmaktadır. Deneyin ilk aşamasında (ısıtma fazı), 2800 Nm'lik sabit frenleme torku 40 saniye süresince 85 km/sa araç hızına karşılık gelen sabit dönüş hızı için uygulanmaktadır. Bunu takip eden soğuma fazında, frenleme torku kaldırılarak belirlenen araç hızlarına (30, 60 ve 90 km/sa) karşılık gelen sabit disk dönüş hızları için fren diski sıcaklığı 50˚C'ye düşünceye kadar döndürülmekte ve soğuma eğrileri elde edilmektedir. Bu nedenle zamana bağlı termal analizler birbirini takip eden iki aşama için modellenmiştir.

Isıtma fazında, balataların disk üzerinde süpürdüğü sürtünme yüzeylerine, 0.719 W/mm^2 değerindeki sabit ısı akısı 40 saniye süresince uygulanmıştır (Şekil 4(a)). Isı akısı (q), denklem (1)'de verilen frenleme torku (T_b), disk dönüş hızı (ω_d) hızı ve sürtünme yüzey alanı (A_s) arasındaki bağıntı ile hesaplanmaktadır. Isıtma fazında, zaman adımı 1 s için toplam analiz süresi 40 s olarak tanımlanmıştır. Frenleme torku 85 km/sa araç hızına karşılık gelen sabit dönüş hızında uygulandığı için bu hızdaki ortalama taşınım katsayısı lineer interpolasyonla hesaplanarak, Şekil 4(b)'de sarı ile belirtilen taşınım yüzeylerine tanımlanmıştır. 85 km/sa araç hızına karşılık gelen dönüş hızı için ortalama taşınım katsayısı 27.1 W/m^{2}K olarak hesaplanmıştır.

$$q = \frac{T_b \cdot \omega_d}{A_s} \tag{1}$$

Soğuma fazında, zaman adımı 10 s olarak tanımlanmış olup, soğuma süresi deneyleri için belirlenen araç hızlarında HAD analizleri ile Tasarım-A için hesaplanan ortalama taşınım katsayısı değerleri (Tablo 4) taşınım yüzeylerine analiz süresince sabit olarak girilmiştir. Deneyler atalet dinamometresinin çevresel modunda, dinamometre kabinine disk dönüş eksenine dik doğrultuda 2.78 m/s hızına ve 20˚C sıcaklığa sahip hava verilerek gerçekleştirilmektedir. Bu nedenle termal analizlerin her iki aşamasında da ortam sıcaklığı 20˚C olarak tanımlanmıştır. Isıtma fazında başlangıç sıcaklığı olarak ortam sıcaklığı tanımlanırken; soğuma fazında, ısıtma fazının son zaman adımındaki (40. s) diske ait homojen olmayan sıcaklık dağılımı başlangıç koşulu olarak tanımlanmıştır. Voller ve diğ. (2003) 20 – 600 ˚C aralığı için gerçekleştirdikleri fren diski sıcaklık ölçümleri göz önünde bulundurularak, ışınım modellemesi için yayma oranı

0.9 olarak referans alınmıştır. Her iki fazda, Şekil 4(c)'de mavi belirtilen ışınım yüzeylerine yayma oranı olarak 0.9 ve arka plan sıcaklığı 20˚C (ortam sıcaklığı) olarak tanımlanmıştır. İletim ile ısı transferi ve dinamometre çevresel modu kaynaklı çapraz akış ihmal edilmiştir. Zamana bağlı termal analizler 30, 60 ve 90 km/sa araç hızları için gerçekleştirilerek, fren diski sürtünme yüzeylerindeki maksimum sıcaklığın 450˚C'den 50˚C'ye düşme (soğuma) süreleri hesaplanmıştır. Sayısal olarak elde edilen soğuma süreleri, atalet dinamometresi deneyleriyle elde edilen soğuma süreleri ile karşılaştırmalı olarak Tablo 3'de verilmektedir.

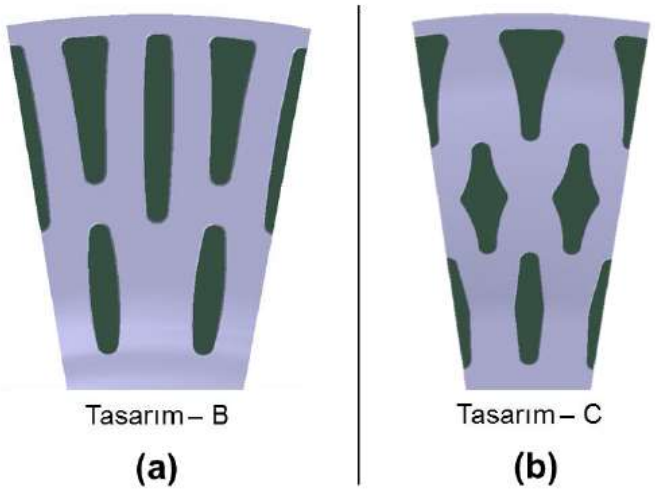


Şekil 4. Termal analiz sınır koşulları: (a) ısı akısı, (b) taşınım katsayısı, (c) ışınım.

Tablo 3. Sayısal ve deneysel soğuma sürelerinin karşılaştırılması (Tasarım-A).

V [km/sa]	$t_{cooling}$ (Deney) [s]	$t_{cooling}$ (Sim) [s]	Fark [%]	Korelasyon [%]
30	2435.5	3020	%-24.0	%96.6
60	1919.0	2090	%-8.9	%97.9
90	1531.7	1620	%-5.8	%97.8

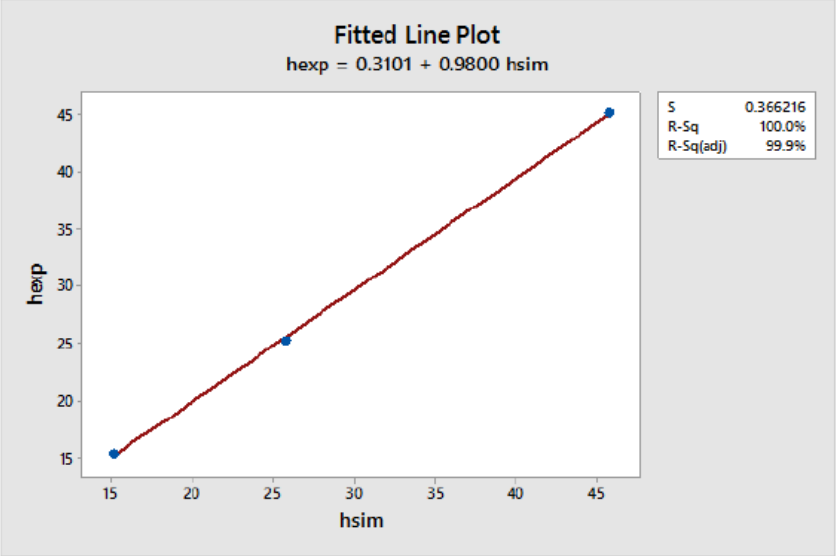
Sistem iyileştirmesi olarak Şekil 5(a)'da verilen havalandırma kanatçığı geometrisi (Tasarım-B), referans alınan konikleşme engelleyici fren diskine uygulanarak, yukarıda detayları verilen simülasyon sistematiği izlenerek HAD ve zamana bağlı termal analizleri gerçekleştirilmiştir. Yeni kanatçık profili ile elde edilen sayısal ortalama taşınım katsayısı ve soğuma süresi sonuçları referans konikleşme engelleyici fren diski (Tasarım-A) ve ağır ticari araçlarda kullanılmakta olan havalandırmalı fren diski (Tasarım-C) ile karşılaştırılmıştır (Oberti, L., 2004). Bunun için havalandırma kanatçığı geometrisi Şekil 5(b)'de verilen ağır ticari araçlarda kullanılan diğer bir fren diskinin de HAD ve zamana bağlı termal analizleri doğrulanan simülasyon değişkenleri ile gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5. (a) Önerilen havalandırma kanatçığı (Tasarım-B), (b) ağır ticari araçlarda kullanılan fren diskine ait havalandırma kanatçığı (Tasarım-C).

4. BULGULAR VE DEĞERLENDİRME

HAD analiz parametreleri, literatürde farklı dönüş hızları için deneysel taşınım katsayısı değerleri bilinen standart, düz havalandırma kanatçıklı ağır hizmet aracı diski için 200, 400 ve 800 d/dk dönüş hızlarında maksimum % 2.2 hata ile doğrulanmıştır (Tablo 1). Sayısal ve deneysel ortalama taşınım katsayıları ve lineer regresyon modeli kullanılarak gerçekleştirilen istatistiksel analiz sonucunda elde edilen korelasyon % 99.9 olarak hesaplanmıştır (Şekil 6). Sayısal olarak hesaplanan ortalama taşınım katsayılarının gerçek duruma çok uygun sonuç verdiği açıkça görülmektedir.



Şekil 6. Sayısal ve deneysel ortalama taşınım katsayıları arasındaki istatistiksel korelasyon.

Termal analiz parametreleri atalet dinamometresi deneyi sonuçları bilinen konikleşme engelleyici, düz havalandırma kanatçıklı referans fren diski için 30, 60 ve 90 km/sa araç hızlarına karşılık gelen disk dönüş hızları için doğrulanmıştır. Sayısal ve deneysel soğuma süreleri için hesaplanan maksimum hata miktarının 30 km/sa araç hızında % 24.0 olduğu görülmektedir. 60 ve 90 km/sa araç hızları için hesaplanan sayısal soğuma süreleri için hata miktarının sırasıyla % 8.9 ve % 5.8 olarak elde edilmektedir. Hatanın elde edilmesinde rol oynayan en büyük etmen sayısal çalışmada dinamometre çevresel modu kaynaklı çapraz akışın ihmal edilmesidir. Atalet dinamometresinin çevresel modu kaynaklı çapraz akış disk dönüş eksenine dik ve disk dönüş hızından bağımsız olarak, soğuma süresi deneyleri için sabit 2.78 m/s hızındadır.

Çapraz akışın ihmal edilmesinin bir sonucu olarak tüm dönüş hızları için sayısal soğuma süreleri deneysel sürelerin üstünde kalmaktadır. Disk dönüş hızı arttıkça çapraz akışın disk soğuması üzerindeki etkinliği azalmaktadır. Bunun bir sonucu olarak düşük dönüş hızı için hesaplanan hata miktarı diğer iki hıza göre daha yüksektir. İstatistiksel olarak hesaplanan minimum korelasyon 30 km/sa araç hızında % 96.6'dır. Benzer şekilde 60 ve 90 km/sa araç hızları için korelasyon yüzdesi sırasıyla % 97.9 ve % 97.8 olarak hesaplanmaktadır (Tablo 3). Her üç araç hızı için de yüksek korelasyon elde edildiği söylenebilmektedir.

Sistem iyileştirmeleri başlığı altında gerçekleştirilen karşılaştırmalı HAD ve zamana bağlı termal analizler sonucunda hesaplanan ortalama taşınım katsayısı ve 450˚C'den 50˚C'ye soğuma süresi sonuçları 30, 60 ve 90 km/sa araç hızlarına karşılık gelen disk dönüş hızlarında her üç tasarım için Tablo 4'de incelenmiştir. Önerilen havalandırma kanatçığı geometrisi (Tasarım-B) ile referans alınan tasarıma (Tasarım-A) göre ortalama taşınım katsayısında her üç hızdaki değerlerin ortalaması alınarak elde edilen artış % 18.5'dir. Taşınım katsayısındaki % 18.5 artışa karşılık olarak, sayısal soğuma süresi Tasarım-A'ya göre ortalama % 23.3 azalma görülmektedir. Tasarım-C için sayısal olarak hesaplanan ortalama taşınım katsayısı değerleri her üç hız içinde Tasarım-A'nın üzerinde yer almaktadır. Buna paralel olarak Tasarım-C'ye ait soğuma süreleri her üç hızda da Tasarım-A'nın altında yer almaktadır. Önerilen tasarım ile referans tasarıma göre; Tasarım-C'nin ortalama taşınım katsayısında elde edilen iyileşmeden 1.56 kat daha fazla artış elde edilmektedir. Bu ek olarak, 450˚C'den 50˚C'ye Tasarım-B'nin soğuma süresindeki iyileşme; Tasarım-C ile sağlanandan 2.1 kat daha fazladır. Havalandırma kanatçığı tasarımının fren diski soğuma karakteristiği üzerindeki önemi açıkça görülmektedir.

Tablo 4. Savısal ortalama tasınım katsavıları ve soğuma sürelerinin karsılastırılması.

V [km/sa]	h_{conv} [W/m²K]			$t_{cooling}$ [s]		
	Tasarım-A (Referans)	Tasarım-B (Önerilen)	Tasarım-C	Tasarım-A (Referans)	Tasarım-B (Önerilen)	Tasarım-C
30	12.3	14.6 (↑%18.8)	13.6 (↑%10.2)	3020	2360 (↓%21.9)	2870 (↓%5.0)
60	20.1	23.9 (↑%18.8)	22.8 (↑%13.4)	2090	1600 (↓%23.4)	1920 (↓%8.1)
90	28.0	33.0 (↑%17.9)	31.3 (↑%11.9)	1620	1220 (↓%24.7)	1460 (↓%9.9)
Ortalama [%]	-	↑%18.5	↑%11.8	-	↓%23.5	↓%7.6

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada, ağır hizmet aracı havalandırmalı fren diskinin soğuma karakteristiğinin belirlenmesi için yapılan sayısal analizler sonucunda hesaplanan ortalama taşınım katsayısı ve 450˚C'den 50˚C'ye soğuma süreleri literatürde ve hali hazırdaki deney sonuçları ile doğrulanarak sayısal modellemenin önemi ortaya koyulmuştur. Karşılaştırmalı olarak gerçekleştirilen HAD ve zamana bağlı termal analizlerle havalandırma kanatçığı tasarımının fren diski soğuma karakteristiği üzerindeki önemi vurgulanmıştır. Bu çalışma ile doğrulanan sayısal modelleme sistematiği ile farklı kanatçık tasarımlarının durağan ortam havasında diskin dönüşü ile havalandırma kanatçıkları etrafındaki hava akışının soğuma karakteristiğine olan etkisi karşılaştırmalı olarak hesaplanabilmektedir. Bu sayısal sonuçlar çapraz akış ve araç gövdesinin, aks ucu ve araç altı paketlemesinin etkilerini içermemektedir. Çapraz akış, araç gövdesi ve paketleme kısıtları göz önünde bulundurularak araç seviyesinde sayısal ve deneysel çalışmalar gerçekleştirilmelidir. Çalışma kapsamında önerilen simülasyon sistematiği araç seviyesinde gerçekleştirilecek ileri çalışmalar için yol göstericidir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma, Tübitak 1501 Sanayi Ar-Ge Projeleri Destekleme Programı kapsamında "Ağır ticari araçlar için yüksek başarımlı havalandırmalı fren diski ve poyra tasarımı" başlıklı ve 3190738 numaralı projesi kapsamında desteklenmektedir. Yazarlar desteklerinden dolayı Tübitak'a ve Ege Fren San. ve Tic. A.Ş.'ye teşekkürlerini sunar.

KAYNAKLAR

[1] Belhocine, A., & Bouchetara, M. (2014). Structural and thermal analysis of automotive disc brake rotor. *Archive of Mechanical Engineering, 61(1), 89-113.*

[2] Belhocine, A., Cho, C. D., Nouby, M., Yi, Y. B., & Bakar, A. R. A. (2014). Thermal analysis of both ventilated and full disc brake rotors with frictional heat generation. *Applied and Computational Mechanics, 8(1), 5-24.*

[3] Chi, Z. (2008). *Thermal performance analysis and geometrical optimization of automotive brake rotors* (Doctoral dissertation, UOIT).

[4] Düzgün, M., & Yıldız, Y. (2009). Soğutma kanallı fren disklerinin frenleme kuvvetlerine ve ısı değişimine etkileri. *5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'09), Karabük, Türkiye.*

[5] Galindo-Lopez, C. H., & Tirovic, M. (2008). Understanding and improving the convective cooling of brake discs with radial vanes. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 222(7), 1211-1229.*

[6] Ghadimi, B., Kowsary, F., & Khorami, M. (2013). Thermal analysis of locomotive wheel-mounted brake disc. *Applied Thermal Engineering, 51(1), 948-952.*

[7] Gotowicki, P. F., Nigrelli, V., Mariotti, G. V., Aleksendric, D., & Duboka, C. (2005). Numerical and experimental analysis of a pegs-wing ventilated disk brake rotor, with pads and cylinders. In *10 th EAEC European Automotive Congress–Paper EAEC05YUAS04–P (Vol. 5).*

[8] Güleryüz İ. C., Yılmaz B. (2019) Investigation of flow and thermomechanical performance of ventilated brake discs used in heavy-duty vehicles, *2. International Conference on Materials Science, Mechanical and Automotive Engineerings and Technology (IMSMATEC'19), Kayseri.*

[9] Jiang, L., Jiang, Y. L., Liang, Y. U., Nan, S. U., & Ding, Y. D. (2012). Thermal analysis for brake disks of SiC/6061 Al alloy co-continuous composite for CRH3 during emergency braking considering airflow cooling. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China, 22(11), 2783-2791*

[10] Karadeniz Z. H., Güleryüz İ. C. (2015) Çapraz akışlı rüzgar türbini başarımının incelenmesi, *2. İzmir Rüzgar Sempozyumu.*

[11] Kiran, C. H. (2015). Numerical stimulation of ventilated disc cooling effect. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, 4(1), 2278-0149.*
[12] McPhee, A. D., & Johnson, D. A. (2008). Experimental heat transfer and flow analysis of a vented brake rotor. *International journal of thermal sciences, 47(4), 458-467.*
[13] Mew, T. (2015). *Transient thermal response of solid, pinned and highly porous ventilated brake discs* (Doctoral dissertation).
[14] Palmer, E., Mishra, R., & Fieldhouse, J. (2009). An optimization study of a multiple-row pin-vented brake disc to promote brake cooling using computational fluid dynamics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 223(7), 865-875.*
[15] Pevec, M., Potrc, I., Bombek, G., & Vranesevic, D. (2012). Prediction of the cooling factors of a vehicle brake disc and its influence on the results of a thermal numerical simulation. *International Journal of Automotive Technology, 13(5), 725-733.*
[16] Pulugundla, G. (2008). *Cfd design analysis of ventilated disc brakes.* Unpublished master's thesis, Cranfield University, Cranfield.
[17] Raj, K. T. R., Ramsai, R., Mathew, J., & Soniya, G. (2014). Numerical investigation of fluid flow and heat transfer characteristics on the aerodynamics of ventilated disc brake rotor using CFD. *Thermal Science, 18(2), 667-675.*
[18] Sarip, S. B. (2011). *Lightweight friction brakes for a road vehicle with regenerative braking. Design analysis and experimental investigation of the potential for mass reduction of friction brakes on a passenger car with regenerative braking* (Doctoral dissertation, University of Bradford).
[19] Shinde, V. V., Sagar, C. D., & Baskar, P. (2014). Thermal and structural analysis of disc brake for different cut patterns. *International Journal of Engineering Trends and Technology, 11(2), 2231-5381.*
[20] Stephens, A. (2006). *Aerodynamic cooling of automotive disc brakes.* Unpublished master's thesis, RMIT University, Melbourne.
[21] Stevens, K., & Tirovic, M. (2018). Heat dissipation from a stationary brake disc, Part 1: Analytical modelling and experimental investigations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 232(9), 1707-1733.*
[22] Oberti, L. (2004). *World Intellectual Property Organization Application No. WO2004/102028A1.*
[23] Tang, J., Bryant, D., & Qi, H. S. (2014). Coupled CFD and FE Thermal Mechanical Simulation of Disc Brake.
[24] Thuresson, A. (2014). *Cfd and design analysis of brake disc.* Unpublished master's thesis, Chalmers University of Technology, Gothenburg.
[25] Tirovic, M., & Stevens, K. (2018). Heat dissipation from a stationary brake disc, Part 2: CFD modelling and experimental validations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 232(10), 1898-1924.*
[26] Voller, G. P., Tirovic, M., Morris, R., & Gibbens, P. (2003). Analysis of automotive disc brake cooling characteristics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 217(8), 657-666.*
[27] Yan, H. B., Zhang, Q. C., & Lu, T. J. (2015). An x-type lattice cored ventilated brake disc with enhanced cooling performance. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 80, 458-468.*

RAMOR 500 VE RAMOR 550 ZIRH ÇELİKLERİNİN BALİSTİK PERFORMANSLARININ İNCELENMESİ

Muhammed Latif BEKCİ[1], Bahadır Hakan CANPOLAT[2], Erdal USTA[2], Mehmet Sami GÜLER[3], Ömer Necati CORA [1]

[1] Karadeniz Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Trabzon, Türkiye
[2]Otokar Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş., Sakarya, Türkiye
[3]Ordu Üniversitesi, Teknik Bilimler MYO, Makine ve Metal Teknolojileri Bölümü, Ordu, Türkiye
Sorumlu Yazar: Ömer Necati CORA, oncora@ktu.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada, Ramor 500 ve Ramor 550 zırh çeliği plakalarının 7.62 mm mermiler karşısındaki balistik performansı farklı koşullarda deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmanın deneysel kısmında yekpare, farklı iki tabakalı ve eğik plaka yapılarının performansı incelenmiştir. Toplamda 7 adet balistik test gerçekleştirilmiştir. Yekpare plaka yapısı için 6.7 mm kalınlığında Ramor 500 ve 6.2 mm kalınlığında Ramor 550 kullanılmıştır. Gerçekleştirilen testlerde plakaların delindiği ve yapraklanma türü hasar mekanizmasına maruz kaldığı gözlemlenmiştir. Farklı iki tabakalı plaka testlerinde ise 6.7 mm kalınlığında Ramor 500 ve 6.2 mm kalınlığında Ramor 550 iki farklı sıralama şeklinde tabakalandırılmış; Ramor 550'nin önde Ramor 500'ün arkada kullanıldığı yapının, alternatif sıralamalı yapıya nazaran daha yüksek balistik dayanım sergilediği ve ana hasar mekanizmalarının tıkaç oluşumu ve şişme olduğu tespit edilmiştir. Eğik plakalı testler için ise 4.5 mm kalınlığına sahip Ramor 500 zırh çeliği; 0º, 30º ve 60º çarpma açısında testlere tabi tutulmuştur. Plakaların balistik dayanımının beklenildiği üzere artan eğim açısı ile arttığı gözlenmiştir. Sayısal analiz kısımda ise eğik plaka yapıları incelenmiş ve gerçekleştirilen sonlu eleman analizlerinin test sonuçlarını yüksek oranda yansıttığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Balistik nüfuziyet, yekpare plaka, farklı iki tabakalı plaka, eğik plaka, 7.62 mm mermi.

BALLISTIC PERFORMANCE EVALUATION OF RAMOR 500 AND RAMOR 550 ARMOR STEELS

Muhammed Latif BEKCİ[1], Bahadır Hakan CANPOLAT[2], Erdal USTA[2], Mehmet Sami GÜLER[3], Ömer Necati CORA [1]

[1] Karadeniz Technical University, Department of Mechanical Engineering, Trabzon, Turkey
[2] Otokar Automotive and Defence Industry Corp., Sakarya, Turkey
[3]Ordu University, Department of Machinery and Metal Technologies, Ordu, Turkey
Corresponding Author: Ömer Necati CORA, oncora@ktu.edu.tr

ABSTRACT

In this study, the ballistic performance of Ramor 500 and Ramor 550 armour steel plates were experimentally and numerically investigated at various conditions against 7.62 mm bullets. The experimental part of the study consists of the monolithic, double-layered and oblique plates. Seven ballistic impact tests were conducted, in total. For the monolithic plate condition, 6.7 mm thick Ramor 500 and 6.2 mm thick Ramor 550 were used. Plates were perforated and the failure mechanism of petalling was observed. For the double-layered plate condition, 6.7 mm thick Ramor 500 and 6.2 mm thick Ramor 550 were layered at two different order (facing plate and backing plate). It was found that Ramor 550 as a facing plate and Ramor 500 as a backing plate condition exhibited higher resistance than the opposite layering order configuration and the main failure modes of the targets were observed to be plugging and bulging. For the oblique plate condition, on the other hand, 4.5 mm thick Ramor 500 armour steels were shot at 0º, 30º and 60º impact angles. The results showed that ballistic resistance of plates increased as the impact angle was increased. In numerical analysis, the performance of oblique plates was examined. The results of finite element analyses reflected the experimental results with high accuracy.

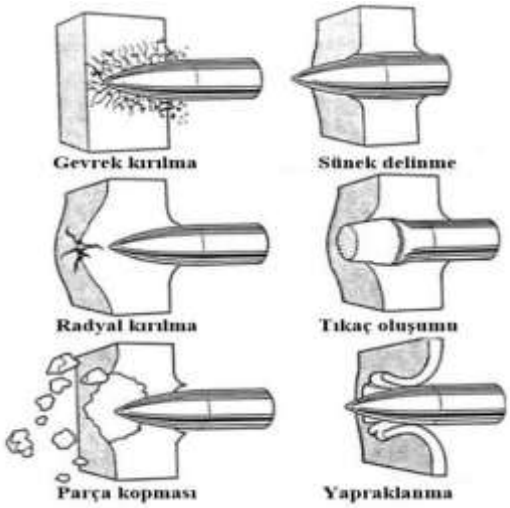
Keywords: Ballistic penetration, monolithic plate, double-layered plate, oblique plate, 7.62 mm bullet.

1. GİRİŞ

Zaman içinde gelişen silah sistemleri, beraberinde bu silahlardan daha iyi korunabilme problemini ortaya çıkarmıştır. Bu problemi aşmak için zırh sistemleri geliştirilmiştir. Bu sistemler sivil ve askeri alanda savunma seviyesini artırmak için kullanılan en önemli bileşenlerdir. Bu tür yapıların temel maksadı zırh uygulanan yapıyı dış tehditlerden korumaktır. Özellikle savunma sanayiinde kullanılan araçların zırh sistemleri büyük önem arz etmektedir. Araç üzerine entegre edilen zırhın, kabin içerisinde yer alan personeli ölüm ve yaralanma risklerine karşı koruması beklenmektedir. Bu nedenle gerekli zırhtan istenen fonksiyonun sağlanabilmesi için ilgili malzemenin balistik davranışı hakkında detaylı bilgi sahibi olunması gerekmektedir.

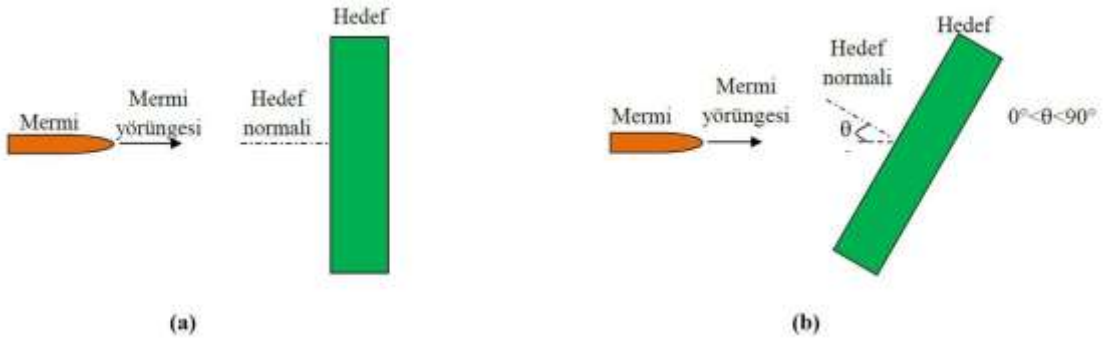
2. LİTERATÜR

Balistik, mermi ve füzelerin itme kuvvetini, uçuşunu ve çarpma etkisini inceleyen bilim dalıdır. İç, dış ve hedef balistiği olmak üzere üçe ayrılır. Bu çalışmanın konusu olan hedef balistiği; merminin hedef üzerinde olan etkilerini inceler. Merminin hedefe ulaşması esnasında meydana gelen hasarlar; malzeme özelliği, çarpışma hızı, mermi ucunun şekli, çarpışma açısı, mermi ve hedefin göreceli boyutları gibi çeşitli değişkenlere bağlıdır. İnce ya da orta kalınlıktaki levha şeklinde olan hedefler için en yaygın olarak görülen hasar mekanizmaları; gevrek kırılma, sünek delinme, radyal kırılma, tıkaç oluşumu, parça kopması ve yapraklanma olarak Backman (1976) tarafından ortaya konmuştur. Hasar oluşumu esnasında bunlardan biri etkin olabileceği gibi birkaç mekanizma birden etkileşim halinde olabilmektedir (Şekil 1).



Şekil 1. Yaygın balistik hasar mekanizmaları (Rosenberg ve Dekel, 2012).

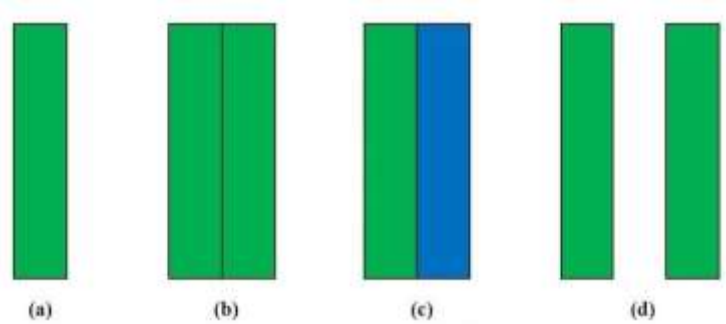
Dik çarpma, Şekil 2.a' da gösterildiği gibi merminin ilerleme yörüngesi ile hedefin normali arasındaki açının sıfır olması halidir. Eğik çarpma ise mermi yörüngesi ile hedef normali arasındaki açının 0 ilâ 90 derece arasında olması halidir (Şekil 2.b).



Şekil 2. a) Dik çarpma, **b)** Eğik çarpma.

Literatürde hedef plakalarının çarpma açısı arttıkça balistik dayanımın arttığı, hasar durumunun en aza indiği ve kritik bir açı değerinden sonra merminin hedeften sektiği görülmüştür (Iqbal vd., 2010; Børvik vd., 2011; Ramakrishna ve Prakash, 2014).

Pasif zırh sistemlerinde, zırh plakaları uygulamaya göre farklı şekillerde sisteme entegre edilebilmektedir. Bu yapılar genel olarak yekpare, iki tabakalı, farklı iki tabakalı ve aralıklı yerleştirilmiş plaka yapıları olarak sıralanabilir (Şekil 3).



Şekil 3. Balistik testlerde kullanılan plaka durumları **a)** Yekpare plaka, **b) İki** tabakalı plaka, **c)** Farklı iki tabakalı plaka, **d)** Aralıklı yerleştirilmiş plaka.

Yekpare plaka yapısı, homojen tek bir malzemeden oluşmaktadır (Şekil 3.a). İkinci yapı, Şekil 3.b'de görülebileceği üzere iki tabakalı plaka yapısıdır. Bu yapı, zırh plakasını tek bir plaka olarak kullanmak yerine iki plakanın bitişik hale getirilmesiyle elde edilir. Üçüncü yapı, iki farklı zırh plakalarının birbirleriyle temas halinde sıralaması ile oluşturulan farklı iki tabakalı plaka yapısıdır (Şekil 3.c). Son yapı ise, aralıklı yerleştirilmiş plaka yapısıdır (Şekil 3.d).

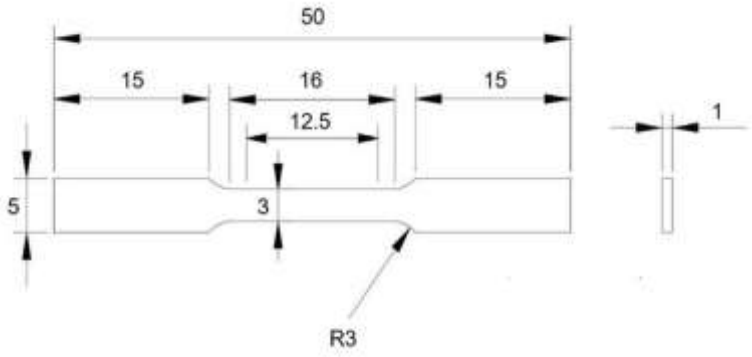
İlerleyen bilgisayar teknolojisi sayesinde günümüzdeki balistik çalışmalarda uygun malzeme ve hasar modelinin kullanılmasıyla gerçekleştirilen sayısal analizler yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu sayede deneyler esnasında elde edilen mermi kalıntı hız değeri, hedef malzemesi tarafından absorbe edilen enerji miktarı veya hasar mekanizması (hasar türü, delik çapı, delik derinliği vs.) gibi elde edilen sonuçlar sayısal analiz sonuçlarıyla karşılaştırılabilmektedir. Balistik testlerin sayısal analizinde en önemli parametreler mermi malzemesi ve hedef malzemesi için kullanılacak malzeme ve hasar modeli tanımlamasıdır. Literatürde genel yükleme durumu altındaki malzemeler ve yapılarda hasar tahmini için birleşik bir model geliştirilmesi amacıyla birçok çalışma mevcuttur. Bu çalışmalarda, gerilme üç eksenliliği dikkate alınarak birçok sünek malzeme modeli önerilmiştir (Gurson-Tvergaar-Needleman (GTN), Lemaitre, Johnson-Cook, Wilkin ve Bao ve Wierzbicki malzeme modelleri vb.). Bu malzeme modelleri içerisinden Johnson ve Cook (1983, 1985) tarafından ortaya koyulan Johnson-Cook dayanım ve hasar modeli, yapılan çalışmalarda verdiği yüksek doğruluk neticesinden dolayı balistik problemlerin modellenmesinde sıklıkla kullanılmaktadır (Ali vd., 2017; Senthil vd., 2018; Vijayan vd., 2017). Bu yüzden yapılması planlanan sonlu elemanlar analizinde hedef plakayı ve mermiyi tanımlamak için Johnson-Cook dayanım ve hasar modellerinden yararlanılması planlanmıştır.

Bu çalışma, henüz literatürde balistik performansı akademik olarak rapor edilmemiş Ramor 500 ve Ramor 550 zırh çeliklerinin 7.62x51mm NATO Ball ve 7.62x51mm NATO AP mühimmatlar karşısında ve farklı plaka konfigürasyonlarındaki balistik davranışlarını deneysel ve sayısal olarak incelemeyi amaçlamıştır. Deneysel çalışmada yekpare, farklı iki tabakalı ve eğik plaka durumları ve meydana gelen hasar mekanizmaları incelenerek elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. Sayısal analizler eğik plaka testleri için gerçekleştirilmiş analiz sonrası edilen sonuçlar, deneysel veriler ile kıyaslanarak kurulan sayısal modelin doğruluğu tartışılmıştır.

3. DENEYSEL VE SAYISAL ÇALIŞMALAR

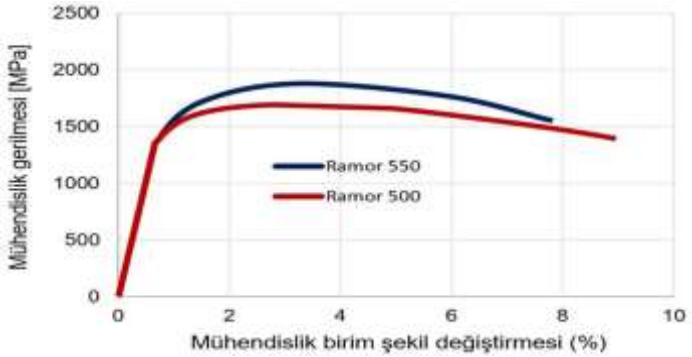
3.1. MALZEME

Bu çalışmada, İsveç merkezli SSAB firması tarafından üretilen Armox ürün grubu altında sınıflandırılan Ramor 500 ve Ramor 550 zırh çelikleri kullanılmıştır ve bu çelikler SSAB Türkiye temsilciliğinden temin edilmiştir. Malzemelerin mekanik özellikleri çekme testleri ve sertlik ölçümleri ile belirlenmiştir. Çekme testleri, üç tekrarlı ve $1x10^{-3}$ s^{-1} birim şekil değiştirme hızında Instron 3382 cihazı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Test numuneleri, ASTM E8/E8M standardı dikkate alınarak Şekil 4'te gösterilen boyutlarda, tel erozyon ile kesilerek üretilmiştir. Sertlik değerleri ise METTEST-HT sertlik ölçüm cihazı ile ölçülmüştür. Her bir malzeme üzerinde en az beş kez sertlik ölçümü yapılmıştır.



Şekil 4. Çekme test numunesi (boyutlar mm cinsindendir).

Şekil 5'te Ramor 500 ve Ramor 550'nin ortalama mühendislik gerilme-birim şekil değiştirme eğrisi verilmiştir. Ramor 500 için sırasıyla ortalama akma, çekme dayanımı ve ortalama kopma uzaması sırasıyla 1481 MPa, 1722 MPa ve %9 olarak elde edilmiştir. Ramor 550 için ise ortalama akma, çekme dayanımı ve ortalama kopma uzaması sırasıyla 1636 MPa, 1928 ve %8 olarak elde edilmiştir.



Şekil 5. Ramor 500 ve Ramor 550 için mühendislik gerilme-birim şekil değiştirme eğrisi.

Tablo 1'de ise elde edilen mekanik özellikler verilmiştir. Rockwell (HRC) cinsinden yapılan sertlik ölçümleri sonrası ortalama sertlik değerleri Ramor 500 için 48.1 HRC, Ramor 550 için ise 52.2 HRC olarak ölçülmüştür. Elde edilen veriler kıyaslandığında Ramor 550 zırh çeliğinin Ramor 500'e nazaran daha mukavemetli ve daha az sünek olduğu tespit edilmiştir.

Tablo 1. Ramor 500 ve Ramor 550 zırh çeliklerinin mekanik özellikleri.

Malzeme	Akma Dayanımı (MPa)	Çekme Dayanımı (MPa)	Kopma Uzaması (%)	Sertlik (HRC)
Ramor 500	1481	1722	9	48
Ramor 550	1636	1927	8	52

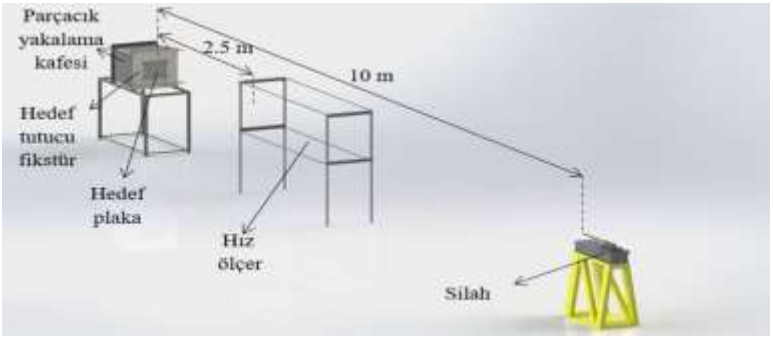
3.2. BALİSTİK TESTLER

Çalışma kapsamındaki balistik testler Otokar Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş. balistik test laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Yekpare, farklı iki tabakalı ve eğik plaka yapıları için toplam 7 test gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen testlerin detayları Tablo 2'de verilmiştir. Balistik testlere 6.7 mm kalınlığındaki Ramor 500 ve 6.2 mm kalınlığındaki Ramor 550 yekpare plakalar ile başlanmıştır. Çarpma açısı 0° olarak ayarlanmış ve mühimmat olarak 7.62 mm AP kullanılmıştır. İkinci test grubu olan farklı iki tabakalı plaka testleri için ilk olarak 6.7 mm kalınlığında olan Ramor 500 ön plaka, 6.2 mm kalınlığında olan Ramor 550 arka plaka olarak kullanılmıştır. Diğer farklı iki tabakalı plaka testinde ise birinci testte uygulanan plaka sıralamasının tersi uygulanmıştır. Bu test grubunda da çarpma açısı 0° olarak ayarlanmış ve mühimmat olarak 7.62 mm AP kullanılmıştır. Son olarak, 4.5 mm kalınlığındaki Ramor 500 zırh çelikleri ile eğik plaka testleri gerçekleştirilmiş ve plakalar sırasıyla 0°, 30°, 60° açılarında konumlandırılarak 7.62 mm Ball mühimmat ile test edilmiştir.

Tablo 2. Gerçekleştirilen balistik testlere ait detaylar.

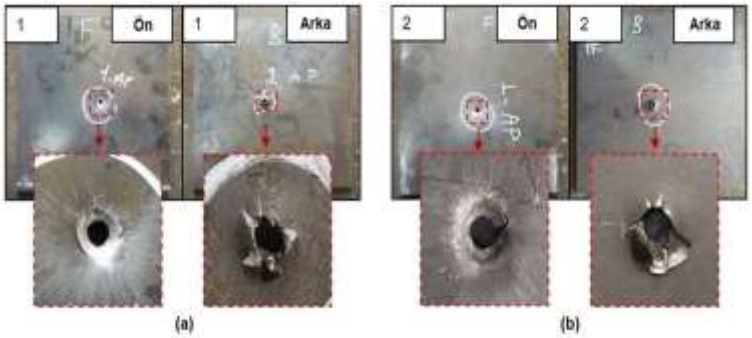
Test	Geometri	Test tipi	Malzeme	Plaka kalınlığı (mm)	Çarpma açısı	Mühimmat
1		Yekpare plaka	Ramor 500	6.7	0°	7.62 AP
2		Yekpare plaka	Ramor 550	6.2	0°	7.62 AP
3		Farklı iki tabakalı plaka	Ramor 500+Ramor 550	6.7+6.2	0°	7.62 AP
4		Farklı iki tabakalı plaka	Ramor 550+Ramor 500	6.2+6.7	0°	7.62 AP
5		Eğik plaka	Ramor 500	4.5	0°	7.62 Ball
6		Eğik plaka	Ramor 500	4.5	30°	7.62 Ball
7		Eğik plaka	Ramor 500	4.5	60°	7.62 Ball

Şekil 6'da balistik testlerin gerçekleştirildiği laboratuvarın şematiği yer almaktadır. Testlerde kullanılan ateşleme sisteminde, farklı kalibrelerde hafif mühimmat kullanılabilmektedir. Sistem, merminin yuvaya yerleştirilmesinden sonra uzaktan kumanda ile balistik test laboratuvarı dışından ateşlenmektedir. Test düzeneğinde hedeften 2.5 m önde bulunan hızölçerle mermimin hedefe çarpma hızı ölçülmektedir. Hedef plaka, hızölçer ve silah arasındaki mesafe durumu ve mermi hızı için Avrupa EN 1522/1523 balistik test standardı göz önüne alınmıştır. Bu nedenle testler öncesinde mermi hızı, kovan içindeki barut miktarı ile ayarlanarak 7.62 Ball tipi mermi için 820 ± 10 m/s, 7.62 AP tipi mermi için ise 830 ± 10 m/s hız aralığında tutulmaya çalışılmıştır.



Şekil 6. Otokar balistik test laboratuvarının şematik gösterimi.

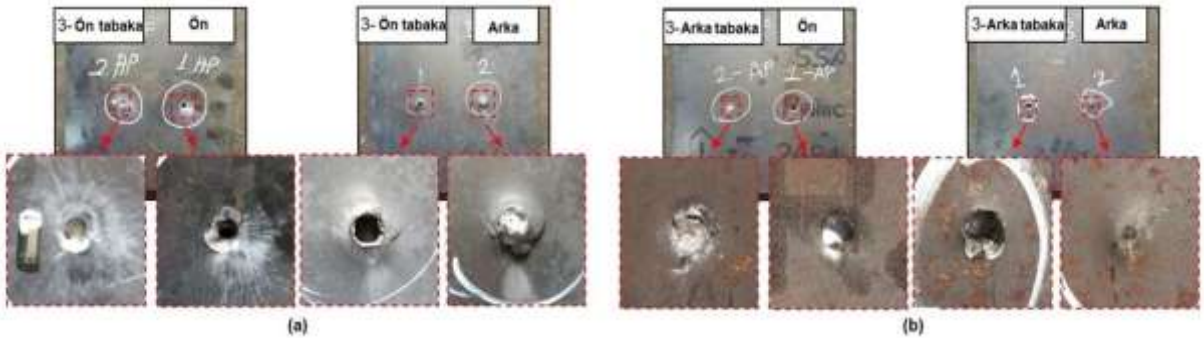
İlk test tipi olan yekpare plaka testlerine, 6.7 mm kalınlığındaki Ramor 500 ile başlanmıştır. Atış sonrası mermi hedefi delmiş ve yapraklanma tipi hasar mekanizması oluşmuştur (Şekil 7-a). İkinci yekpare plaka testi, 6.2 mm kalınlığındaki Ramor 550 ile gerçekleştirilmiştir. Atış sonrası mermi hedefi delmiş ve yapraklanma tipi hasar mekanizması oluşmuştur (Şekil 7-b).



Şekil 7. Yekpare plaka testlerinin ön ve arka yüzey resimleri

a) 6.7 mm kalınlığındaki Ramor 500 (Test 1), **b)** 6.2 mm kalınlığındaki Ramor 550 (Test 2).

İkinci test tipi olan farklı iki tabakalı plaka testlerine Tablo 2'de 3. sıradaki test olan 6.7 mm kalınlığındaki Ramor 500 plakasının önde, 6.2 mm kalınlığındaki Ramor 550 plakasının arkada olduğu yapı ile devam edilmiştir. Sonuçların daha iyi analiz edilebilmesi amacıyla iki adet atış gerçekleştirilmiştir. Birinci mermi her iki plakayı da delmiş; ön ve arka tabaka plakalarının arka yüzeylerinde tıkaç oluşumu hasar mekanizması meydana gelmiştir. Arka tabaka plakasının arka yüzeyinde birinci atış sonrası meydana gelen delik çapı 4.2 mm olarak ölçülmüştür. İkinci atışta ise merminin bir kısmı ön tabaka plakası içerisine gömülmüş ve arka tabaka plakasının ön yüzeyinde bir miktar çöküntü meydana gelmiştir. Ayrıca arka tabaka plakasının arka yüzeyindeki ikinci atış sonrası meydana gelen şişme miktarı 2.3 mm olarak ölçülmüştür (Şekil 8-a ve Şekil 8-b).



Şekil 8. Farklı iki tabakalı plaka testinin ön ve arka yüzey resimleri (Test 3)

a) 6.7 mm kalınlığındaki ön tabaka plakası Ramor 500, **b)** 6.2 mm kalınlığındaki arka tabaka plakası Ramor 550.

Farklı iki tabakalı plaka testinde ise bir önceki yapının tersi olacak şekilde 6.2 mm kalınlığındaki Ramor 550 plakası önde, 6.7 mm kalınlığındaki Ramor 500 plakası arkada konumlandırılmıştır. Birinci atışta mermi bir önceki testte olduğu gibi her iki plakayı da delmiş; ön ve arka tabaka plakalarının arka yüzeylerinde tıkaç oluşumu hasar mekanizması gözlemlenmiştir. Arka tabaka plakasının arka yüzeyinde birinci atış sonrası meydana gelen delik çapı 3.5 mm olarak ölçülmüştür. İkinci atışta ise, bir önceki teste benzer şekilde mermi ön tabaka plakasının içerisine gömülmüş ve arka tabaka plakasının ön yüzeyinde bir miktar çöküntü oluşturmuştur. Arka tabaka plakasının arka yüzeyindeki ikinci atış sonrası meydana gelen şişme miktarı 1.9 mm olarak ölçülmüştür (Şekil 9-a ve Şekil 9-b).

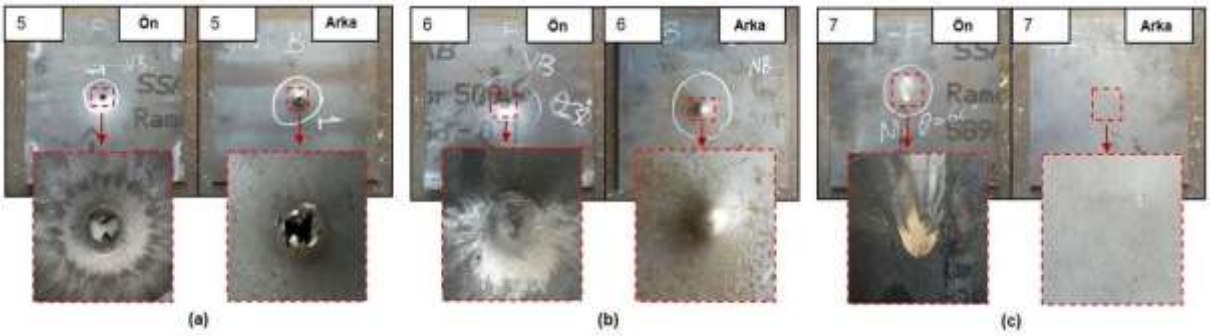


Şekil 9. Farklı iki tabakalı plaka testinin ön ve arka yüzey resimleri (Test 4).

a) 6.2 mm kalınlığındaki ön tabaka plakası Ramor 550, **b)** 6.7 mm kalınlığındaki arka tabaka plakası Ramor 500.

Ayrıca ateşlenen mermilerin arka tabaka plakalarını delemediği durumlardaki kırılan mermiler önde konumlandırılan plakaların ön yüzeylerinde gösterilmektedir (Şekil 8-a ve Şekil 9-a). Bahsedilen sonuçlar doğrultusunda farklı iki tabakalı plaka yapısı için daha sert olan Ramor 550'nin ön tabaka plakası, Ramor 500'ün ise arka tabaka plakası olması durumunda balistik dayanım artmaktadır. Bu sonucun, literatürdeki verilerle uyumlu olduğu tespit edilmiştir (Babei vd., 2011; Yunfei vd., 2014).

Eğik plaka testlerinin ilki olan 5 nolu testte (Tablo 2) çarpma açısı 0° olarak ayarlanmıştır. Test sonrası yapılan incelemede, merminin hedefi deldiği ve yapraklanma tipi hasar mekanizması oluşturduğu gözlenmiştir (Şekil 10-a). İkinci eğik plaka testinde çarpma açısı 30° olarak ayarlanmıştır. Bu testte plaka, mermiyi delinmeye uğramadan durdurabilmiştir. Ancak plakanın arka yüzeyinde 8 mm yüksekliğinde şişme tipi hasar mekanizması oluşmuştur (Şekil 10-b). Üçüncü eğik plaka testinde ise çarpma açısı 60° olarak ayarlanmıştır. Atış sonrası yapılan incelemelerde merminin hedefte herhangi bir hasar oluşturmadan sektiği tespit edilmiştir. Yalnızca ön yüzeyde yer alan merminin çarptığı bölgede, mermi gömleğinin teması nedeniyle sıyırma izi oluşmuştur (Şekil 10-c). Eğik plaka testleri sonrası merminin nüfuziyet kabiliyetini artan çarpma açısı ile kaybettiği sonucu elde edilmiştir. Bu durum mevcut literatür ile benzeşmektedir (Iqbal vd., 2010; Børvik vd., 2011; Ramakrishna ve Prakash, 2014).



Şekil 10. 4.5 mm kalınlığındaki Ramor 500 için gerçekleştirilen eğik plaka testlerinin ön ve arka yüzey resimleri **a)** 0° çarpma açısı (Test 5) **b)** 30° çarpma açısı (Test 6) **c)** 60° çarpma açısı (Test 7).

3.3. SAYISAL ANALİZ

Balistik testleri sayısal olarak analiz edebilmek için, eğik plaka testleri (Test 5, 6 ve 7) için üç boyutlu sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Plaka ve mermi malzeme davranışını tanımlamak için Johnson-Cook dayanım ve hasar modeli kullanılmıştır. Johnson-Cook dayanım modeli akma gerilmesini birim şekil değişimi, birim şekil değiştirme hızı ve sıcaklık cinsinden ifade eder.

$$\sigma = [\, A+B\varepsilon_p^{n}] \, [1+C\ln(\dot{\varepsilon}_p/\dot{\varepsilon}_0)] \, [1-\check{T}^{m}]$$

Dayanım modelinde yer alan A başlangıç gerilmesi, B pekleşme modülü, n pekleşme katsayısı, ε_p eşdeğer plastik birim şekil değişimi, C birim şekil değiştirme hızı hassasiyeti, m ısıl yumuşama katsayısı, $\dot{\varepsilon}_p$ eşdeğer plastik birim şekil değiştirme hızı, $\dot{\varepsilon}_0$ referans birim şekil değiştirme hızı ve $\check{T}$ ise homolog sıcaklıktır.

Johnson-Cook hasar modeli ise, kopma birim şekil değişimini; birim şekil değiştirme üç-eksenlilik (tri-axiality) oranı, birim şekil değiştirme hızı ve sıcaklık cinsinden ifade eder.

$$\varepsilon_f = [D_1+D_2\exp(D_3\,\sigma^{*})] \, [1+D_4\,(\dot{\varepsilon}_p/\dot{\varepsilon}_0)] \, [1+D_5\check{T}]$$

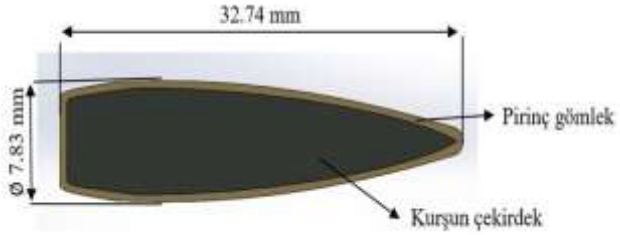
Modelde bulunan D_1, D_2, D_3, D_4 ve D_5 testlerden elde edilen malzeme hasar sabitleridir.

Sayısal analizlerde, Ramor 500 zırh çeliğini tanımlamak için gerekli Johnson-Cook dayanım ve hasar sabitleri SSAB tarafından üretilen eşdeğer bir zırh çeliği olan Armox 500T'ye ait veriler kullanılmıştır. Tablo 3'te sayısal analizlerde kullanılan ilgili malzemeler için Johnson-Cook dayanım ve hasar sabitleri yer almaktadır. Sayısal analizler, Ansys Workbench 16 ticari sonlu eleman analiz yazılımı ile gerçekleştirilmiştir.

Tablo 3. Sayısal analizlerde kullanılan malzemeler için Johnson-Cook dayanım ve hasar modeli sabitleri.

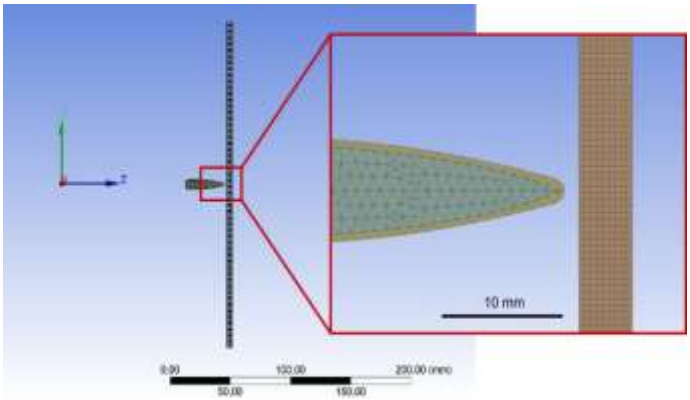
Malzeme sabitleri	**Hedef plaka** (Iqbal vd., 2016)	**Kurşun çekirdek** (Børvik vd., 2009)	**Pirinç gömlek** (Børvik vd., 2009)
Tm (K)	1800	760	1189
T_Θ (K)	293	293	293
A (MPa)	1372	24	206
B (MPa)	835	300	505
n	0.2467	1.0	0.42
c	0.0617	0.1	0.01
m	0.84	1.0	1.68
D_1	0.04289	-	-
D_2	2.1521	-	-
D_3	−2.7575	-	-
D_4	−0.0066	-	-
D_5	0.86	-	-
$\dot{\varepsilon}_0$ (1/s)	1	5×10^{-4}	5×10^{-4}

Şekil 11'de analizlerde kullanılan 7.62x51mm NATO Ball mermisinin kesit görüntüsü yer almaktadır.



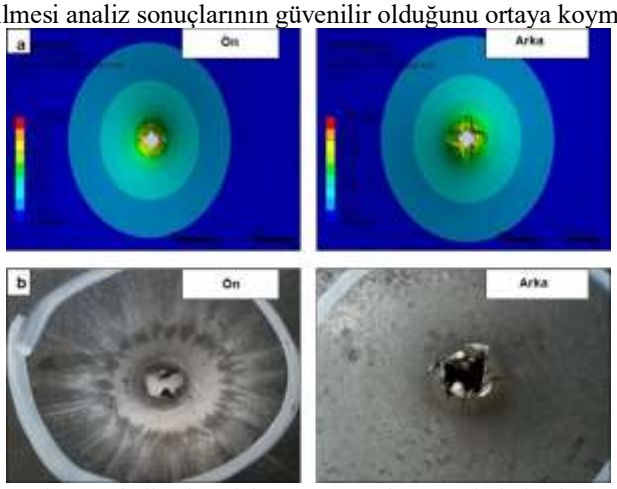
Şekil 11. 7.62x51mm NATO Ball mermisinin kesit görüntüsü.

Şekil 12'de mermi ve hedef plaka modelinin ağ örgülü durumu gösterilmiştir. Hedef plaka için 0.5 mm tetrahedron tipi, mermi için 1 mm hexahedron tipi eleman kullanıldı. Kurşun çekirdek için 9036, mermi gömleği için 6888 ve hedef plaka için toplamda 2162846 eleman kullanılmıştır. Sayısal analizler, 4 çekirdekli Intel Core Xeon E3-1505M v6 işlemcili ve 32 GB RAM kapasiteli bir iş istasyonu ile 6-8 saat arasında değişen sürelerde tamamlanmıştır.



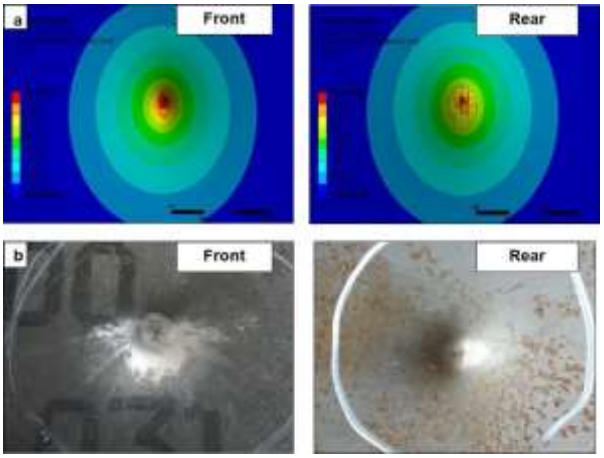
Şekil 12. Modelin ağ örgülü gösterimi.

Eğik plaka testlerinin ilki olan 5. testin sayısal analizinde de plaka testte olduğu gibi mermi tarafından delinmiştir. Plaka üzerinde meydana gelen z doğrultusundaki (plaka yüzeyine dik doğrultu) maksimum yer değiştirme miktarı 12 mm olarak ölçülmüştür. Şekil 13'te plakada merminin oluşturduğu delik bölgesinin test ve sayısal analizler sonrası karşılaştırmalı görüntüleri yer almaktadır. Plakanın arka yüzeyinde oluşan yapraklanma hasar mekanizma yapısının da başarılı bir şekilde modellenebilmesi analiz sonuçlarının güvenilir olduğunu ortaya koymaktadır.



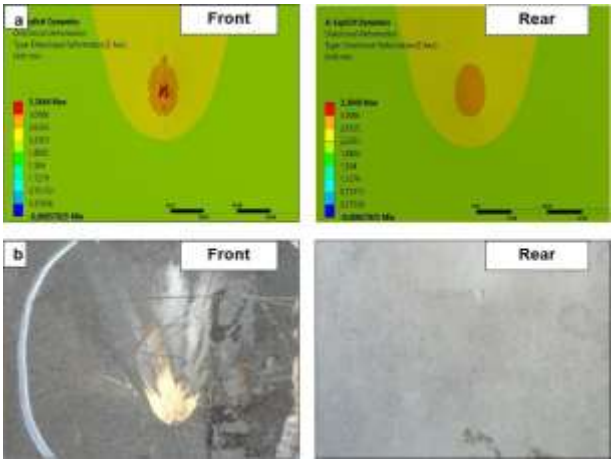
Şekil 13. 5 numaralı testte kullanılan plakanın ön ve arka yüzeylerinde oluşan delik detayının
a) sayısal analiz, **b)** test sonucu görüntüleri.

Eğik plaka testlerinin ikincisi olan 6 numaralı testin sayısal analizinde, balistik test sonucunda olduğu gibi mermi plakayı delememiş ve ön yüzeyde çöküntü, arka yüzeyde ise 10 mm yüksekliğinde şişme oluşturmuştur (Şekil 14). Sayısal analiz sonuçları, test sonuçları ile kıyaslandığında elde edilen şekil değişimlerinin başarılı bir şekilde modellenebildiği görülmektedir.



Şekil 14. 6 numaralı testte kullanılan plakanın ön ve arka yüzeylerinde oluşan delik detayının **a)** sayısal analiz, **b)** test sonucu görüntüleri.

Eğik plaka testlerinin üçüncüsü olan 7. testin sayısal analizinde ise mermi, plakayı delemeden sekmiştir ve plaka yüzeyine dik doğrultuda meydana gelen maksimum yer değiştirme miktarı yaklaşık 3 mm olarak elde edilmiştir (Şekil 15).



Şekil 15. 7 numaralı testte kullanılan plakanın ön ve arka yüzeylerinde oluşan delik detayının **a)** sayısal analiz, **b)** test sonucu görüntüleri.

Genel olarak değerlendirildiğinde, eğik plaka testleri için gerçekleştirilen sayısal analizlerin test sonuçları ile büyük oranda örtüştüğü, ancak test edilmeyen diğer balistik çarpma durumlarını kesin olarak modelleyebilmek için bazı iyileştirmelerin gerekli olduğu sonucuna varılmıştır.

4. SONUÇLAR

Bu çalışma kapsamında Ramor 500 ve Ramor 550 zırh çeliği plakalarının farklı koşular altında 7.62mmx51 NATO Ball ve 7.62mmx51 NATO AP mermilerine karşı balistik performansları incelenmiştir. Balistik dayanım açısından yekpare, farklı iki tabakalı ve eğik plaka yapıları değerlendirilmiştir. Sınırlı sayıda gerçekleştirilen testler üzerinden elde edilen ana sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Yekpare plaka testlerinde kullanılan 6.7 mm kalınlığındaki Ramor 500 ve 6.2 mm kalınlığındaki Ramor 550 zırh çelik plakaları 7.62 mm AP mermileri tarafından delinmiş ve plakalar üzerinde yapraklanma tipi hasar mekanizması oluşmuştur.

- Farklı iki tabakalı plaka testlerinde başlıca tıkaç oluşumu ve şişme tipi hasar mekanizması gözlemlenmiştir. Daha sert plaka olan Ramor 550'nin ön tabaka plakası olarak konumlandırılması ile elde edilen yapının balistik dayanımın daha iyi olduğu tespit edilmiştir.

- Eğik plaka testlerinde balistik dayanım artan çarpma açısı ile artış göstermiştir. 0° çarpma açısında plaka delinmiş ve yapraklanma tipi hasar mekanizması oluşmuştur. 30° çarpma açısında plaka delinmemiş, ancak plaka arka yüzeyinde kayda değer bir yükseklikte şişme hasarı oluşmuştur. 60° çarpma açısında ise mermi plakadan sekmiştir.

- Balistik testler ile sayısal analizler, hasar tipleri ve yer değiştirmeler cinsinden kıyas edildiğinde elde edilen sonuçların kabul edilebilir derecede uyum içinde olduğu tespit edilmiştir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma ilk yazarın KTÜ Makine Mühendisliği Bölümü'nde tamamladığı yüksek lisans tez çalışması kapsamında gerçekleştirilmiştir. Tez çalışması kapsamında kullanılan zırh çeliklerinin teminindeki destekleri nedeniyle SSAB Türkiye'den Hasan AYDEMİR'e ve test numunelerinin hazırlanması ve nakliyesi için gerekli desteği sağlayan Çolakoğlu Makina'dan Hakan MORADA'ya teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

[1] Backman, M., E. (1976), ''Terminal Ballistics'', Naval Weapons Center Report NWC-TP-5780, California.

[2] Rosenberg, Z., Dekel, E. (2012), ''Terminal Ballistics'', Springer, Berlin.

[3] Iqbal, M.A., Chakrabarti, A., Beniwal, S., Gupta, N.K. (2010), ''3D Numerical Simulations of Sharp Nosed Projectile Impact on Ductile Targets'', International Journal of Impact Engineering, 37, pp.185-195.

[4] Børvik, T., Olovsson, L., Dey, S., Langseth, M. (2011), ''Normal and Oblique Impact of Small Arms Bullets on AA6082-T4 Aluminium Protective Plates'', International Journal of Impact Engineering, 38, pp.577-589.

[5] Ramakrishna, B., Prakash, T. B. (2014), ''Numerical Studies on Perforation of Multi-layered Targets by Hemispherical-nosed Projectiles'', IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, 11, 80-94.

[6] Johnson, G. R., Cook, W. H. (1983), ''A Constitutive Model and Data for Metals Subjected to Large Strains, High Strain Rates and High Temperatures'', 7th International Symposium on Ballistics, 19-21 April 1983, The Hague, pp.541-547.

[7] Johnson, G.R., Cook, W.H. (1985), ''Fracture Characteristics of Three Metals Subjected to Various Strains, Strain Rates, Temperatures and Pressures'', Engineering Fracture Mechanics, 21(1), pp. 31-48.

[8] Ali, M.W., Mubashar, A., Uddin, E. (2017), ''An Experimental and Numerical Investigation of the Ballistic Response of Multi-Level Armour Against Armour Piercing Projectiles'', International Journal of Impact Engineering, 110, pp.47–56.

[9] Senthil, K., Iqbal, M. A., Arindam, B., Mittal, R., Gupta, N. K. (2018), ''Ballistic Resistance of 2024 Aluminium Plates Against Hemispherical, Sphere and Blunt Nose Projectiles'', Thin-Walled Structures, 126, pp.94-105.

[10] Vijayan, V., Hegde, S., Gupta, N. K. (2017), ''Observations on Impacts of Deformable Conical Projectiles at 60 Degree Target Obliquity'', Procedia Engineering, 173, pp.123-129.

[11] Babaei, B., Shokrieh, M.M., Daneshjou, K. (2011), ''The Ballistic Resistance of Multi-Layered Targets Impacted by Rigid Projectiles'', Material Science and Engineering: A, 530, pp.208-217.

[12] Yunfei, D., Wei, Z., Yonggang, Y., Lizhong, S. (2014), ''Experimental Investigation on the Ballistic Performance of Double-Layered Plates Subjected to Impact by Projectile of High Strength'', International Journal of Impact Engineering, 70, pp.38-49.

[13] Iqbal, M.A, Senthil, K., Sharma, P., Gupta, N.K. (2016), ''An Investigation of the Constitutive Behavior of Armox 500T Steel and Armor Piercing Incendiary Projectile Material'', International Journal of Impact Engineering, 96, pp.146-164.

[14] Børvik, T., Dey, S., Clausen, A.H. (2009), ''Perforation Resistance of Five Different High-Strength Steel Plates Subjected to Small-Arms Projectiles'', International Journal of Impact Engineering, 36(7), pp.948-964.

MASS, CENTER OF BALANCE AND UNBALANCE PREDICTION OF AN ASYMMETRICAL CLUTCH COVER WITH STAMPING SIMULATION

[1]Derya Sapan, [2]Mehmet Onur Genç, [3]Samet Kartal
[1] Valeo Automotive Systems, Research & Development Center, Bursa, Turkey
[2] Bursa Technical University, Mechanical Engineering Department, Bursa, Turkey, 0000-0003-0332-1785
[3] Valeo Automotive Systems, Research & Development Center, Bursa, Turkey
[2] Correponding Author: Mehmet Onur Genç, mehmetonurgenc@gmail.com

ABSTRACT

This paper describes the purpose and the methodology of FEA for stamping process using the software PAMPSTAMP and mass, center of balance and unbalance prediction based on the output data of the stamping simulation. Main target is to simulate the forming process of the clutch cover and have an investigation of the component including the thickness variation observed while forming and its effects on mass, center of balance and unbalance of the cover. The methodology is used to prevent time consuming trials performed to align the unbalance of an asymmetrical clutch cover and to ensure that an unbalance direction is in the desired location.

Keywords: Clutch cover, Stamping Simulation, Unbalance

1. INTRODUCTION

Automobile clutch system components are subjected to high dynamic forces under operational conditions. Generated torque is produced in the engine and is transmitted to wheels through the clutch system, transmission, propeller shaft etc. Undamped excessive vibration in powertrain system can result in mechanical damages and low comfort driving conditions. Clutch has a high importance in automobiles and provides torque transmission in the powertrain system. A flywheel (1) is bolted to the engine crankshaft and clutch cover assembly (3) is bolted to a flywheel. During an engagement of the clutch, the disc (2) is clamped between the pressure plate cover assembly and flywheel, resulting in torque flow from the engine to transmission (Fig. 1).

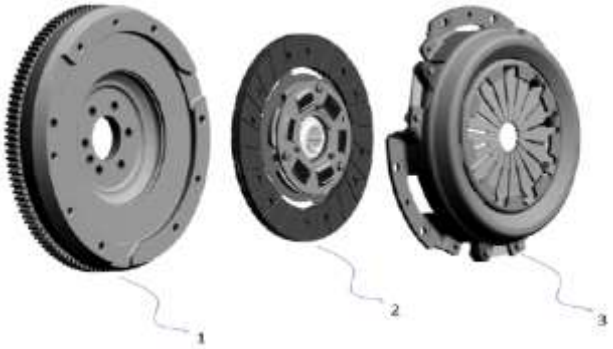


Figure 1. Automobile Clutch System

Ma and Huang [1]studied in their paper the forming process analyzed by finite element simulation using Dynaform.The influences of four main process parameters including BHF(blank holder force), die corner radius, friction coefficient, and die clearance on the maximum thinning rate and the maximum thickening rate were researched based on orthogonal experiment. Fakir et al. [2] investigated the simulation data from two different software packages, PAM-STAMP and Autoform to demonstrate the multi-objective simulation and software agnostic capabilities of the platform. Moriya et al. [3] studied the developed system consists of simulation technologies to enable parts designers to evaluate the function and formability of a part. Debasish [4] studied the automotive applications of Advanced High Strength steels (AHHS), classifying these steels according to their properties and comparing them to modern industrial steels. Bleck and colleagues [5] compared the microstructure and material properties of TRIP (Transformation Induced Plasticity) and DP

(Dual Phase) steels in an experimental study. Billur and colleagues [6] studied three generations of new generation high-strength steels (AHHS) in their work and examined the developments and material characteristics of each generation. Çakmak [7] investigated the methodology and the criterions of the FEA of stamping process using the software OPTRIS and a fatigue failure prediction under certain circumstances of the output data obtained from stamping simulation for automotive clutch system. In this study, the methodology was followed to eliminate time consuming and expensive trials performed in the clutch cover manufacturing process.

In this study, the methodology is developed to overcome deviations due to deep drawing process resulting in difference of mass, center of balance and unbalance prediction between the CAD data and the stamping simulation representing the stamping process for clutch steel cover. The methodology is used to prevent time consuming trials performed to align the unbalance of an asymmetrical clutch cover and to ensure that an unbalance direction is in the desired location. This study has novelty for its specific area in the clutch cover design for automobile powertrain system.

2. STAMPING SIMULATION ON AN ASYMMETRICAL CLUTCH COVER

The clutch cover used in the clutch assembly has a high potential to be preferred in lightening work with high volume and weight. Since the clutch cover has an important function in torque transmission, it is expected that the steel materials to be used in this product can meet the requirements. Clutch disc transmits clamped force through the friction from pressure plate and flywheel. During gear shifting, drivers push the clutch pedal and clutch disc locates to disengagement position, which provides torque cutting in order to gear shift. Torque (T) which is transmitted by friction between flywheel and pressure plate (Eq.1) is proportional with clutch disc facing friction coefficient fs, clamp load F(N), a number of friction surface N and medium radius of friction surface Rm (mm).

$$T = \text{fs} * F\ (\text{N}) * N * Rm \tag{1}$$

In recent years, new generation steels have begun to be preferred in steel materials used together with developing technology. Some of these steels have high elongation and strength; DP (Dual Phase - Dual Phase), CP (Complex Phase - Complex Phase), TRIP (Transformation Induced Plasticity - increased by forming plasticity), MS (martensitic) and PHS (Press Hardened Steel - hardened pressing / hot-formed steels), austenitic Stainless steel (Austenitic Stainless Steel) and TWIP (Twinning-Induced Plasticity) class steels. The steel used in this study is called mild steel which has 300 MPa tensile strength and %40 elongation in average (Fig. 2).

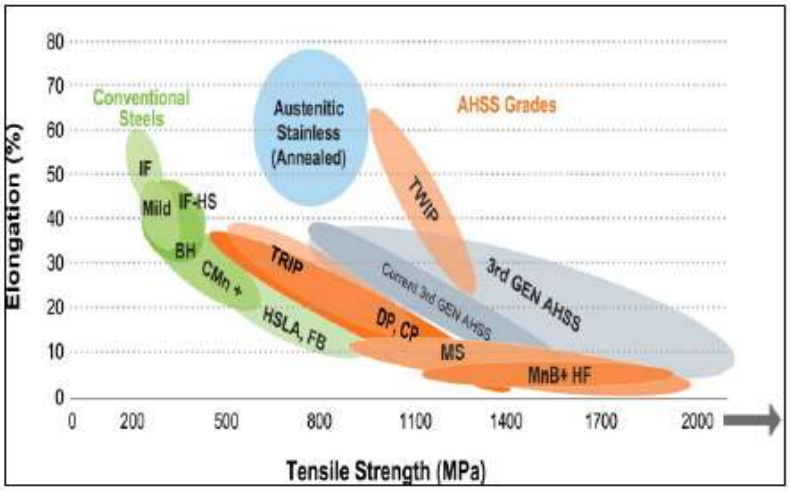


Figure 2. Steel Map for Industry Usage [8]

Clutch cover is manufactured with blanking, forming, calibrating and piercing processes respectively. The final shape of the cover is completed during the forming stage. (Fig. 3) Afterwards, calibrating is done if necessary and fastening and centering holes are pierced to ensure precise location and shape of the holes. The stamping analyses are performed specially for forming process. Predicting the forming feasibility and to have producible shape for clutch cover design without tearing sheet metal or causing excessive thinning of the sheet metal in deep drawn forms have the priority during the stamping simulations.

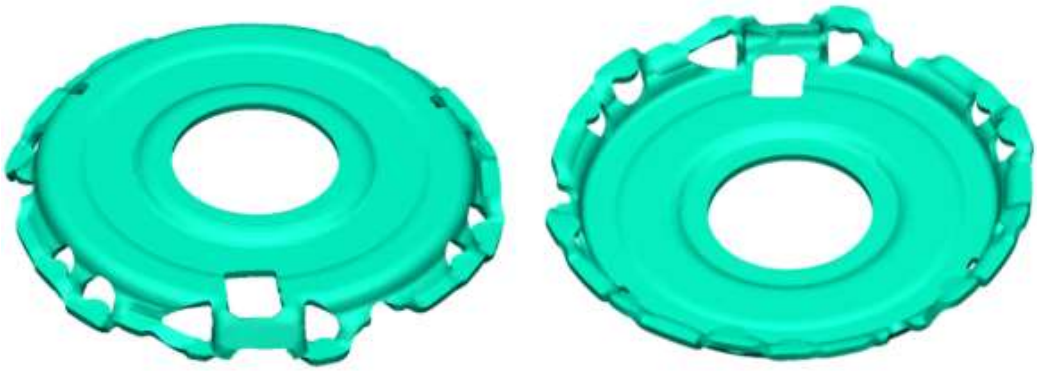


Figure 3. Clutch Cover CAD Design Without Piercing Process

Tool and blank models are designed for each clutch cover concept (Fig. 4). In sheet metal forming, the forming limit diagram (FLD) is considered as a basis of predicting tearing and crack failures. The FLD (Fig.5) is the example of performed analysis on the target design that the possible crack initiation zones are plotted on the diagram. Clutch cover models The forming limit curve describes a local process, necking and tearing, that is a material property curve dependent on the strain state [7].

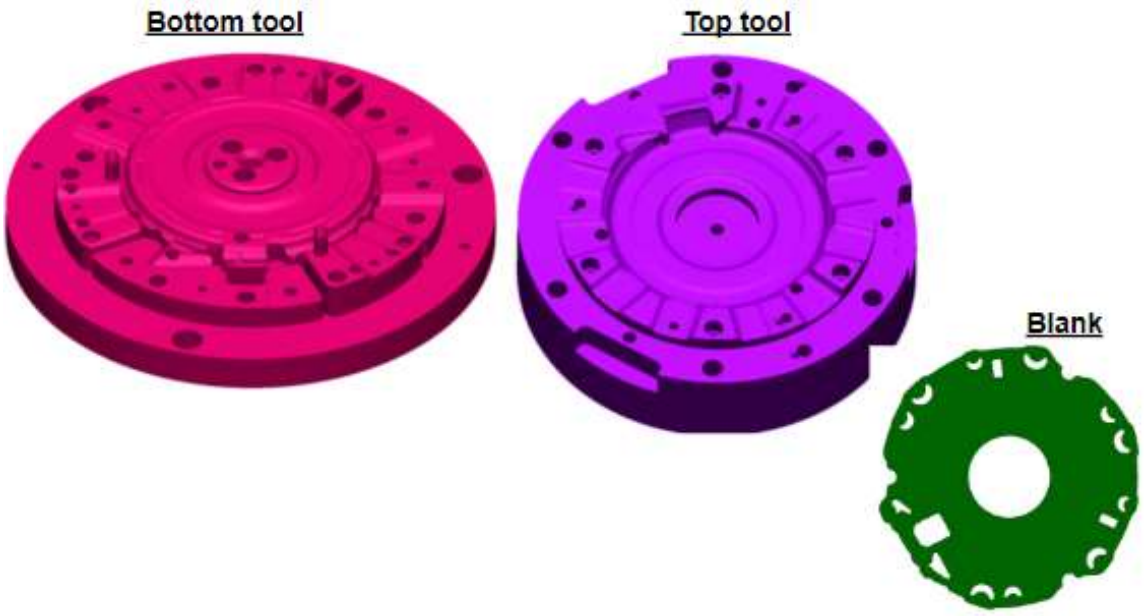


Figure 4. Clutch Cover Forming Tools and Blank Geometry

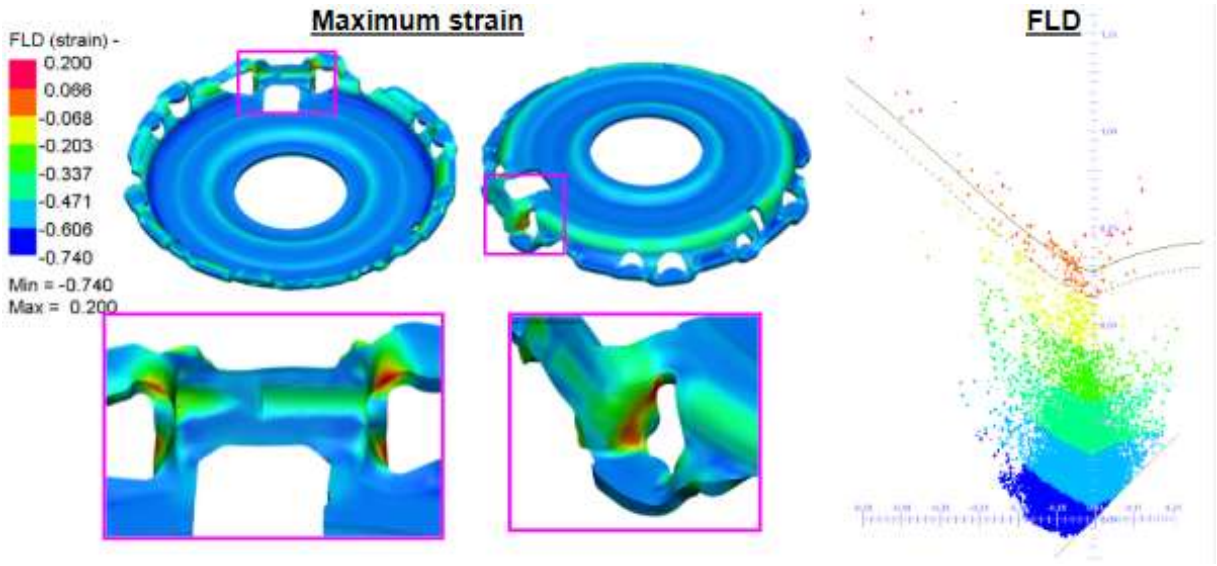


Figure 5. Forming Limit Diagram (FLD) for Clutch Cover Design

3. UNBALANCE AND MASS MEASUREMENTS

Unbalance and mass measurements are done in Valeo Automotive plant. A dedicated unbalance measurement device is located in every production line and all the clutch cover assemblies are balanced according to specifications.Vertical unbalancing methodology is used because the balancing machine design is more practical for part assembly and disassembly, has better sensitivity and accuracy and also the required rpm is significantly lower than the horizontal balancing method (Fig. 6).

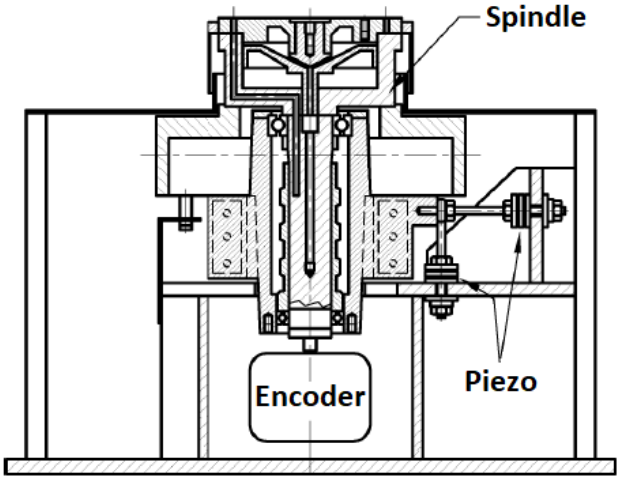


Figure 6. Balance Machine General View (Valeo Technical Documentation)

Unbalance measurement devices have a low residual unbalance itself, have a simple shape and a rigid rotor. Component mass and the availability of pre-determined balancing holes for the balancing rivets are programmed to the machine for each and every product. Mass is measured with a simple industrial weighing machine.

4. RESULTS AND DISCUSSIONS

In this section the results of the analysis have been observed and discussed. The analysis of the CAD design from the Catia and the ANSYS were investigated in terms of the unbalance situation. Sheet metal thickness fluctuations (Fig. 7) are observed by reason of deep drawing process, especially on slot areas. Unbalance of clutch cover mostly arise from

thickness fluctuations of deep drawn areas on close to the external diameter of the clutch cover. Due to lack of deep drawing forms in the relatively flat areas of the clutch cover, there is not significant sheet metal thickness fluctuations and thus mass and unbalance values are same for cad model and stamping simulation output geometries. For this reason, PAMPSTAMP forming analysis are realized to the external zone of the clutch cover to prevent solver time consuming (Fig. 8).

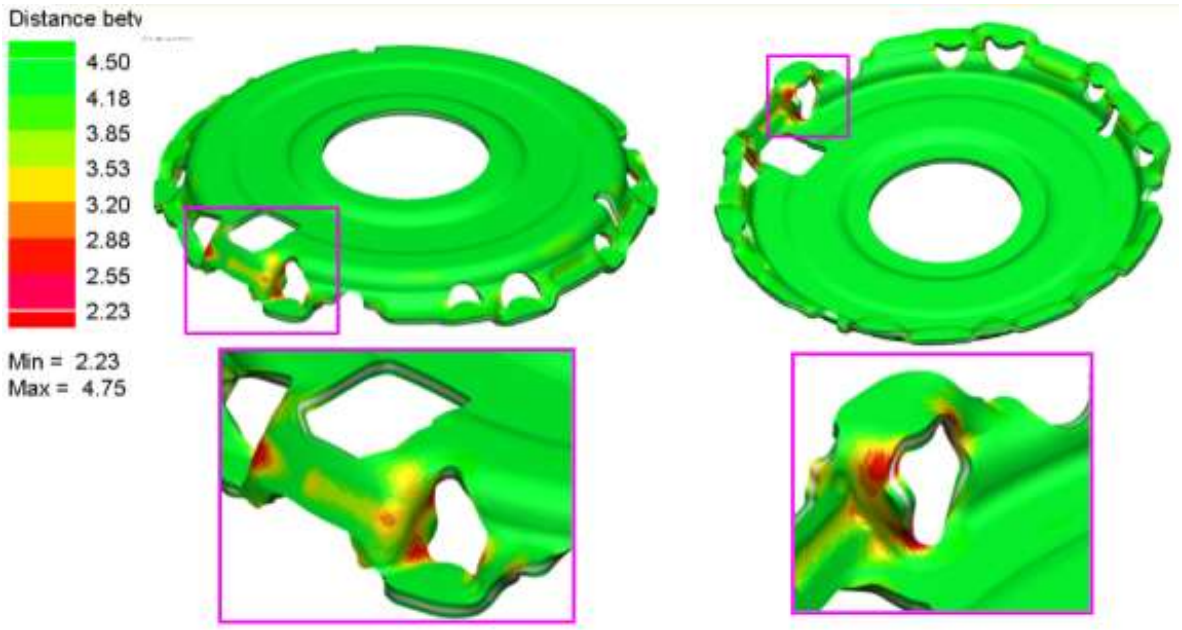


Figure 7. Thickness Reductions of the Clutch Cover During Forming Process

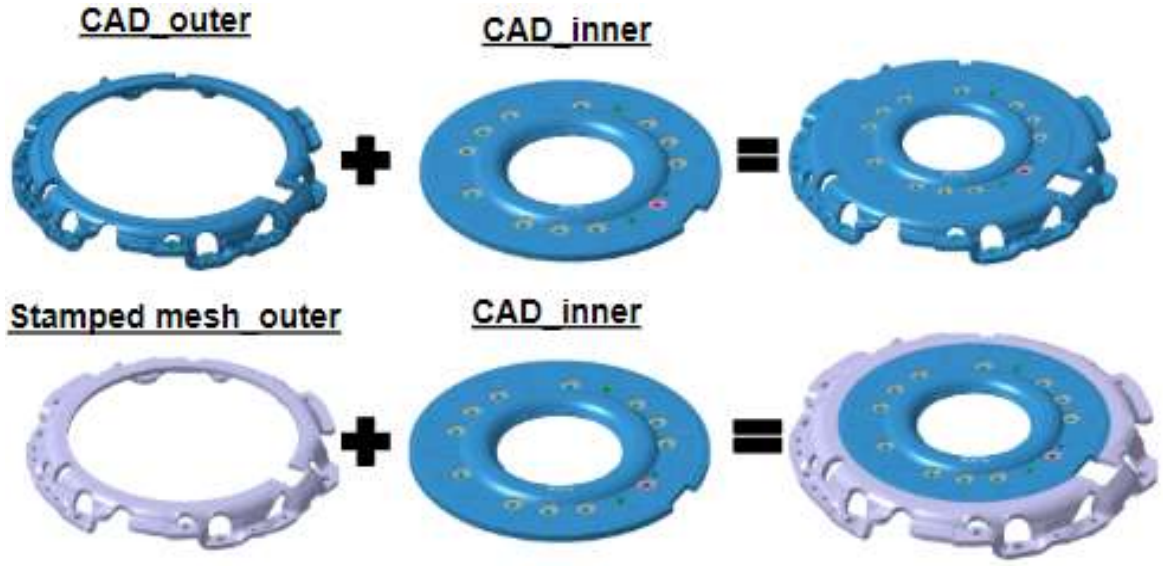


Figure 8. CAD vs. STAMPING in Terms of Unbalance Condition

Different section cuts are compared to observe the sheet metal thickness differentiation between 3D CAD vs Stamping analysis output. Section cut A-A and section cut C-C is from a deep drawn area causing asymmetry. Section B-B is from a deep drawn area (Fig. 9).

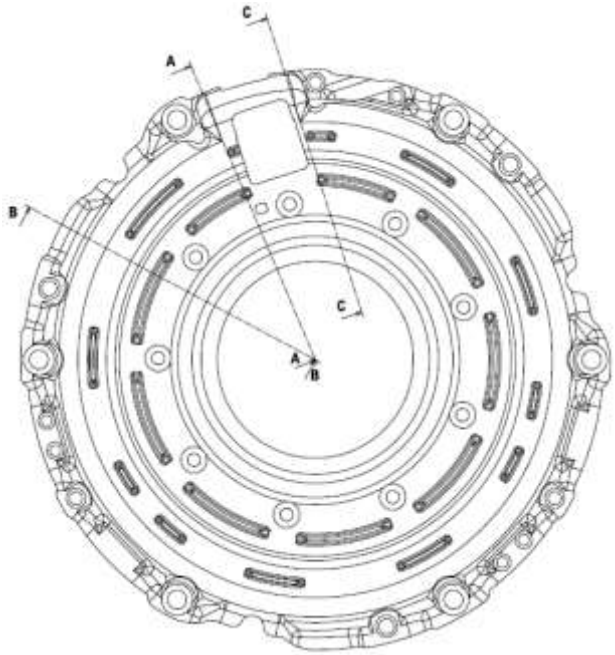
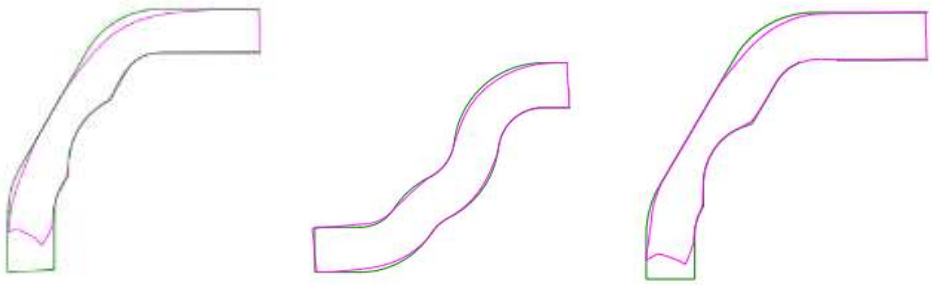


Figure 9. Clutch Cover Shape Map



Section A-A Section B-B Section C-C

Figure 10. Clutch Cover Section Views

3D CAD geometry indicated in green color while stamping mesh output is red color (Fig. 10). As can be seen on the below Table 1, mass and unbalance controls on stamping simulation output mesh yields closer results to the real parts measurement average. The difference between the stamping simulation output is the differences between real blank geometry and blank geometry used for stamping simulation.

Table 1. CAD vs. STAMPING vs in Terms of Mass, Unbalance and Balance Center Comparison

	Mass (g)	Unbalance (gmm)	Balance Center Distance vs Cover Centering (mm)
CAD Model	1729	3700	2,14
Stamping Simulation Output	1644	4422	2,68
Real Part Measurements	1674	5137	3,06

5. CONCLUSION

This study makes an analytical approach to the importance of the stamping simulation of the clutch cover used in the automobile clutch system.The unbalance specifications should be well designed and defined for clutch cover, because the system is operated under dynamic rotational conditions. The centrifugal forces on an unbalanced clutch system may create excessive vibrations and mechanical damages on the torque transmission resulting in safety issues.

Measuring unbalance of the cover based only on CAD model has 72.02% approximation. With the proposed method of performing a stamping analysis and performing unbalance measurement on the stamping mesh increases the unbalance prediction to 86.08%.

ACKNOWLEDGEMENT

This study has been performed with the support of Valeo Automotive Systems.

6. REFERENCES

1. Ma, G., Huang, B. (2014), 'Optimization of Process Parameters of Stamping Forming of the Automotive Lower Floor Board', Journal of Applied Mathematics, Volume 2014, Article ID 470320, http://dx.doi.org/10.1155/2014/470320

2. Fakir, E., Wang, A., Zhang, Z., Liu, J., Wang, L. (2018), 'Multi-Objective Sheet Metal Forming Simulations using a Software Agnostic Platform', International Deep Drawing Research Group 37th Annual Conference, doi:10.1088/1757-899X/418/1/012122

3. Moriya, T., Takamura, M., Takahashi, S., Terada, K. (2009), 'Development of Total Stamping Simulation System for Evaluating Formability of Sheet Metal Forming Parts', Review of Automotive Engineering, Vol. 30, pp.449-456

4. Debasish, C. (2017), 'Behind the Development of Advanced High Strength Steel (AHSS) Including Stainless Steel for Automotive and Structural Applications - An Overview', Materials Science and Metallurgy Engineering, Vol. 4, No. 1, pp 1-15.

5. Bleck W, Frehn A, Papaefthymiou S. (2004), 'Microstructure and tensile properties in DP and TRIP steels.' Steel Research International.75 (11):704-710.

6. Billur, E., Dykeman, J. ve Altan, T. (2014), 'Three generations of advanced high strength steels for automotive applications', Stamping Journal, pp. 12-13.

7. Çakmak, T. (2012), 'Stamping Simulation and Fatigue Life Prediction of a Clutch Cover', OTEKON 2012, June 2012, OTEKON Proceeding Book

8. URL 1: WorldAutoSteel (2020), https://www.worldautosteel.org/steel-basics/automotive-advanced-high-strength-steel-ahss-definitions.

9. Marquette, P., Chambard, A., Ling, D., Khaldi, F.E., Mourgue, P., Porzner, H. (2008), 'Best Practice Methodology for Springback Prediction, Compensation and Assembly', IDDRG International Conference, Olofström, Sweden, 16-18 June.

10. Seo, Y., Ulintz, P. (2002), 'Formation of a Non- symmetric Part and Blank Optimization Using Finite Element Analysis'.

UP-HEAT TEMPERATURE REDUCTION OF AIR INTAKE SYSTEM AT HEAVY COMMERCIAL VEHICLES

Halil Osmanoğlu, Görkem Ürer

[1,2] Ford Otomotiv Sanayi A.Ş., Sancaktepe R&D Center, Istanbul, Turkey
Halil Osmanoğlu, hosmanog@ford.com.tr; Görkem Ürer, gurer@ford.com.tr

ABSTRACT

Fuel economy and performance are the two most important challenges in the automotive industry. With this competitive environment, fuel economy oriented studies are getting more important in the process of time. Starting from this point of view, the study was done to reduce the temperature of the fresh air entering to turbocharger for turbocharged diesel engines on heavy commercial vehicles. Because, air in the intake system can gradually become heated through the direction of the air due to environment, driving conditions and design effects. When the compressor intake temperature is close to ambient temperature, the optimum intake system design is obtained. Reducing intake air temperature given to compressor increases air density and improves fuel economy. It also provides performance improvement when engine works at max. compressor temperature limits. The objective of this paper is to illustrate the improvement of the air intake system in terms of reducing up-heat of the air in the intake system by taking some actions on air intake system parts. In the study, 9 different proposals were tested on public road at steady state driving condition with heavy duty vehicle and the interactions of the proposals were also discussed.

Keywords: Air Intake System, Up-Heat Reduction, Thermal Management, Fuel Economy

1. INTRODUCTION

Up-Heat is the term that defines the temperature difference between turbocharger (compressor) inlet air temperature and ambient temperature, partly determines the benefits for engine efficiency and fuel economy. Even if the air in the intake system is actually heated after turbocharger, it is also important to give the air to turbocharger as close as ambient temperature for efficiency of the intake system.

The air intake systems in diesel engines serve a number of functions in addition to routing and filtering the combustion air. The demands placed on air intake system continue to rise with increasing engine complexity and efficiency (Van Basshuysen and Schafer 2004).

At turbocharged diesel engines, air is pressurized and its temperature is increased by turbochargers which effects engine performance, fuel economy and emissions (CO_2 reduction) negatively. Charge air cooling is the system responsible for removing excess heat from the air charging to intake manifold (Chouchane continued, 2015). However, air intake system design is also very important before to pressurize the air in the turbocharger. When turbocharger inlet temperature is higher than ambient temperature, it affects turbocharger efficiency and intercooler performance. Fuel economy and power output of an engine can sustain are improved through charge air cooling (Chouchane continued, 2015).

The basic objective of cooling the charged air is to reduce the compressed air temperature feeding to the cylinders. It leads to lower the temperature of the air-fuel mixture, thus improving its thermodynamic efficiency. Cooling of charged air increases both the intake air density and the intake air flow rate. Increasing the intake airflow rate makes higher the internal combustion engines compression ratios and enhances the engine power output and performance (URL1). The same benefits are valid for intake air temperature before the turbocharger. Therefore, closer to ambient temperature of the turbocharger inlet, denser the air which means more air sent to intercooler at specific volume.

By the reason of turbocharger's significant effect onto the temperature of intake air, the loss of air density and increased cylinder temperatures accompanying higher intake air temperatures are the main factors causing performance and fuel economy dissatisfaction. Since pressurized gas increases its temperature, intake air temperature is raised proportional to its compressed pressure. Additionally, when gas temperatures increase, molecules spread farther apart and the gas loses density as shown in figure 1. This means a cubic foot of air, when is heated, contains fewer oxygen molecules and

weighs less (Wright 2015). Therefore, if the ambient temperature increases, the turbocharger runs faster in order to provide the engine with the same amount of oxygen and when the turbocharger reaches its speed limit results in power loss.

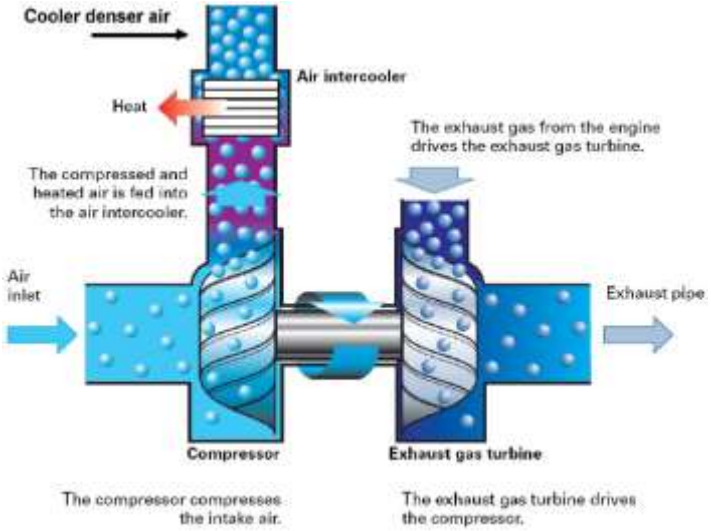


Figure 1. Sample of Turbocharger Schematic (URL2)

Air density will decrease by about 1% for 3°C increase in temperature. Moreover, 1°C turbocharger inlet temperature reduction provides 0.04% fuel economy improvement and 1.5°C turbocharger outlet temperature reduction at steady state driving conditions.

Calculation of Up-Heat Temperature is given below (figure 2):

$$\mathbf{Up - Heat = T_{Turbocharger_inlet} - T_{Ambient}}$$

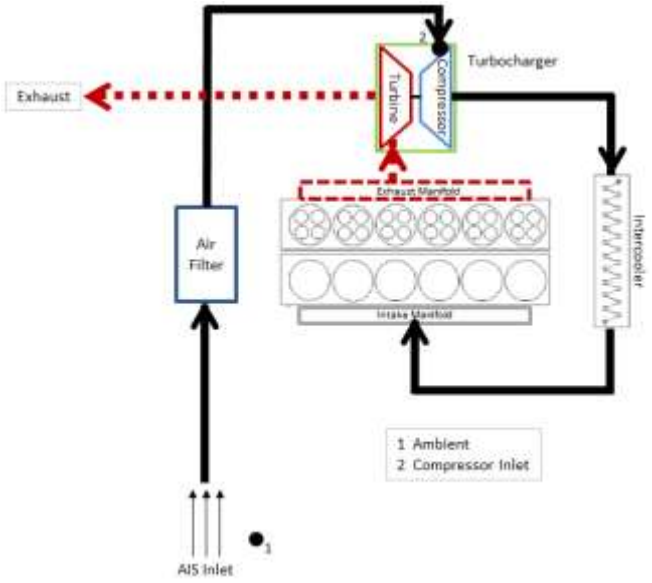


Figure 2. Sketch of Total Air Intake System

Besides intercooling performance and efficiency, air temperature increases from intake pipe to turbocharger is also important. Higher intake air temperature means higher turbocharger inlet temperature which can be effect intercooling performance. The air entering turbocharger shall not cause an excessive rise in ambient temperature within the air induction system that results in a loss of performance and fuel economy.

In this study, the main ideas are; investigating up-heat values of air intake system of heavy commercial vehicle in various test conditions, finding the up-heating reasons deeply and revealing the thermal map of the air intake system in detail. Proposing and evaluating the optimum design for air intake system -Including both routings and component design changings of the system- is also one of the main aims of this study. The study was completed with the processes which were shown at the followings.

2. METHODOLOGY

Because of fuel economy impact, up-heat value is getting important especially at heavy commercial vehicles. The study arose from investigation of over 100 of existing test results. According to those test results, it is seen that there is an opportunity to reduce up-heat temperature. Moreover, deep-dive evaluation made about causes of up-heat and how to improve up-heat value without changing the intake system totally.

2.1. Evaluation Strategy & Constraints

The air intake system were divided into four parts which is shown at the figure 3, as A, B, C, D areas.

Definitions of Areas:

- A: Air Intake System (AIS) Entrance Point
- B: Pipe Before AIS Filter
- C: AIS Filter Housing
- D: Pipe Between AIS Filter & Compressor

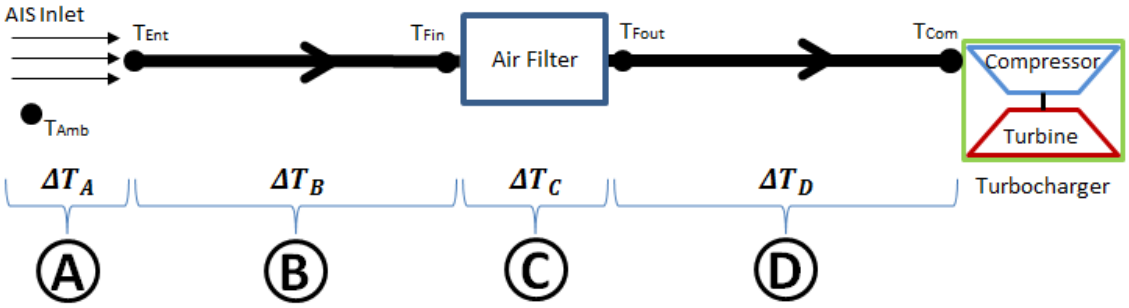


Figure 3. Sketch of Air Intake System Up to Compressor

According to these defined areas, actions which are to be taken were discussed for optimum thermal solution based on air intake system. The selected actions were especially chosen as easily applicable modifications to the intake system, without changing the overall intake system design. Different corrective actions are applied for optimum air intake system design from minimum up-heat temperature point of view. There are 9 different proposals to reduce up-heat temperature listed below:

- A_0 : Base Design
- A_1 : 1st Trial (Changing Location & Direction)
- A_2 : 2nd Trial (Changing Location & Direction)
- B_0 : Base Design
- B_1 : 1st Trial (Changing Material Content)
- B_2 : 2nd Trial (Changing Material Content)
- B_3 : 3rd Trial (Changing Design)
- C_0 : Base Design
- C_1 : 1st Trial (Changing Housing Design)
- C_2 : 2nd Trial (Changing Housing Design)
- D_0 : Base Design
- D_1 : 1st Trial (Changing Material Content)
- D_2 : 2nd Trial (Changing Component)

To calculate the temperature differences, thermocouples were located shown in figure-3. Thermal map of the air intake system and the temperature effects of different conditions like test types, ambient differences, weather conditions (Wind effect), road conditions, etc. were observed clearly. The temperature differences and up-heat were calculated with the equations below:

$$\Delta T_A = T_{Ent} - T_{Amb} \qquad \Delta T_B = T_{Fin} - T_{Ent} \qquad \Delta T_C = T_{Fout} - T_{Fin} \qquad \Delta T_D = T_{Com} - T_{Fout}$$

$$\mathbf{Up - Heat} = \Delta T_A + \Delta T_B + \Delta T_C + \Delta T_D$$

- T_{Amb} : Environment (Ambient) Temperature
- T_{Ent} : Air Temperature Just at the Entrance of Air Intake System
- T_{Fin} : Filter Inlet Air Temperature
- T_{Fout} : Filter Outlet Air Temperature
- T_{Com} : Compressor Inlet Air Temperature

2.2. Test Details: Plan & Conditions

According to the criteria which were explained at the "Evaluation Strategy" section, the tests were planned with all component & design proposals that can be applied to the air intake system as shown at the Table 1: Test Plan of Study. Observing single effects of changing for each 4 locations, finding the best designs, combining these component & design changing options in each other were also included to the content of test plan.

Table 1. Test Plan of Study

#	Area A			Area B				Area C			Area D			Test Type	Details
	A0	A1	A2	B0	B1	B2	B3	C0	C1	C2	D0	D1	D2		
1	✓			✓				✓			✓			Reference Test	Status Determination of Test Condition-1
2	✓			✓				✓			✓			Reference Test	Status Determination of Test Condition-2
3	✓			✓				✓			✓			Reference Test	Status Determination of Test Condition-3
4	✓			✓				✓			✓			Reference Test	Status Determination of Test Condition-4
5	✓			✓				✓			✓			Reference Test	Status Determination of Test Condition-5
6	✓			✓				✓			✓			Reference Test	Repeatibility Check of the Worst Condition
7	✓			✓				✓				✓		A0-B0-C0-D1	Single Effect of Component Change
8	✓			✓				✓					✓	A0-B0-C0-D2	Single Effect of Component Change
9	✓			✓					✓		✓			A0-B0-C1-D0	Single Effect of Design Change
10	✓			✓						✓	✓			A0-B0-C2-D0	Single Effect of Design Change
11	✓				✓			✓			✓			A0-B1-C0-D0	Single Effect of Component Change
12	✓					✓		✓			✓			A0-B2-C0-D0	Single Effect of Component Change
13	✓						✓	✓			✓			A0-B3-C0-D0	Single Effect of Design Change
14		✓		✓				✓			✓			A1-B0-C0-D0	Single Effect of Location Change
15			✓	✓				✓			✓			A2-B0-C0-D0	Single Effect of Location Change
16	✓						✓		✓		✓			A0-B3-C1-D0	Combined Effect Comp. & Design Change
17	✓			✓					✓				✓	A0-B0-C1-D2	Combined Effect Comp. & Design Change
18	✓						✓		✓				✓	A0-B3-C1-D2	Combined Effect Comp. & Design Change

As it is seen in the table-1, the study was started with six reference tests. The tests #1-5 were conducted to understand the environmental conditions like ambient, wind, road (altitude, gradient, etc.) effects and -the most importantly- different vehicle usage conditions. Test #6 was to verify the repeatability of the worst up-heat condition for beyond the reference tests. Tests #5-15 were conducted to see a single change effect at the intake system. Last 3 tests were performed to understand the total up-heat reduction of the combinations. The actions were chosen by evaluating previous test results for the best up-heat reduction.

The actions at the areas of B, C & D included only component or design changes. B, C & D areas were represented air intake system itself. However, "Area A" was represented the entrance of the air intake system and the area has interaction with environmental effects mostly. Hence the assessment was divided into two main sections:

- 1st : Entrance of AIS – Area-A
- 2nd : Inside of the System – Area-B, C, D

All iteration tests were completed in steady-state with the worst reference test condition. This strategy helped to eliminate the different working conditions of the vehicle and evaluate up-heat value more accurate and precise. In the study, steady state test conditions were defined as getting convergence of air intake system temperatures.

Table 2. Main Conditions of Study

Vehicle Type :	Heavy Commercial Vehicle (HCV), Tractor Variant
Engine Type :	12.7lt Diesel, with Turbocharger and Air Cooler
Emission Type:	Euro-6
Test Locations :	Hot Climate (in Antalya)
Test Conditions :	Constant Speed with Gross Train Mass
Road Conditions :	Public Roads for HCVs in Different Gradient&Altitude

3. RESULTS

By the reason of the public road conditions, keeping constant environmental temperature is not possible as in the control volumes like wind tunnels or climatic rooms. Therefore, ambient temperature differences between the tests were kept at the range of max. 3°C.

The up-heat temperatures are also affected from various wind speeds & directions. Hence, maximum wind speed was determined as 5 kph for the test executions. To eliminate the wind effects, wind speed was checked before every test.

All the tests were evaluated within the frame of up-heat temperature assessment. During post-process; data was filtered and relationships between measurement points were investigated.

Entrance of AIS – Area-A:

According to test results, temperature differences between entrance of AIS and ambient temperature is (ΔT_A) heated up to 10.7°C. After some trials at different vehicle driving scenarios, it was seen that intake air temperature was mainly affected by the direction and speed of the wind. Various wind directions and speeds at different test & road conditions behaved like tail wind or side wind from the perspective of the test vehicle direction on occasion. The hot air passed through the underbody of the vehicle (The air flow at the engine tunnel, from radiator to the back-panel of the truck) and rose up into air intake system. Thus the temperature of the intake air increases by this hot air in proportional.

To eliminate the wind effects, A1 & A2 solutions were applied to the vehicle as it was mentioned at the Table 1. The results were reviewed and it was observed that up-heat temperature at the AIS entrance could be reduced or eliminated (ΔT_A=0) by changing the location of the entrance of air intake system. The results were found out as shown at the Table 3: Test & Up-Heat Status at Entrance of AIS.

Table 3. Tests & Up-Heat Status at Entrance of AIS

Test Name	Max ΔT_A
A0-B0-C0-D0	Up to 10.7°C
A1-B0-C0-D0	Up to 7.0°C
A2-B0-C0-D0	Up to 0°C

Inside of the System – Area-B, C, D:
The reference value ΔT_{Ref} was defined after elimination of various disturbances at the entrance of the system (ΔT_A = ~0). Correspondingly, all other design/component changings at air intake system were recorded & processed as shown at the Table 4: Tests & Up-Heat Statuses inside of AIS.

Table 4. Tests & Up-Heat Statuses inside of AIS

Test Name	Total Up-Heat Status
Reference Test	ΔT_{Ref}
B0-C0-D1	ΔT_{Ref} - (0.2)
B0-C0-D2	ΔT_{Ref} - (1.0)
B0-C1-D0	ΔT_{Ref} - (2.3)
B0-C2-D0	ΔT_{Ref} - (0.9)
B1-C0-D0	ΔT_{Ref} - (0.3)
B2-C0-D0	ΔT_{Ref} - (0.3)
B3-C0-D0	ΔT_{Ref} - (0.7)
B3-C1-D0	ΔT_{Ref} - (2.6)
B0-C1-D2	ΔT_{Ref} - (3.0)
B3-C1-D2	ΔT_{Ref} - (3.3)

When the corrective actions are applied one by one for each areas, B3, C1 and D2 are the best corrective actions for reducing the up-heat temperature, 0.7°C, 2.3°C and 1.0°C respectively. The most important improvement is obtained at area C.

The combine effect of the best corrective actions of each area improves up-heat by 3.3°C.

4. CONCLUSIONS

To reduce of turbocharger inlet temperature was investigated at a heavy commercial vehicle with specific test method which is conducted at hot climate steady state test conditions. The results have showed that reduction of AIS inlet temperature is possible with corrective actions. Max. up-heat temperature reduction was obtained as 3.3°C for inside of the intake system and 10.7°C for entrance of intake system .

Entrance of air to AIS is important for low up-heat value especially at different environmental and vehicle usage conditions. Air entrance point to intake system has to be located and isolated from hot underbody air. The best intake system design sucks ambient temperature at the entrance of intake system for almost all vehicle driving and weather conditions.

When a single corrective action was applied to the intake system, total up-heat cannot reduce at the amount of that improvement. In addition, when a corrective action was applied to one area (A, B, C or D) of the intake system, up-heat of the other areas does not stay constant, up-heat can increase slightly for other areas; but total up-heat is reduced eventually. The combined effect of the corrective actions for each area (A, B, C, D) is less than the improvements of each location separately.

Routing of the intake system, air filter and air entrance to intake system is very important for up-heat value. Radiation and convection factors should be discussed when designing air intake system. Corrective actions (heat shield, conductive material, routing changes etc.) should be also considered to reduce up-heat temperature.

REFERENCES

[1] Wright, G. (2015), Fundamentals of Medium/Heavy Duty Diesel Engines, Jones & Bartlett Learning, Burlington, Massachusetts.

[2] Van Basshuysen R., Schafer F. (2004), Internal Combustion Engine Handbook - Basics, Components, Systems, and Perspectives, SAE International, Warrendale, Pa.

[3] Chouchane M., Fakhfakh T., Daly H., Aifaoui N., Chaari F. (2015), Design and Modeling of Mechanical Systems – II, Proceedings of the Sixth Conference on Design and Modeling of Mechanical Systems, CMSM'2015, March 23-25, Hammamet, Tunusia, pp.233-234.

[4] URL 1: blogspot (2011), Automotive Cooling Systems (ACS), http://automotivecoolingsystems.blogspot.com/2011/10/charge-air-cooler-cac-intercooler.html, 10.01.2020.

[5] URL 2: topslide.net (2018), Charge Air After-Cooling, https://topslide.net/view-doc.html?utm_source=charge-air-after-cooling, 10.01.2020.

DİZEL ENJEKTÖR MEME GEOMETRİSİNİN KURUMLAŞMA OLGUSUNA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Orkun ÖZENER[1], Alptekin ERGENÇ[1], Alper Kaya[2],Veyzat GAZİ[2], Emrah GÖLBAŞI[2]

[1] Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul, Türkiye
[2]Bosch Sanayi ve Ticaret A.Ş., Güç Aktarma Çözümleri, Dizel Püskürtme Sistemleri Birimi, Bursa,Türkiye
Sorumlu Yazar: Orkun ÖZENER, oozener@yildiz.edu.tr

ÖZET

Dizel motorlarda kullanılan ortak hatlı yüksek basınçlı püskürtme sistem enjektör memelerinin nozül/delik yapısı içerisinde oluşan ve kurum olarak adlandırılmakta olan depozitler memenin hidrolik karakteristiklerine ve yanma odası içerisindeki sprey demeti karakteristiklerine parçanın çalışma ömrü boyunca önemli bir biçimde etki etmektedir. Bu nedenle enjektör memesinde oluşan kurum formasyonu ve meme delik geometrisi ilişkisinin içten yanmalı motor performans parametreleri açısından incelenmesi önem arz etmektedir. Bu doğrultuda meme delik geometrisinin etkisini inceleyebilmek için 4 farklı tip meme delik geometrisine sahip enjektör memesi üretilmiş ve aynı test koşullarında hızlandırılmış şartlarda test edilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda artan kurumlaşmanın beklenildiği gibi enjektör püskürtme miktarında bir azalmaya neden olduğu görülmüştür. Meme delik girişlerinde yuvarlatmanın artmasının kurumlaşma miktarını arttırdığı ve püskürtme miktarını düşürdüğü tespit edilmiştir. Bu doğrultuda yapılan çalışma neticesinde elde edilen sonuçlar kurumlaşmaya karşı dirençli meme geometri olgusunun daha iyi anlaşılmasına yardımcı olmuştur.

Keywords: Kurumlaşma, Dizel Motor, Enjektör, Meme

1. GİRİŞ

Günümüzde daralan emisyon regülasyonları ile birlikte, motor üreticilerinin devamlı olarak gelişen performans istekleri, yeni geliştirilmekte olan dizel motorlarında geliştirme süreçlerinde yepyeni zorluklar ortaya çıkarmaktadırlar. Günümüzde emisyon regülasyonlarını karşılamak sadece silindir içerisinde değil, silindir içi yanma sonrasında egzoz hattı üzerinde egzoz arıtma/filtreleme (after-treatment) sistemleri (DPF,SCR,DOC vb..) sistemler kullanarak mümkün olabilir duruma gelmiştir.

Bu zorlu koşulları sağlamaya çalışırken önemli geliştirmelerden birisi de dizel püskürtme sistemleri üzerinde gerçekleştirilmiştir. Temel olarak, enjektör meme çaplarının küçültülmesi ve püskürtme basınçlarının arttırılması dizel motorların istenilen emisyon normlarında daha büyük güç üretmesini mümkün kılmıştır. Ancak bu modern enjektörlerin uzun süreli operasyonlarda özellikle depozit oluşumuna bağlı olarak motor güç çıkışını düşmesine neden olabileceği görülmüştür. Günümüzde modern motorlarında direkt püskürtmeli sistemler kullanıldığı göz önüne alındığında, karakteristik olarak enjektörlerdeki depozit oluşumlarının; yanmayı ve karışım teşkilini ve emisyon değerlerini olumsuz etkilediği, yakıt sarfiyatını arttırdığı ve motor güç çıkışını düşürdüğü bilinmektedir.

Araştırmacılar enjektör memelerinde depozit oluşumlarını irdeleyebilmek için; enjektör memesinin hidrolik akış karakteristiğini etkileyen temel parametreler olan; meme delik çapı, meme delik geometrisi, koniklik, meme delik girişi yuvarlatmaları, kavitasyon, meme uç sıcaklığı vb. özelliklerinin tek başına ya da birlikte kombinasyonlarının etkilerini inceleyen hem deneysel hem de simülasyon çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Meme geometrisi ile birlikte, meme uç sıcaklığı özellikle de termal yoğunlaşmaya sebep olan >300°C ve üzeri sıcaklıklar ve kirlilik nedeni ile yakıt kompozisyonunda bulunabilecek olan Zn vb. maddeler depozit oluşumunda hızlandırıcı etmenler olarak önemli bir yer tutmaktadır. [1-4]

Motor üreticileri, özellikle son yıllarda, meme dizaynında daha fazla püskürtme deliği ve dolayısı ile daha küçük delik çapları kullanma eğilimi göstermektedirler. Bu eğilim de motor üreticilerinin aynı performansı yakalayabilmek için daha yüksek Cd'li (Coefficient of discharge) enjektörler üretmesini zorunlu kılmaktadır. Daha yüksek Cd'li enjektör üretimi sağlayan meme püskürtme deliği geometrisindeki koniklik faktörü veya giriş yuvarlatmalarının arttırılması ise depozit oluşumuna daha yatkın bir meme yapısı ortaya koymaktadır. Tüm bu etkenler nedeni ile dizel enjektörlerinde depozit oluşumunun detayları her geçen gün ortaya çıkan yeni sınır şartları nedeni ile yeni bakış açılarından bakılarak

temellendirilmekte ve araştırılmaya devam edilmektedir. Dizel enjektörlerine ilişkin meme ve sprey geometrisi, kurumlaşma olgusu ve motor performans ilişkilerine dair örnek çalışmalar [5-10] da bulunabilir.

Bu çalışma kapsamında 4 farklı tipte delik geometrisine sahip enjektör memesi tasarlanıp üretilmiş ve üretim sonrası püskürtme hidrolik ölçümleri ve sprey fotoğraflamaları yapılmıştır. Bu aşamadan sonra memeler Yıldız Teknik Üniversitesi motorlar laboratuvarlarında 1.6 lt bir dizel motorunda belirlenmiş bir motor çevrimi doğrultusunda test edilmiştir. Motor testleri esnasında depozit/kurum oluşumunu hızlandırmak için 1 ppm Zn katkılı dizel yakıtı kullanılmıştır.

2. METOD

2.1. Test Enjektör Memeleri

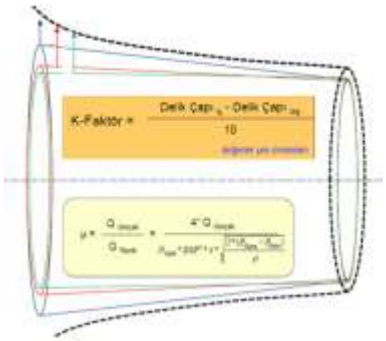
Araştırma kapsamında 4 farklı tipte enjektör meme delik geometrisi kullanılmıştır. Tüm enjektör memeleri için delik çıkış sayısı 8 dir ve delik çıkış çapları aynıdır. Kullanılan enjektör tipleri temel olarak meme deliğinin konikliği ve bu delik girişindeki yuvarlatma oranı cinsinden ifade edilmektedir. Koniklik değeri (k-faktör), meme deliğinin giriş ve çıkış çap değerlerine bağlı olarak oluşan konikliği ifade ederken yuvarlatma ise bir imalat prosesi yardımı ile delik girişinde yapılmış olan yuvarlatmayı, ilgili proses öncesi debi ve proses sonrası debi cinsinden ifade etmektedir. Bu doğrultuda kullanılan delik tiplerinin koniklikleri ve yuvarlatma oranlarına dair bilgi aşağıda verilmiştir. Koniklikleri önceden belirlenmiş olan tüm enjektörler aynı şartlar altında aynı debiyi püskürtebilene kadar yuvarlatma işlemine tabi tutulmuşlardır. Nihai olarak 4 farklı delik geometrisine sahip, aynı şartlar altında aynı debiyi püskürtebilen benzer akış verimliliğine sahip *(akış verimliliği farkları oldukça düşüktür-μ'nün standart sapması=0,019)* enjektörler üretilmiştir. Meme tiplerinin özellikleri Tablo 1'de verilmiş olup, konikliğin, akış verimliliği (μ)'nin Şekil 1'de verilmiştir. Yuvarlatma oranı formülü ise (1) no'lu formülde verilmiştir.

Çalışma matrisinin ve test maliyetlerinin optimize edilebilmesi için full faktöriyel bir deney matrisi yaklaşımı tercih edilmemiştir. Mevcut çalışma koşullarında Tip 1'in kurumlaşma direncinin düşük olduğu bilinmektedir. Tip 2 memenin ise kurumlaşma direncinin kısmen iyi olduğu bilinmekle birlikte üretim maliyeti daha yüksektir. Bu doğrultuda daha düşük maliyet ile üretilebileceği öngörülen Tip3 ve Tip 4 meme geometrileri tasarlanarak deney matrisine eklenmiş ve bir karşılaştırılma yapılması hedeflenmiştir. Tip 3 ve Tip 4 teki koniklik oranları aynı olup, aynı konikliğe sahip memelerde daha yüksek delik giriş yuvarlatma oranının etkisinin gözlemlenebilmesi için ise Tip 4 meme geometrisi dizayn edilmiştir.

Tablo 1. Enjektör tiplerinin özellikleri

Tipler	Koniklik ,k- faktör	Yuvarlatma Oranı (%)	μ
TİP 1	1,5	22%	0,86
TİP 2	3,5	15%	0,88
TİP 3	0,5	31%	0,84
TİP 4	0,5	43%	0,84

$$Yuvarlatma\ oranı = \frac{Proses\ Sonrası\ Debi - Proses\ Öncesi\ Debi}{Proses\ Öncesi\ Debi} \quad (1)$$



Şekil 1. Enjektör meme parametrelerinin açıklanması

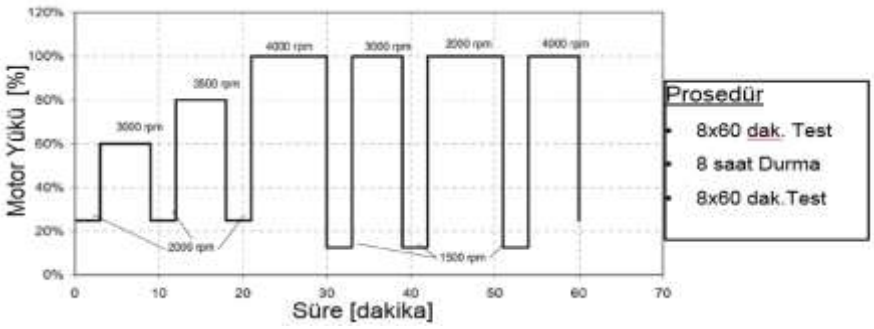
2.2. Test Sistemi ve Test Çevrimi

Testler Yıldız Teknik Üniversitesi Otomotiv Anabilim Dalı motorlar laboratuvarında bulunan 1.6 lt bir dizel motorunda gerçekleştirilmiştir. Test motorunun özellikleri Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. Test motorunun özellikleri

Motor hacmi	1,6 litre
Yakıt enjeksiyon Sistemi	Ortak hatlı yuksek basınçlı püskürtme sistemi (Common Rail)
Enjektör tipi	Solenoid (CRI2.16)
Maksimum psükürtme basıncı	1600 Bar
Motor maksimum torku	215 Nm @ 2000 d/d
Motor maksimum gücü	95 kW @ 3750 d/d

Motor test çevrimi olarak BOSCH tarafından geliştirilmiş olan kurumlaşma motor test çevrimi kullanılmıştır. Test çevriminin motor devir ve yük şartları Şekil 2'de verilmiştir. Testler esnasında toplam 1 saat süren çevrimin 29.dakikasında 100% yük-4000 d/d şartında ve 59.dakikasında 100% yük-4000 d/d şartında motorun ilgili performans verileri ölçülmüş ve kayıt edilmiştir. Test çevrimi art arda 8 kez tekrarlandıktan sonra motor 8 saat boyunca soğumaya bırakılmış ve akabinde test çevrimi tekrar 8 kez tekrarlanarak test tamamlanmıştır. Bu şekilde nihai olarak 8+8+8 olmak üzere bir test 24 saatte tamamlanmıştır.



Şekil 2. Test çevrimi

2.3. Test Modülleri

Üretilmiş olan enjektörler tasarlanan test modülleri çerçevesinde test edilmiştir. Test modüllerinde hangi silindire hangi enjektörlerin takıldığı aşağıda Tablo 3'te belirtilmiştir. Her bir test modülünün amacı aşağıda verilmiştir.

i) ***Modül 1 :*** Tekrarlı olarak kurumlaşma oranı tespiti
ii) ***Modül 2:*** Delik için depozit/kurum ve sprey geometrisi incelemeleri
   a. *Modül 2 - Test 1: Delik içi deposit inceleme testleri (destructive analysis)*
   b. *Modül 2 - Test 2: Sprey geometri inceleme testşeri (spray layout analysis)*
iii) ***Modül 3:*** Meme uç sıcaklıklarının değerlendirilmesi
iv) ***Modül 4:*** Enjektör+meme birlikte püskürtme karakteristiklerinin değerlendirilmesi

Tablo 3. Test modülleri

a)
Modül 1

TEST	S1	S2	S3	S4
1	TİP1	TİP1	TİP1	TİP1
2	TİP2	TİP2	TİP2	TİP2
3	TİP3	TİP3	TİP3	TİP3
4	TİP4	TİP4	TİP4	TİP4

b)
Modül 3

TEST	S1	S2	S3	S4
1	TİP1	TİP2	TİP3	TİP4
2	TİP4	TİP1	TİP2	TİP3
3	TİP3	TİP4	TİP1	TİP2
4	TİP2	TİP3	TİP4	TİP1

c)
Modül 2

TEST	S1	S2	S3	S4
1	TİP2	TİP3	TİP4	TİP1
2	TİP2	TİP3	TİP4	TİP2

d)
Modül 4

TEST	S1	S2	S3	S4
1	TİP1	TİP1	TİP1	TİP1
2	TİP2	TİP2	TİP2	TİP2
3	TİP3	TİP3	TİP3	TİP3
4	TİP4	TİP4	TİP4	TİP4

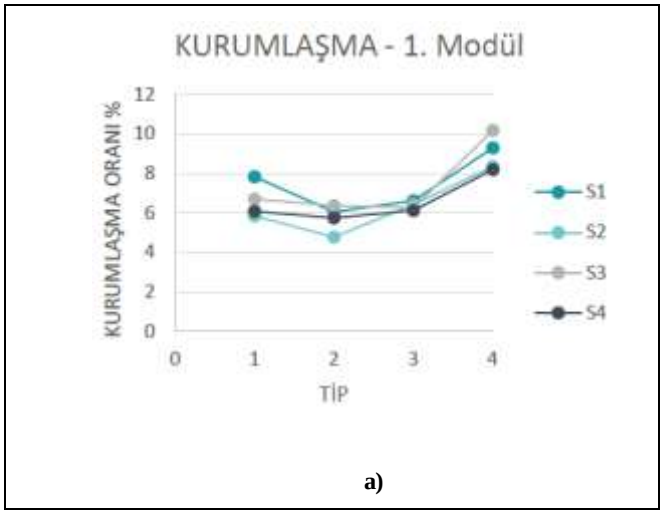
3. BULGULAR

Testlerin ardından elde edilmiş olan sonuçlar aşağıda verilmiştir.

3.1. Kurumlaşma oranı

Kurumlaşma oranı enjektörün aynı şartlar altında test öncesi ve sonrası püskürtebildiği miktar farkının ilk miktara yüzdesel (%) oranı şeklinde tanımlanmaktadır. Modül 1'de elde edilen kurumlaşma oranları ve ortalama kurum oranları Şekil 3. Te verilmiştir.

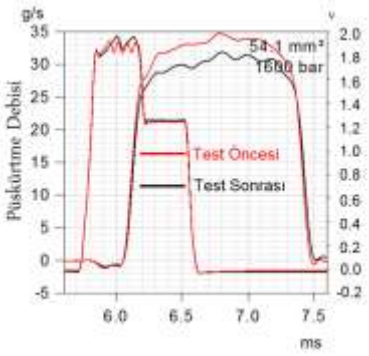
$$Kurumlaşma\ oranı = \frac{Kurumsuz\ Debi - Kurumlu\ Debi}{Kurumsuz\ Debi} x100 \quad (2)$$



Şekil 3. Kurumlaşma oranları (Modül 1 Testleri)

3.2. Kurumlaşma kaynaklı püskürtme debisi değişimi

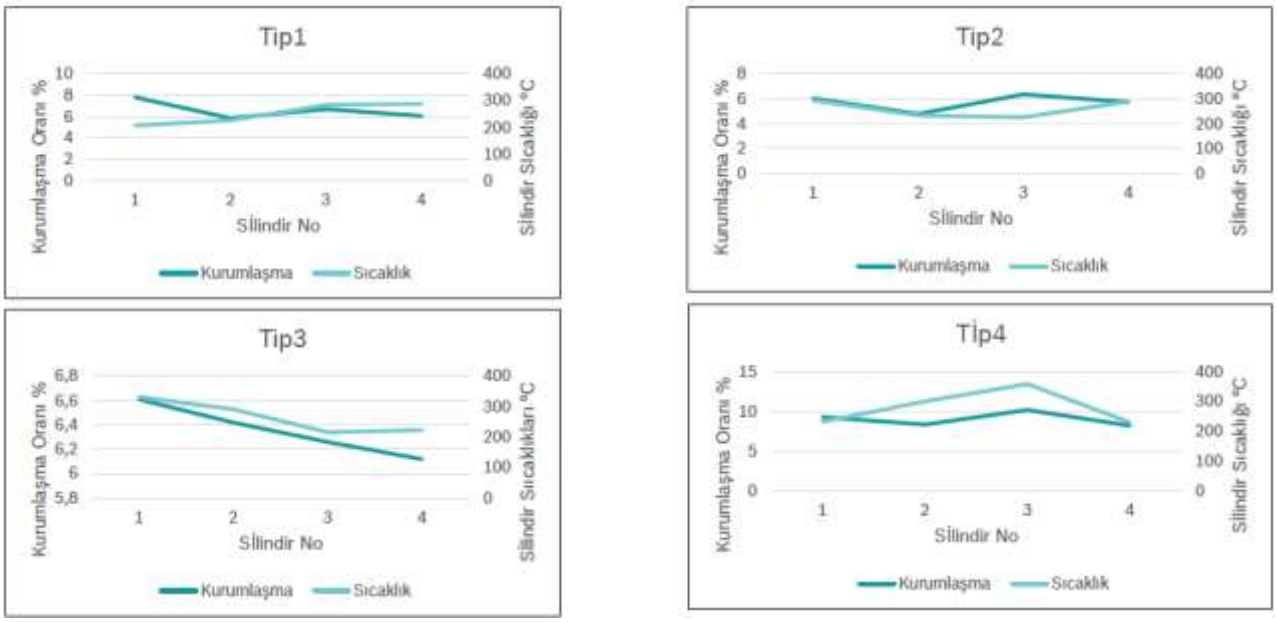
TİP 3 bir enjektör için, aynı enjektör voltaj karakteristiği altındaki hidrolik akış davranışı Şekil 4 te verilmiştir.



Şekil 4. Hidrolik testi püskürtme debi farklılaşması (TİP3)

3.3. Ölçülen meme sıcaklıkları – kurumlaşma ilişkisi

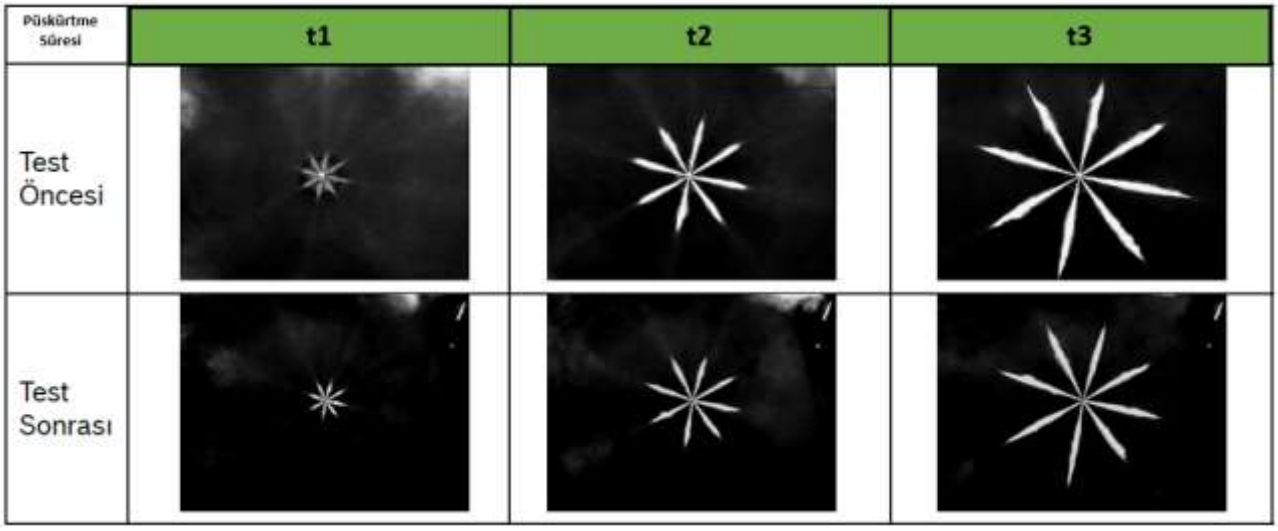
Kurumlaşma oranları ile Modül 3'te termo-enjektörler ile yapılan testlerde elde edilen ortalama meme sıcaklıkları arasındaki ilişkiler Şekil 5'te verilmiştir.



Şekil 5. Meme sıcaklıkları-Kurumlaşma oranları ilişkisi

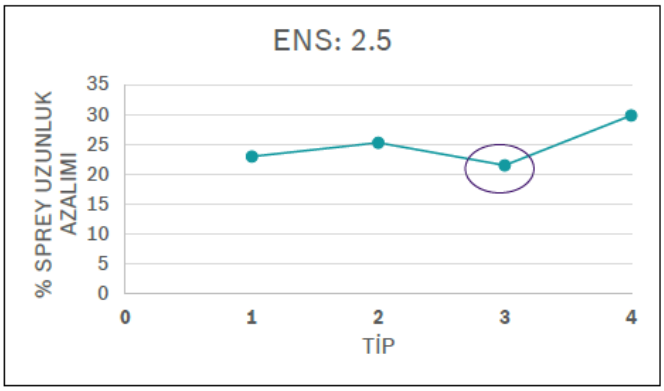
3.4. Sprey geometrisi çalışmaları

Test modüllerinin tamamlanmasının ardından tüm meme tipleri için ve 1600 bar basınçlarda püskürtme fotoğrafları çekilmiş olup ilgili sprey geometri karşılaştırmaları yapılmıştır. TİP 3' e ait test öncesi ve sonrası fotoğraf çekim örneği Şekil 6' da verilmiştir. "t" püskürtme başladıktan sonra geçen zamanı ifade etmektedir.



Şekil 6. Sprey fotoğraflaması (t3>t2>t1)

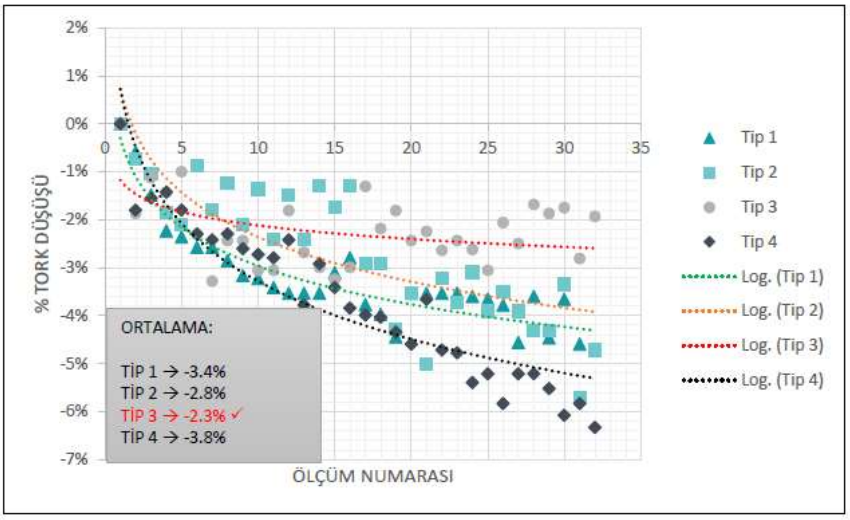
Yapılan sprey fotoğraflama çalışmaları daha sonra dijital ortama alınarak analiz edilmişlerdir. Bu çalışma neticesinde en az sprey uzunluk azalması ortalama olarak Tip 3'te gözlenmiş olup tüm tiplere ait sprey uzunluk azalım yüzdeleri Şekil 7'de verilmiştir.



Şekil 7. Sprey uzunluklarının % ortalama azalma oranları

3.5. Meme delik geometrisi- kurulaşma- motor performans ilişkisi.

Her bir meme tipi için gerçekleştirilen testler esnasında motor performans verileri kayıt edilmiş olup motor torkunun meme delik geometri tipine bağlı olarak değişimleri Şekil 8'de verilmiştir.



Şekil 8. Meme delik tiplerine bağlı olarak test çevrimi içerisindeki Tork düşüşü (Modül 1)

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan çalışma neticesinde elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde;

- Modül1'in kurumlaşma sonuçlarına göre TİP3, TİP1 ve TİP2 arasında bir davranış göstermektedir. (TİP4 > TİP1> TİP3> TİP2)
- Gerçekleştirilen hızlı kurumlaşma sonrası aynı voltaj karakteristiği altında enjektör hidrolik debileri karşılaştırıldığında kurumlaşmanın belirgin bir biçimde püskürtülen yakıt debisinde düşüşe yol açtığı gözlemlenmiştir
- Kurumlaşma oranları ve püskürtme miktarı düşüşleri ile silindir sıcaklıkları kıyaslandığında belirgin bir korelasyon yakalanmamıştır. Bu nedenle silindirler arası sıcaklık farklılıkları kurumlaşma davranışını ciddi ölçüde etkilemediği değerlendirilmiştir.

- Sprey geometrileri incelendiğinde, TİP3 tipinde sprey uzunluklarında daha az kısalma olduğu ölçülmüştür. Bu olgu kurumlaşmanın TİP3 tipinin sprey formunu daha az etkilemiş olduğu şeklinde değerlendirilmiştir.

- TİP3 tüm modüllerde en az tork düşüşü gösteren delik geometrisi olmuştur.

- Yuvarlatma prosesi ile kurumlaşma arasında kurulan ilişki delik girişlerinde yuvarlatmanın artması kurumlaşma miktarlarını arttırmakta, püskürtme miktarlarını düşürmekte, sprey uzunluklarını belirgin miktarlarda kısaltmakta ve motorun torkunda da bir düşüşe neden olduğu şeklinde değerlendirilmiştir.

- Tüm bu veriler ışığında çalışma sonuçları değerlendirildiğinde özellikle yakıt kaynaklı kurumlaşma probleminin ortaya çıkma olasılığının yüksek olduğu pazarlarda özellikle TİP 3 meme geometrisinin hem düşük maliyet hem de kurumlaşma direnci yüksek bir ürün olarak sunulabileceği değerlendirilmiştir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Tübitak TEYDEB 1501 kapsamında 3150777 no'lu proje kapsamında desteklenmiştir.

REFERANSLAR

[1] Tang, J., Pischinger S., Lamping, M., Körfer, T., Tatur, M., Tomazic, D. (2009), "Coking phenomena in nozzle orrifices of DI-Diesel engine", Society of Automotiv Engineers, SAE ,2009-01-0837

[2] Argueyroller, B., Dehoux, S., Gastaldi, P., Lysiane G., Levy, F., Michel, A., Passerel. D., V.R. (2007), "Influence of injector nozzle design and cavitation on coking phnemenon", Society of Automotiv Engineers, SAE ,2007-01-1896

[3] Ikemoto, M., Omae, K., Nakai, K., Ueda, R., Kakehashi, N., Sunami, K., (2011) "Injection nozzle coking mechanism in common rail diesel engine", Society of Automotiv Engineers, SAE , 2011-01-1818

[4] Birgel, A., Laddommatos, N., Aleiferis, P., Zülch, S., Milanovic, N., Lafon, V., Orlovic, A., Lacey, P. Richards, P. (2008) "Deposit formation in holes of diesel injector nozzles: A critical Review", Society of Automotiv Engineers, SAE , 2008-01-2383

[5] Brusiani, F., Falfari, S., Pelloni, P. (2014), "Influence of the Diesel injector hole geometry on the flow conditions emerging from the nozzle" , Energy Procedia, Vol.45, pg 749-758

[6] Mendoza, MC., Zhang, Q., Alan, CH., Reid, JF, (2001), "Injector Nozzle Coking With Oxygenated Diesel", Society of Automotiv Engineers, SAE ,2001-01-2016

[7] Montanaro, A., Allocca, L., (2013), "Impact of the Nozzle Coking on Spray Formation for Diesel Injectors", Society of Automotiv Engineers, SAE,2013-01-2546

[8] Risberg, PA., Adlercreutz L., Aguilera, MG., Johansson T., Stensiö, L., Angstrom, HE., (2013), "Development of a Heavy Duty Nozzle Coking Test", Society of Automotiv Engineers, SAE ,2013-01-2674

[9] Mancaruso, E., Sequino, L., Vaglieco, BM., Ciaravino, C., (2013), "Coking Effect of Different FN Nozzles on
[10] Injection and Combustion in an Optically Accessible Engine", Society of Automotiv Engineers, SAE ,2013-01-2674

[11] Napolitano, P., Guido, C., Beatrice, C., Ciaravino, C., (2013), "Analysis of Nozzle Coking Impact on Emissions and Performance of a Euro5 Automotive Diesel Engine", Society of Automotiv Engineers, SAE ,2013-01-2674

DİRENÇ PUNTA KAYNAK ROBOTLARINDA KSR VE IQR (ADAPTİF PUNTA) MODUN SPOT PUNTA PERFORMANSININ KARŞILAŞTIRILMASI

Mustafa YAZAR[1], Milat KUL[1], Eyüp Mutlu[1], Samet BALKAN[1], Erhan KUL[1], Melih ÇAYLAK[1], Ali Kemal ALP[1], Yusuf KAYALI [2], Şükrü TALAŞ[2]

[1] Şahinkul Makina ve Yedek Parça San. Tic. A.Ş, Bursa
[2] Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Metalurji ve Malzeme Mühendisliği Bölümü, Afyonkarahisar
e-posta: yazatmustafa08@gmail.com (*sorumlu yazar)
ID: https://orcid.org/0000-0001-9927-3268

ÖZET

Bu çalışmada, MFDC trafolu direnç punta kaynak robotlarında akım değeri ve kaynak zamanı parametrelerinin KSR ve IQR (adaptif punta) modun punta çekirdek çapına ve punta göçertmesine etkisi incelenecektir. Direnç punta kaynak robotlarında çevrim süresini düşürmek için KSR ve IQR (adaptif punta) mod da optimum parametreler belirlenecektir. Burada yapılan çalışma ile otomotiv ana sanayinin isteklerine hızlı reaksiyon göstermek amaçlanmıştır. Proje aşamasında doğru parametrelerle çalışarak emek, zaman ve maliyet minimuma indirmeye çalışılmıştır. Sac Saca punta operasyonunda bir adet punta atmak için harcanan sürenin düşük olması karlılık oranını arttıracaktır, seri üretim şartlarında parça üretimi denemesi yapılarak ana sanayinin şartnamelerle belirlediği kalitede spot punta görselliği, çekirdek çapı ölçüsü ve göçertme derinliğini sağlamak amaçlanmıştır. Referans sac kalınlığı, punta elektrod tipi ve kuvvet sabit tutulmuş olup belirleyeceğimiz akım ve kaynak zamanı değerlerinin KSR ve IQR (adaptif punta) mod da seri üretim şartlarında direnç punta kaynak robotlarında spot punta kaynağı yapılarak parçalar tahribatsız muayene testine tabi tutulacaktır. Spot puntaların göçertme derinliği ve çekirdek çapları ölçülecektir. Ayrıca konu ile ilgili literatürde ilgili makaleye rastlanılmamıştır. Yapılan çalışma ile servo motorlu direnç punta kaynak robotlarında operasyon süresinin minimuma düşürülmesi amaçlanmıştır.

Anahtar kelimeler: Punta kaynağı; Akım değeri; Kaynak zamanı; Punta çekirdek çapı

COMPARİSON OF SPOT TAİL PERFORMANCE OF KSR AND IQR (ADAPTİVE TAİLSTOCK) MODE İN RESİSTANCE SPOT WELDİNG ROBOTS

ABSTRACT

In this study, the effect of current value and welding time parameters on spot core diameter and spot breakdown of KSR and IQR (adaptive tailstock) mode in MFDC transformer resistance spot welding robots will be examined. Optimum parameters will be determined in KSR and IQR (adaptive tailstock) mode to reduce cycle time in resistance spot welding robots. The aim of this study is to react quickly to the demands of the automotive industry. At the project stage, we tried to minimize labor, time and cost by working with the right parameters. It is aimed to provide spot spot visualization, core diameter measurement and breakdown depth in the quality determined by the main industry with the specifications by making parts production under mass production conditions. The reference sheet thickness, spot electrode type and force are kept constant and the spot and spot welding of the current and welding time values of KSR and IQR (adaptive tailstock) mode will be subjected to non-destructive testing. Depth depth and core diameters of spot tailstock shall be measured. In addition, no relevant articles were found in the literature. With this study, it is aimed to reduce the operation time to a minimum in resistance spot welding robots with servo motors.

Keywords: Spot welding; Current value; Welding time; Spot core diameter

1. GİRİŞ

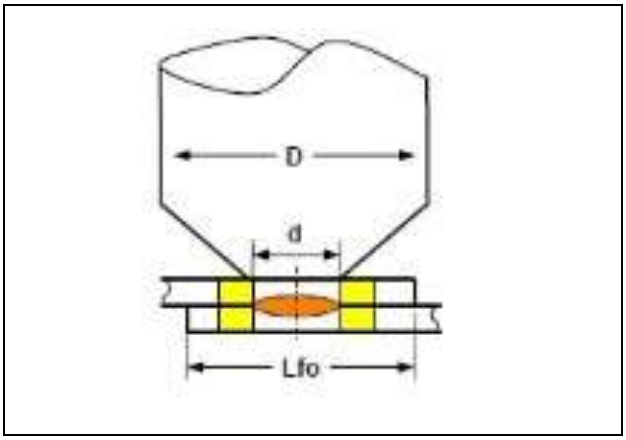
Direnç punta kaynağı günümüzde birçok endüstri alanında yaygın olarak kullanılan, sac saca birleştirmede bir veya daha fazla nokta ile birleştirilmesini sağlayan en eski kaynak tekniklerinden birisidir. Özellikle otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılan bu kaynak tekniğinde kaynak işlemini etkileyen parametreleri sıralayacak olursak akım değeri, kaynak zamanı ve kuvvettir. Bu değerler ile istenen çekirdek çapının ortaya çıkarılması amaçlanmaktadır. Otomotiv ana sanayi sac kalınlığına göre istediği çekirdek çapını şartnamelerle belirtmektedir.

Otomotiv ana sanayinde ve bunlara bağlı alt kuruluşlarında kullanılan punta kaynak robotları AC ve MFDC trafolu punta kaynak robotları mevcuttur. Servo motor sistemli kaynak makineleri tercih edilmektedir (Buchanan,2003). Bu ikisi arasındaki fark ise AC trafolu kaynak robotlarının elektrik frekansı 50 Hz, MFDC trafolu kaynak robotlarının elektrik frekansı 1000 Hz olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmamızda MFDC trafolu Hyundai marka punta robotu kullanılmıştır. Çok farklı robot kol üreten marka olması rağmen çalışma prensipleri ise aynıdır. Farklı robot kollarından örnek vermek gerekirse ABB marka robotlarda Bos6000 programı kullanılmakla birlikte belirleyeceğimiz parametreler MFDC doğru akım trafolu kaynak robotlarında aynıdır. Direnç kaynaklarında elektrod kuvveti, akım, direnç, zaman punta kaynak parametreleridir. Elektrik nokta direnç kaynağında ısı girdisi veya enerjisi (Q, Joule), kaynak akımı (I, Amper), direnç (R, ohm) ve t (sn) kaynak zamanına bağlıdır. (Zhang ve Senkara,2006). Elektrod baskı kuvveti, yüzey elektrik direnci ile direk bağlantıldır. Elektrod geometrisi ve parça yüzey durumu, yüzey direncini ve elektrod kuvvetini etkilemektedir. Yüzey direnci ve elektrod kuvveti arasında ters bir orantı vardır (Babu ve ark.,2001).

Punta kaynak optimizasyonunda işlem sırası, kaynak zamanı sabit tutularak 3 farklı akım değeri ve akım değeri sabit tutularak 3 farklı kaynak zamanı değeri verilerek KSR ve IQR modda spot punta operasyonu gerçekleştirilecektir. Test sonuçları için tahribatsız muayene ve tam tahribatlı muayene ile çekirdek çapı ölçümü yapılarak akım ve kaynak zamanı değerlerinin 2 mod da çekirdek çapına etkisi incelenmiştir (Anastassiou ve ark.,1990).

2. MATERYAL VE METOD

Bu çalışmada kullanılan FEE 340 F 7,5/2S çeliğinin referans saç kalınlığı, 1,1 mm olarak alınmıştır. KSR mod robota verilen değerler ile kaynak işlemi gerçekleştirirken, IQR mod ile robot verilen kaynak değerlerini kendine göre ayarlamaktadır akımı ve kaynak zamanını artırıp veya azaltmaktadır bu mod ile adaptif punta aktif olarak çalışır. Robotta kullanılacak olan elektrod OEM şartnameleri ile belirtilmiş olup bu çalışmada CuCrZr içerikli standart FORM G tipi elektrodu kullanılmıştır.



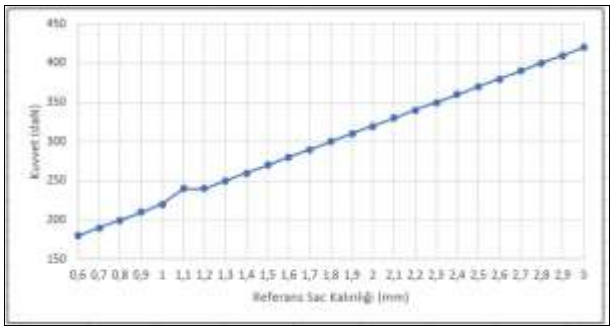
Şekil 1. Çalışmada kullanılan elektrod görseli.

KSR modunda yapılan kaynak zamanı sabit tutularak 7 kA, 9 kA, 11 kA ana akım kaynak değerleri ile spot punta kaynağı yapılmıştır. Testimizde ön akım ve son akım, ana akım değeriyle aynı olacak şekilde verilmiştir. IQR modunda ise, akım değeri punta optimizasyonunda kaynak zamanı sabit olup 6.20 kA, 8.20 kA, 10.20 kA akım kaynak değerleri ile puntalama operasyonları gerçekleştirilmiştir. Ultrasonik ölçüm ile çap 4,5 prob kullanılarak tahribatsız ölçüm yapılmıştır.

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Punta Kuvvet Değerinin Belirlenmesi

Şekil 2' de verildiği gibi, Referans sac kalınlığı 1,1 mm için punta kuvvet değerimiz 240 daN olarak alınmıştır.



Şekil 2. Referans sac kalınlığına göre kuvvet değeri seçimi.

3.2.KSR VE IQR Mod ile Akım Değeri Punta Optimizasyonu

Akım değeri optimizasyonunu gerçekleştirerek tahribatsız muaye yöntemiyle UltraLOG programı yardımı ile spot punta çekirdek çapı, spot punta göçertme derinliği kontrolü yapılır. 1,1 mm sac kalınlığında ultrasonik ölçümde istenen çekirdek çapı minimum 4,5 mm olmakla birlikte göçertme derinliğinin ise saç kalınlığı referans alınarak minimum %5 ve maksimum %30 olması istenir.

3.2.1. KSR Mod ile Akım Değeri Punta Optimizasyonu

KSR mod ile yapılan punta optimizasyonu çalışmasında kontrol kullanıcıdadır ve robot akım değerini ve kaynak zamanını artırıp veya düşüremez bu nedenle adaptif punta aktif değildir. Kaynak zamanı sabit tutularak 7 kA, 9 kA, 11 kA ana akım kaynak değerleri ile spot punta kaynağı yapılmıştır. Testimizde ön akım ve son akım, ana akım değeriyle aynı olacak şekilde verilmiştir.

Çizelge 1. KSR mod ile akım değeri punta optimizasyonu değerleri.

Spot	Ana Akım (kA)	Ön Akım ve Son Akım (kA)	Kaynak Zamanı (ms)	İmpuls
Spot 43	7 kA	7 kA	1100 ms	2
Spot 44	11 kA	11 kA	1100 ms	2
Spot 45	9 kA	9 kA	1100 ms	2

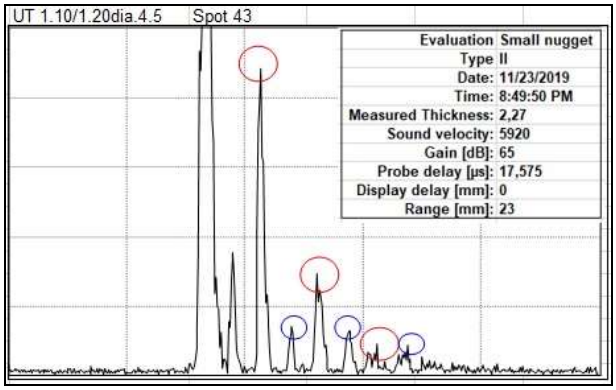
Çizelge 1 de görüleceği üzere spot noktalarımıza gerekli akım değerleri verilerek robot punta operasyonu gerçekleştirmiştir. Şekil 3'de spot noktalarını görmekle birlikte gözle muayenede spot 43'te beyazlama olduğu görülmekte bu da çekirdek çapının küçük olduğu izlenimi oluşturmaktadır. Spot 44 göçerme derinliğinin fazla olduğu kaynak havuzunun punta operasyonu sırasında taşma eğilimi gösterdiği görülmektedir. Spot 45'te ise punta görseli göz kontrolüne göre uygundur.



Şekil 3. KSR mod ile test edilen spot punta görseli.

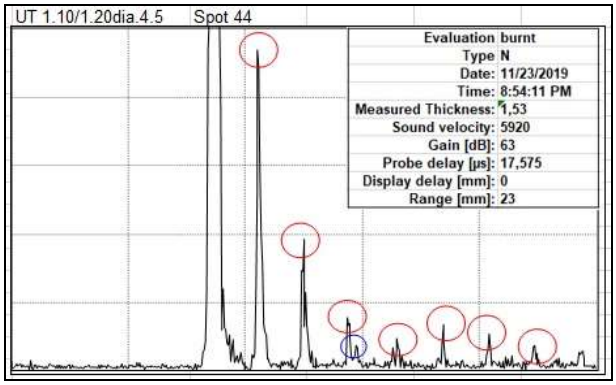
3.2.1.1 KSR Mod ile Tahribatsız Muayene Test Sonuçları

Ultrasonik ölçümde (Şekil 4) UltraLOG programı yardımı ile çap 4,5 prob ile testlerimiz gerçekleştirilmiştir.



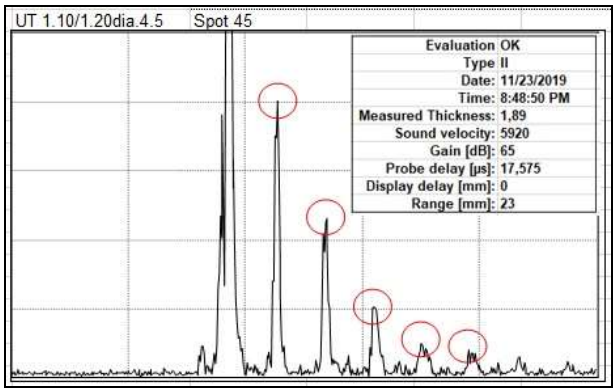
Şekil 4. Spot 43 ölçüm raporu.

Spot 43 test sonucunda 7 kA akım değerinin yetmediği istenen çekirdek çapının oluşmadığı rapor sonucunda görülmektedir.



Şekil 5. Spot 44 ölçüm raporu.

Şekil 5 de verilen spot 44 test sonucunda 11 kA akım değerinin yüksek geldiği ve spot puntada göçertmenin %30 dan fazla olduğu rapor sonucunda görülmektedir buna karşın Şekil 6'daki Spot 45 test sonucuna göre ise 9 kA akım değerinin uygun parametre olduğu rapor sonucunda görülmektedir.



Şekil 6. Spot 45 ölçüm raporu.

3.2.2. IQR Mod ile Akım Değeri Punta Optimizasyonu

IQR Mod ile yapacağımız akım değeri punta optimizasyonunda kaynak zamanı sabit olup 6.20 kA, 8.20 kA, 10.20 kA akım kaynak değerleri ile puntalama operasyonları gerçekleştirilmiştir. Testimizde IQR modun özelliği adaptif punta

aktif olarak çalışmasıdır. Bizim verdiğimiz akım değerini ve kaynak zamanını artıracaktır. IQR mod spot punta kontrolünü robota vermektedir.

Çizelge 2. IQR mod ile akım değeri punta optimizasyonu değerleri.

Spot	Akım (kA)	Kaynak Zamanı (ms)	IQR Akım (kA)	IQR Kaynak Zamanı (ms)
Spot 43	6,2 kA	800 ms	8,08 kA	920 ms
Spot 44	10,2 kA	800 ms	12,97 kA	880 ms
Spot 45	8,2 kA	800 ms	10,59 kA	910 ms

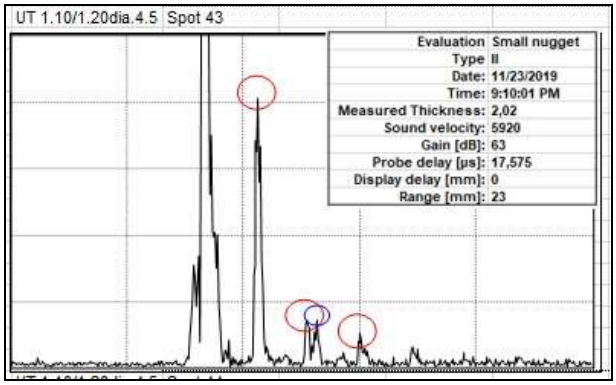


Şekil 7. IQR mod ile test edilen spot punta görseli.

Çizelge 2 de görüldüğü gibi verdiğimiz akım değerini ve kaynak zamanını IQR mod adaptif punta özelliği olduğu için değerleri artırmıştır. Gözle muayenede KSR mod ile aynı sonuçlar görülmektedir.

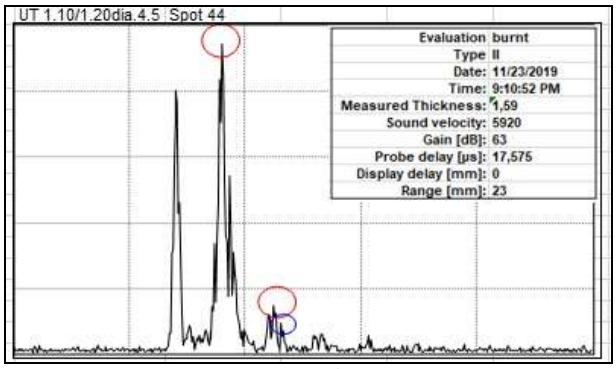
3.2.2.1 IQR Mod ile Tahribatsız Muayene Test Sonuçları

Şekil 8-10'da Ultrasonik ölçümde UltraLOG programı yardımı ile çap 4,5 prob ile testlerimiz gerçekleştirilmiştir.



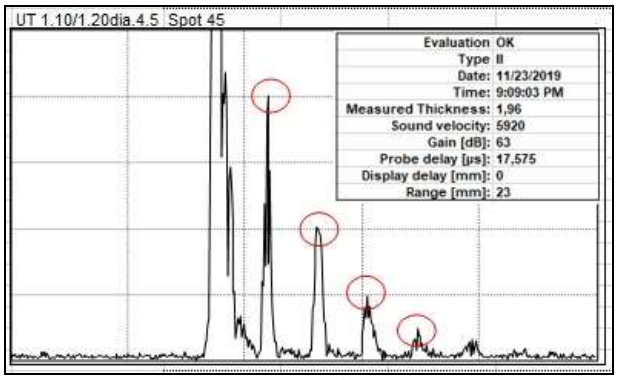
Şekil 8. Spot 43 ölçüm raporu.

Şekil 8'deki Spot 43 test sonucunda 6,2 kA akım değerini adaptiv punta özeliği ile 8,08 kA artırdığı kaynak zamanı 800 ms de 920 ms yükselttiği görülmüştür istenen çekirdek çapının oluşmadığı rapor sonucunda görülmektedir.



Şekil 9. Spot 44 ölçüm raporu.

Şekil 9'daki Spot 44 test sonucunda 10,2 kA akım değerini 12,97 kA'a çıkmış olup kaynak zamanı 800 ms den 880 ms yükselmiş olduğu görülmüştür. Spot puntada göçertmenin %30 dan fazla olduğu rapor sonucunda görülmektedir.



Şekil 10. Spot 45 ölçüm raporu.

Şekil 10'daki Spot 45 test sonucunda ise 8,2 kA akım değeri 10,59 kA'a artmış olup kaynak zamanı 800 ms den 910 ms yükselmiştir. Spot punta parametresinin uygun olduğu rapor sonucunda görülmektedir.

3.3. KSR ve IQR Mod ile Kaynak Zamanı Punta Optimizasyonu

Akım değeri sabit tutularak KSR ve IQR mod ile farklı kaynak zamanları verilerek spot punta operasyonuna etkisi incelenmiştir.

3.3.1. KSR Mod ile Kaynak Zamanı Punta Optimizasyonu

Akım değeri sabit tutularak 600 ms, 1800 ms, 1100 ms kaynak zamanı değeri verilerek spot punta operasyonu gerçekleştirilecektir. Ön akım ve son akım ana akım değeri ile aynı olacak şekilde verilmiştir.

Çizelge 3. KSR mod ile kaynak zamanı punta optimizasyonu değerleri.

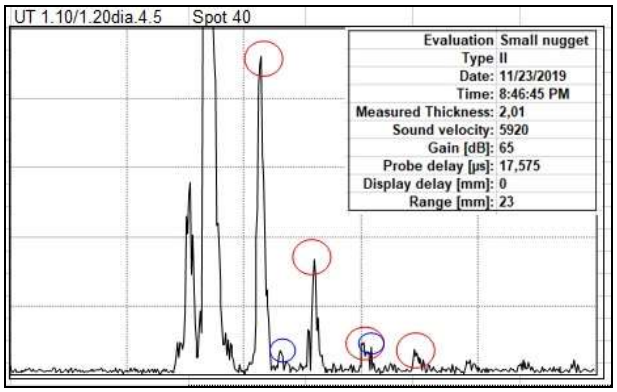
Spot	Ana Akım (kA)	Ön Akım ve Son Akım (kA)	Kaynak Zamanı (ms)
Spot 40	9 kA	9 kA	600 ms
Spot 41	9 kA	9 kA	1800 ms
Spot 42	9 kA	9 kA	1100 ms



Şekil 11. KSR mod ile test edilen punta görseli.

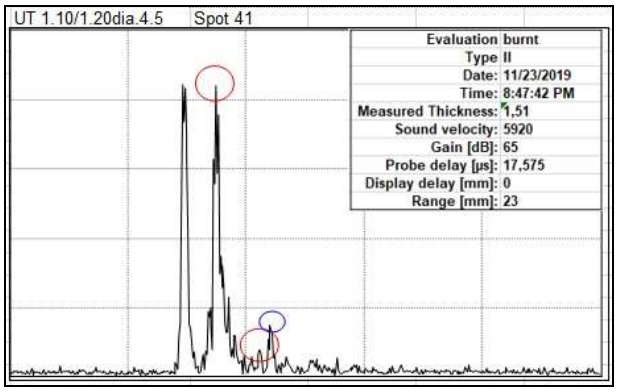
3.3.1.1 KSR Mod ile Tahribatsız Muayene Test Sonuçları

Ultrasonik ölçümde UltraLOG programı yardımı ile çap 4,5 prob ile testlerimiz gerçekleştirilmiştir.



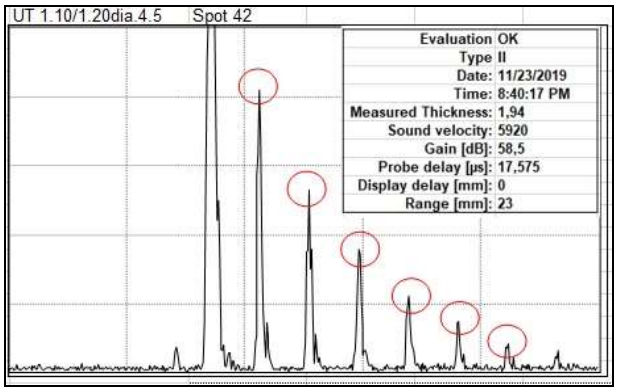
Şekil 12. Spot 40 ölçüm raporu.

Spot 40 test sonucunda 600 ms kaynak zamanı değerinin yetmediği, istenen çekirdek çapının oluşmadığı rapor sonucunda görülmektedir.



Şekil 13. Spot 41 ölçüm raporu.

Spot 41 test sonucunda 1800 ms kaynak zamanı değerinin yüksek geldi spot puntada göçertmenin %30 dan fazla olduğu rapor sonucunda görülmektedir.



Şekil 14. Spot 42 ölçüm raporu.

Şekil 14' de verilen Spot 42 test sonucunda 1100 ms kaynak zamanı değerinin uygun parametre olduğu rapor sonucunda görülmektedir.

3.3.2. IQR Mod ile Kaynak Zamanı Punta Optimizasyonu

IQR Mod ile yapacağımız kaynak zamanı değeri punta optimizasyonunda akım değeri sabit olup 400 ms, 1200 ms, 800 ms kaynak zamanı değerleri ile puntalama operasyonları gerçekleştirilmiştir. Testimizde IQR modun özelliği adaptif punta aktif olarak çalışmasıdır ve verilecek olan akım değerini ve kaynak zamanını artıracaktır.

Çizelge 4. IQR mod ile kaynak zamanı punta optimizasyonu değerleri.

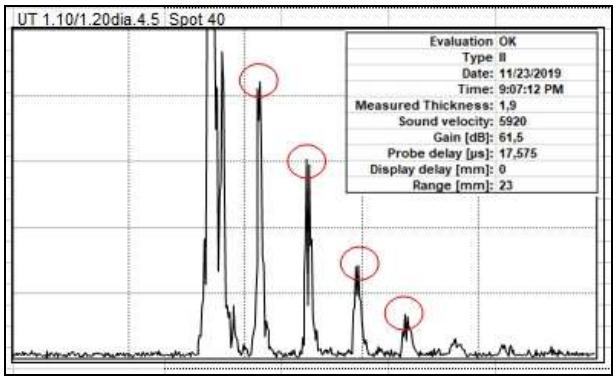
Spot	Akım (kA)	Kaynak Zamanı (ms)	IQR Akım (kA)	IQR Kaynak Zamanı (ms)
Spot 40	8,2 kA	400 ms	10,53 kA	490 ms
Spot 41	8,2 kA	1200 ms	10,61 kA	1280 ms
Spot 42	8,2 kA	800 ms	10,59 kA	910 ms



Şekil 15. IQR mod ile test edilen punta görseli.

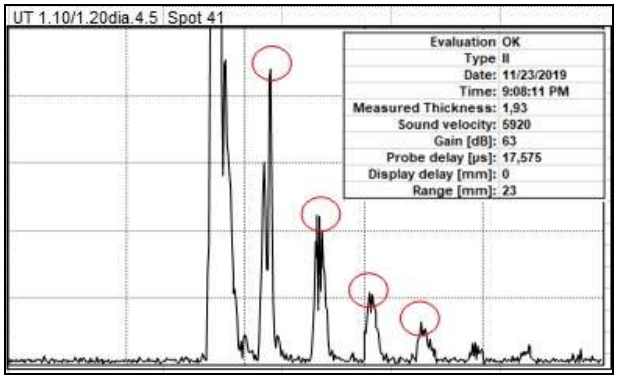
3.3.2.1 IQR Mod ile Tahribatsız Muayene Test Sonuçları

Şekil 16-18'de ultrasonik ölçümde UltraLOG programı yardımı ile çap 4,5 prob ile test sonuçları verilmiştir.



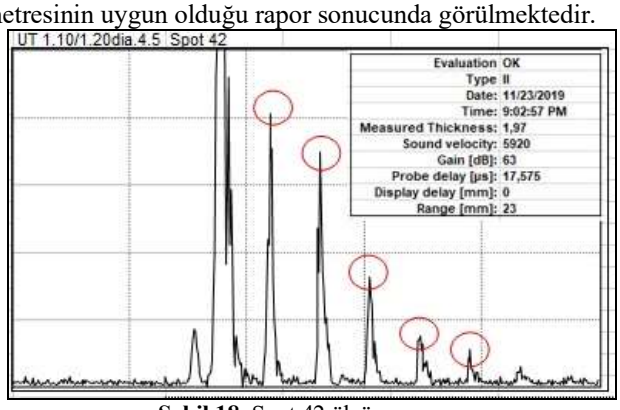
Şekil 16. Spot 40 ölçüm raporu.

Şekil 16' da verilen Spot 40 test sonucunda 8,2 kA akım değerinin adaptiv punta özeliği ile 10,53 kA' çıktığı ve kaynak zamanında 400 ms de 490 ms yükseldiği görülmüştür. Spot punta parametresinin uygun olduğu rapor sonucunda görülmektedir.



Şekil 17. Spot 41 ölçüm raporu.

Şekil 17'deki Spot 41 test sonucunda 8,2 kA akım değeri 10,61 kA'a çıkmış olup kaynak zamanı 1200 ms den 1280 ms yükselmiştir. Spot punta parametresinin uygun olduğu rapor sonucunda görülmektedir.



Şekil 18. Spot 42 ölçüm raporu.

Şekil 18'deki Spot 42 test sonucunda 8,2 kA akım değeri 10,59 kA'e artırmış olup kaynak zamanı 800 ms den 910 ms yükselmiştir. Spot punta parametresinin uygun olduğu rapor sonucunda görülmektedir.

KSR ve IQR mod ile yapılan test sonuçlarına (Spot 45'e göre) punta operasyonu süresinin IQR mod da 910 ms ile gerçekleştiği, KSR mod da ise 1100 ms gerçekleştiği görülmektedir. IQR mod da spot punta operasyon süresinin %17 daha avantajlı olduğu tespit edilmiştir.

Yaptığımız kaynak zamanı punta optimizsayonu çalışmasında IQR modun akım değerini artırarak uygun çekirdek çapı ve göçertme derinliği sağladığı görülmüştür.

4. SONUÇ

Yapılan çalışmada punta kaynağı özel proses olduğu için malzemenin fiziksel, kimyasal özellikleri farklı olabilir bu yüzden seri üretim şartlarında takibi yapılmalıdır. Robot punta esnasında çapak atması minimum olmalıdır çalışan güvenliği ve ekipmanların yapışan çapakla deformasyona uğramasının önüne geçilmelidir. Kısaca çalışmanın sonuçları aşağıda özetlenmiştir:

- İstenen görsellikte punta elde edilmiştir.
- Puntalama esnasında çapak oluşumu minimum düzeydedir.
- Çapak atan punta noktaları incelendiğinde saclar arası kopyalama probleminden kaynaklandığı tespit edilmiş olup çekirdek çapına etkisi yoktur.
- Optimum parametre değerleriyle çalışmada enerji maliyetinin düşük olduğu tespit edilmiştir.
- IQR mod da spot punta operasyon süresinin %17 daha avantajlı olduğu tespit edilmiştir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma, Bursa Şahinkul Makina AR-GE merkezi tarafından öz kaynaklı AR-GE_2019_013/2000030000 proje numarası ile desteklenmiştir. Teknik destek için İkram Kanat'a teşekkürler.

KAYNAKLAR

[1] Anastassiou, M., Babit, M., Lebrun, J.L., (1990). Residual stress and microstructure distribution in spot welded steel sheets. Relation with fatigue behaviour, *Materials Science and Engineering A*, 125, 141-156.

[2] Babu, S., Santella, M., Feng, Z., Riemer, B., Cohron, J., 2001. Empirical model of effects of pressure and temperature on electrical contact resistance of metal, Science and Technology of Welding and Joining, Vol. 6, No. 3, 126-132

[3] Buchanan, G., 2003**.** Resistance Welding Manual", RWMA, Fourth Edition, Bridgeport, NJ. U.S.

[4] Zhang, H., Senkara, J., 2006**.** Resistance welding: fundamentals and application, 1st Edition, Taylor & Francis Group, 105

FRICTION PROPERTIES OF PLASMA SPRAY COATED DISCS FOR REGENERATIVE BRAKE SYSTEMS

[1]Recep Akyüz, [2]Ekrem Altuncu, [3]Ozan Demirdalmış

[1]Tofaş Turkish Automobile Company, R&D Center, Brake Systems, Bursa-Turkey
[2]Sakarya University, App. Sci. Materials and Manufacturing Tec. App.& Research Center- SUMAR, Sakarya-Turkey
[3]Kale Balata, R&D Center, Gebze-Turkey

ABSTRACT

The change of friction coefficient in brake discs plays the most important key role for braking performance. Typically, increased friction between the brake disc and pad and increased temperatures can cause a decrease in the friction coefficient on the disc surface and a weakening of the braking ability. Especially increasing temperatures cause deterioration of the pad structure. If sufficient cooling does not occur, the friction coefficient has the risk of falling below the critical value. Two important issues emerge in this process: disc life and control of the friction coefficient. European brake disc manufacturers are interested in minimum brake dust, minimum energy loss and longest disc life within the scope of international environmental and health-based contracts. In this direction, both the increase in electric vehicle production and the mandatory transition to environmentally and energy-friendly technologies have increased the tendency for coated brake discs with a long service life. Regenerative braking system is new braking technology that converts your vehicle's kinetic energy into electricity to recharge its battery and increase energy efficiency. The high wear and corrosion that brake discs are exposed to can lead to the generation of fine particles during braking, which can be hazardous to health and the environment. This has led to stricter legal restrictions for next generation electricity vehicles. For this reason, different surface treatment technologies are emphasized on brake discs, but thermal spray methods stand out among other methods. As an alternative to disk coating trials, which started with hvof technology, plasma spray coatings stand out in terms of process cost. In this study, friction properties of alumina-titania coated gray cast iron disc by plasma spray method were investigated under dynamometer test conditions. Disc-pad interface properties were examined according to different braking numbers and temperature conditions. As a result of experimental studies, it has been observed that ceramic coated discs can be used in BEV vehicles and provide desired frictional properties.

Keywords: Brake disc, Plasma spray, Ceramic Coating, Friction

1. INTRODUCTION

Brakes are one of the most important safety components of vehicles. The brake system must be reliable and display unchanging action throughout its use, as it guards the health and life of many people. Braking is achieved by the frictional resistance between the moving disc and the opposite pad or friction surface. Properly matched friction pair, a disc and brake pad (in disc brakes), have a great impact on these factors. In most cases, the disc is made of cost effective grey cast iron. The brake pads are far more complex components. New mixtures make it possible to develop pad materials with various compositions and different ratios. Many researches show that friction pair factors have an impact on the coefficient of friction, pad wear and brake disc's safety service life. Required materials for brake features can be listed as follows:

- Friction material (pad) has high coefficient of friction and must be able to maintain it at different temperatures.
- It should have a low wear rate.
- It should have high thermal resistance.
- It should have high heat transmission capacity.
- The coefficient of thermal expansion should be low.
- It must have sufficient compressive strength.
- It should resist moisture and corrosive environment.

Coating or surface treatments are an inevitable need for new generation brake discs. Disc coatings improve disc life and brake performance. Various metallic and non-metallic coatings have been applied and tested on the disc in many

experimental research studies [1-6]. If the disc is coated, the disc surface properties and thermal properties change. This also affects the friction properties and performance of the pad material. Therefore the use of coated discs and compatible pad material will be mandatory in the future. Brake disc manufacturers are looking for an economical and high deposition rate method and material in line with legal requirements. Disc coating methods include HVOF, plasma, PEO, PTA hard chrome plating, hardfacing, laser deposition. The methods are grouped into two categories, namely (i) non-thermal processes and (ii) thermal processes. Each of these methods has advantages and disadvantages relative to each other. Nowadays, thermal spray methods have started to find widespread use in the automotive industry. Thermal spray is a family of thick coating methods that can deposit metallic, intermetallic or non-metallic layers on many mechanical components. Wide choice of coating materials allows thermal spray coating methods to be used as an important surface coating technology to protect a wide variety of automotive parts from corrosion, wear and high temperature effects. The names of thermal spray coating methods vary depending on the spray rate and the process temperature. Thermal spray processes such as atmospheric plasma spray (APS) and high velocity oxy-fuel (HVOF) have already been applied on various automotive engine, suspension and steering, as well as transmission parts. Over the years, several APS and HVOF coatings have been considered for automotive brake disc applications to increase the wear and corrosion resistance of the disc material. APS coatings have already been in use in the automotive industry to improve the friction and wear properties of piston rings, cylinder blocks, and various other passenger vehicle parts [6-9]. Despite its high potential and widespread industrial acceptance, there are only a limited works on APS coated brake disc. In this study, frictional properties of brake disc which is coated by plasma spray method were investigated under dynamometer test conditions. Disc-pad interface properties were evaluated according to different braking numbers and temperature conditions.

2. EXPERIMENTAL

The oxide based ceramic coatings were deposited using plasma spray method by F4Mb gun (Figure 1). Al_2O_3- TiO_2 based powders (-45+22 μm) were used as disc coating material. The main reason for choosing an Alumina-Titania-based material as a disc coating material is its resistance to corrosion, wear and heat resistance. Coatings were sprayed on the disc material with different spray parameters. Process optimization is required in experimental studies with plasma spray. In this study, an experiment plan was created with the taguchi experimental design. Experimental designs reveal the relationship between process variables and properties with less experimentation.

The feedstock powders were deposited GG20 cast iron substrate with coating thickness range of 100-650 μm. Before the coating deposition, the cast iron substrate was grit blasted using 80 grit size pure alumina. The surface roughness of the substrate after grit blasting was around 4 μm (Ra). The microstructural characterization of the coatings after the production of the coatings was carried out in the electron microscope (SEM-EDX) with the top surface and cross section examinations. Microhardness ($HV_{0,3}$) and adhesion tests (ASTM C633 test standard) were carried out to determine the mechanical properties of the coatings on test samples. The surface roughness (Ra, Rz) of the coatings was evaluated by surface profilometry measurements. Porosity was determined via SEM image analysis of the coating cross-sections. The change of friction coefficient was observed for 1000 braking on the dynamometer test system at Kale Balata R&D center test laboratory. After the disc braking performance test, the disc surfaces were visual examined, the cross-section thickness change and wear losses were measured.



Figure 1. Disc coating operation, APS coated disc and test samples

3. RESULTS AND DISCUSSIONS

In experimental studies, discontinuities and defects in the coating structure increase in unoptimized process conditions. As can be seen in figure 2, porosity and unmelted particles are quite high in the coating structure. In case the ceramic particles cannot reach sufficient thermal and kinetic energy during spraying with unsuitable process parameters, the

coating quality decreases. In the coating cross section and top surface, dark gray areas are rich in alumina, and lighter colored areas are rich in titania. The lamellar structure is clearly visible.

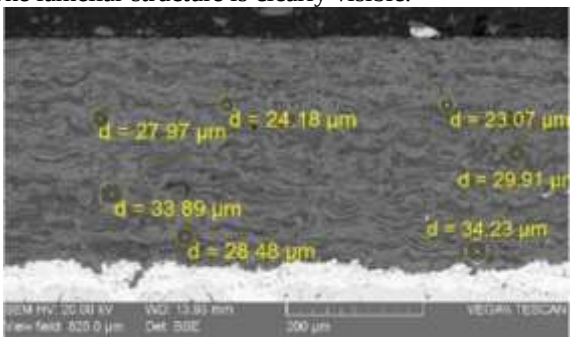
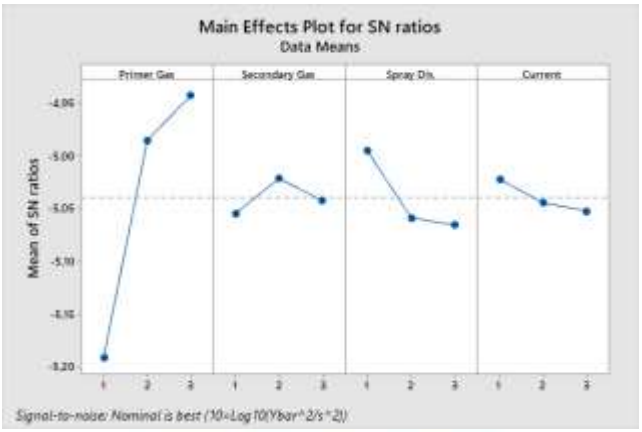


Figure 2. SEM Micrograph of the non-optimized plasma spray Alumina-Titania coating

Statistical design of experiment methods has been demonstrated to be a cost-effective and time-efficient technique means to systematically investigate process parameters. Table 1 shows the process parameters and test results within the scope of taguchi experiment design L9 (3x4). 9 experiments were tested at 3 levels. Microhardness is important since it is a material property that is related to coating performance and reliability. Depending on the signal-to-noise ratio, the primary gas and spray distance affect the coating properties the most (Figure 3).

Table 1. Taguchi approach for process optimization

Process parameters				Coating Properties			
Primer Gas (Nlpm)	Seconder Gas (Nlpm)	Spray Distance (mm)	Current (Ampere)	Porosity (%)	Deposition Efficiency (%)	Adhesion (MPa)	Hardness ($HV_{0,3}$)
32-36	8-10	90-100	550-590	1,1	74	9,2	1065
36-40	10-12	100-110	590-610	1,2	71	9,5	1103
40-44	12-14	110-120	610-630	1,08	68	9,4	1110
36-40	10-12	90-100	610-630	0,96	70	10,8	912
40-44	12-14	100-110	550-590	0,98	73	11,2	896
32-36	8-10	110-120	590-610	1,11	75	10,6	887
40-44	12-14	90-100	590-610	0,87	66	8,2	799
32-36	8-10	100-110	610-630	0,91	69	8,6	760
36-40	10-12	110-120	550-590	0,92	67	8,4	779



Response Table for Signal to Noise Ratios

Nominal is best (10*Log10(Ybar^2/s^2))

Level	Primer Gas	Secondary Gas	Spray Dis.	Current
1	-5,191	-5,055	-4,995	-5,022
2	-4,985	-5,022	-5,059	-5,045
3	-4,943	-5,043	-5,066	-5,052
Delta	0,249	0,033	0,071	0,030
Rank	1	3	2	4

Figure 3. Main effect plot for SN ratios

The coating cross section and top surface obtained with the optimized plasma spray gun is shown below in Figure 4. The coating cross section represents a typical lamellar plasma spray structure. The coating consists of two layers, the bond layer (NiCr based) and the top layer (oxide based). Bond layer reduces the thermal expansion mismatches between the cast iron and the ceramic coating and increases the adhesion. The mechanical properties of the optimized plasma spray ceramic coating is presented in Table 2.

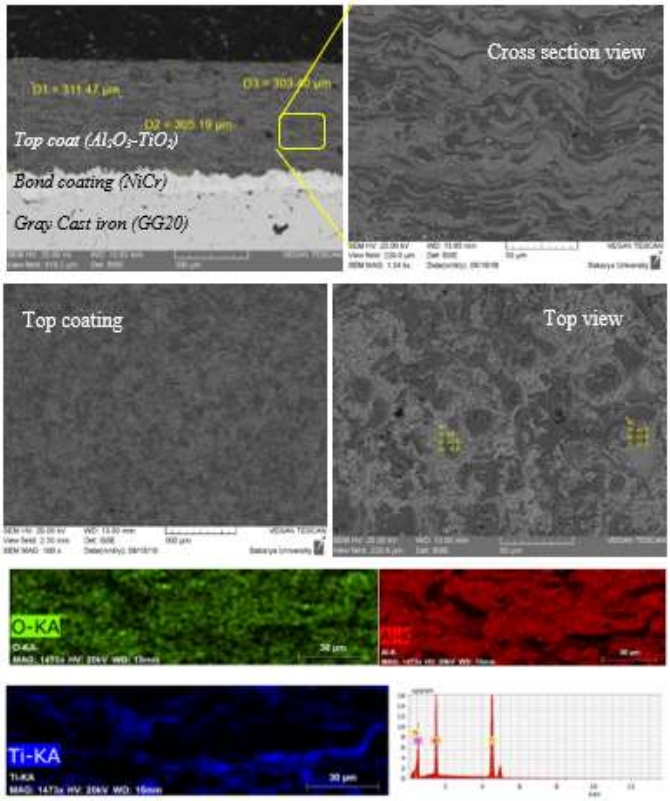


Figure 4. SEM Micrographs of the optimized plasma spray Alumina-Titania coating and EDX mapping

The desired coating thicknesses can be achieved with suitable plasma spray gun parameters. Deposition efficiency of the coatings is 65-75%. The bond coat (BC) layer thickness is between 50-100 µm and the top coat (TC) layer thickness is between 300-450µm. For disc brake performance tests, the coated disc surface is machined, and the desired surface quality is achieved. The wear and friction properties of the ceramic coating are directly related to the coating structure. According to the coating test results, the porosity rate is below 1%, micro hardness is 950±50 $HV_{0,3}$, and the adhesion strength is 8±2 MPa.

Table 2. Mechanical properties of the optimized plasma spray ceramic coating

Coating Thickness, µm	130±10 (TC), 75±10 (BC)
Roughness (Ra) µm	3.5 (as sprayed), 0.5 (machined)
Porosity, %	<1
Deposition Eff. %	>70
Microhardness, $HV_{0,3}$	900±50
Adhesion Strength, MPa	9-10
Interface between BC and substrate	suitable

The variation of the disk-pad friction coefficient at different temperatures was observed in dynamometer tests. A similar coefficient of friction regime is observed when comparing coated and uncoated discs at low temperatures. It is clearly observed that the friction coefficient decreases as a result of increasing temperature with the increase in friction. The friction coefficient is stable up to 400 ºC in the tests executed on uncoated disc. When the test temperature is above 600 ºC, the critical friction coefficient falls below the risk level. This means that the brake performance is lost. In general, it is not desired for the friction coefficient to decrease below 0.25. Temperature increase causes an increase in thermal stresses on the disc. This may also affect the formation of thermal cracks or deformations.

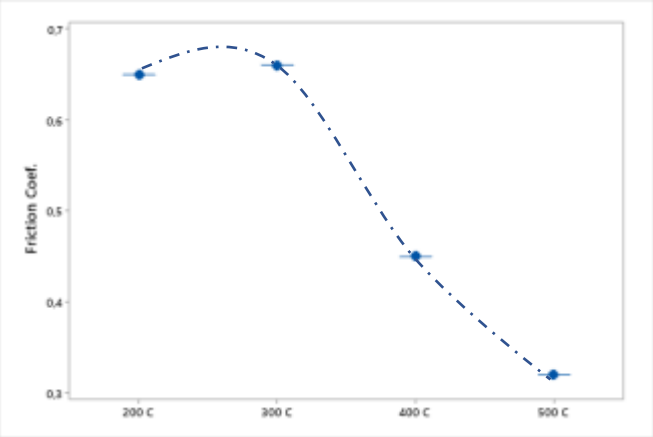


Figure 5. Friction properties between coated disc and friction material at different temperatures

During a dynamic application of a brake the energy of the machine will be converted to heat, generated between the pad and the disc. It is the temperature of the disc surface that is normally used to assess the brake performance. Braking Torque (Tb) is the moment of braking force about the center of rotation. Tb=Fb.re (Where re is the effective disc radius, Fb: braking force). The torque force decreases as the coefficient of friction decreases. Insufficient heat removal due to friction forces on the thick coated disc causes a significant low coefficient of friction between the pad and disc. For safe braking, the friction coefficient is expected to be within a certain range which is signified according to friction material type. Therefore, a plasma coating of optimum thickness was produced. The decrease in the coating thickness increased the heat transfer rate and enabled a stable friction coefficient to be obtained. Figure 7 shows the surfaces of the pad materials after the road performance test. It can be seen that the wear on the tested pad surfaces is at minimum level with the coated discs produced in the most appropriate thickness with optimum parameters. On the other hand, it is observed that the surface of the pad in contact with the uncoated disc operating in harsh road conditions is degraded.

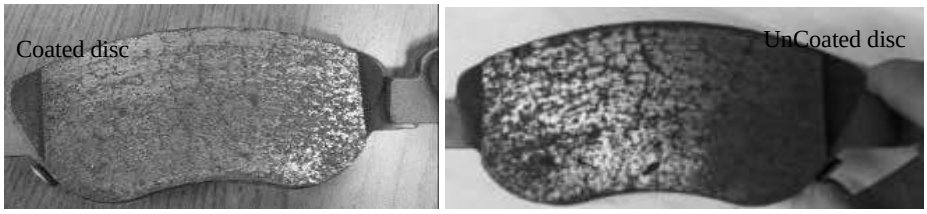


Figure 7. Pad surfaces after brake performance test on the real conditions

Disc Thickness Variation (DTV) is where the rotor or disc varies in thickness**. Table 3** shows DTV measurements on the disc. In the measurements taken on coated discs, both DTV and run out values are quite low.

Table 3. DTV and runout measurement results on brake disc [10]

Ceramic coated disc		**DTV (µ)**			**Runout (µ)**
Right	0 km	17	21	29	55,5
	20000 km	**8**	**10**	**19**	**35**
Left	0 km	16	20	21	20
	20000 km	**8**	**8**	**9**	**20,5**
Uncoated disc		DTV (µ)			Runout (µ)
Right	0 km	1,6	3,5	2,93	8,80
	20000 km	**21**	**31**	**25,7**	**32**
Left	0 km	2,9	2	2,8	11
	20000 km	**24,3**	**27**	**41,5**	**37,7**

4. CONCLUSIONS

Alumina-Titania based ceramic coating was successfully applied to the cast iron disc surface by plasma spraying method. Optimization of process parameters and thickness in the production of plasma spray coatings is critical for coating quality and life. Experimental design as Taguchi approach is practically applicable in process optimization studies. Coated discs are very advantageous in terms of wear performance and corrosion resistance. In brake performance test (dynamometer), it has been observed that coated discs up to 400 ^{o}C have appropriate surface resistance and suitable friction coefficient. The wear rate in the ceramic coating layer is quite low compared to the uncoated disc. This situation emerges as an effective engineering solution to prevent environmental pollution of brake dust.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to thanks Sakarya University Thermal Spray Research Application Laboratory (TESLAB) for their support in the test and characterization studies. This work was financially supported by the Tübitak 1501, Project No 3190442.

REFERENCES

[1] Xiao B., Lu H., Wang H., Ruan J., Zhang N., (2017). Enhanced Regenerative Braking Strategies for Electric Vehicles: Dynamic Performance and Potential Analysis, MDPI: Energies, 10, 1875, pp. 1-19.

[2] Regulation No. 13-H (2014). Uniform Provisions Concerning the Approval of Passenger Cars with Regard to Braking; United Nations: New York, NY, USA; Volume 97.

[3] Maleque, M.A., Dyuti, S., Rahman, M.M. (2010). Material selection method in design of automotive brake disc. WCE 2010 - World Congress on Engineering 2010, 3, pp.2322-2326.

[4] Ehsani, M., Gao, Y., Emadi M., Fundamental of Regenerative braking. A. Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles: fundamentals, theory, and design, New York, CRC Press, 2008.

[5] Borawski A. Suggested research method for testing selected tribological properties of friction components in vehicle braking systems. Acta Mechanica et Automatica. 2016;10(3):223–6

[6] Aranke O., Algenaid W., Awe S., Joshi S. (2019), Coatings for Automotive Gray Cast Iron Brake Discs: A Review, MDPI-Coatings, 9, 552, pp2-27. 2031.

[7] Barbezat, G. (2006), Thermal spray coatings for tribological applications in the automotive industry. Adv. Eng. Mater., 8, pp. 678–681.

[8] Demir, A.; Samur, R. (2009), Investigation of the coatings applied onto brake discs on disc-brake pad pair. Metalurgija, 48, pp. 161–166.

[9] Gérard, B. (2006), Application of thermal spraying in the automobile industry. Surf. Coat. Technol., 201, pp.2028–2031.

[10] Altuncu, E, Akyüz R. (2020), Applicability investigation of alumina-titania based plasma spray coating on cast iron brake discs for battery electric vehicles, Research on Engineering Structures and Materials 6(3),pp 283-292.

İNŞAAT KAMYONU KABİN SÜSPANSİYONLARINDA KULLANILAN TORSİYON MİLİNİN YAPISAL ANALİZİ VE DENEYSEL DOĞRULAMASI

Berk Özmen[1], Ufuk Çoban[1], Koray Çanakkale[1], Levent Bilal[2], Mehmet Murat Topaç[3]

[1] BMC Otomotiv ve Sanayi Ticaret A.Ş., Ticari Araçlar Ar-Ge Bölümü, İzmir, Türkiye
[2] Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, Türkiye
[3] Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İzmir, Türkiye
[3] Corresponding Author: Berk Özmen, berk.ozmen@bmc.com.tr

ÖZET

Torsiyon milleri, çeşitli taşıt süspansiyon uygulamalarında yay görevini üstlenen yapısal elemanlardır. Yol konforuna verilen önemin gün geçtikçe artmasıyla daha geniş alanlarda kullanılmaya başlanan kabin süspansiyonlarında, torsiyon milleri sıklıkla kullanılmaktadır. Bunun önemli bir sebebi olarak, torsiyon millerinin diğer süspansiyon sistemi yaylarına kıyasla daha düşük hacim talep etmesi gösterilebilir. Söz konusu parçanın tasarımı aşamasında, sistem gereklilikleri doğrultusunda önceden belirlenmiş yay katsayısını sağlayacak bir burulma rijitliğinin yanı sıra, mukavemet yönünden emniyetli ve olabildiğince hafif bir tasarım ortaya konması beklenmektedir. Böylesi bir tasarımın oluşturulması esnasında, mühendislik alanlarında gittikçe daha yaygın olarak kullanılmaya başlanan bilgisayar destekli tasarım yöntemleri, tasarımcıya kayda değer olanaklar sağlamaktadır. Bu çalışma kapsamında, inşaat uygulamalarında kullanılmak amacıyla tasarlanan kamyonların kabin süspansiyonlarında kullanılan torsiyon milinin, yol testlerinden elde edilmiş veriler kullanılarak statik yükler altında yapısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Buna bağlı olarak kullanılmakta olan tasarımın dayanım durumu ortaya konmuş ve bu tasarım, alternatif tasarımlarla aynı yük koşulu için karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, torsiyon mili için bir final tasarım belirlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Ticari taşıt, inşaat kamyonu, kabin süspansiyonu, yapısal tasarım, sonlu elemanlar analizi

STRUCTURAL ANALYSIS AND EXPERIMENTAL VALIDATION OF A TORSION BAR FOR A CONSTRUCTION TRUCK CAB SUSPENSION SYSTEM

ABSTRACT

Torsion bars are used as spring elements in various vehicle suspension system applications. In cab suspension systems, which are employed more often as the importance of driving comfort becomes more significant each day, torsion bars are frequently employed. An important reason for that is the relatively low volume requirement of torsion bars compared to other suspension system spring types. In the design stage of that component, an adequate torsion rigidity must be satisfied, which was previously determined according to the system requirements; moreover, a safe design for mechanical strength should be ensured in the lightest possible way. During the design progress of such design, computer aided design methods, which are utilised more frequently each day in various engineering applications, ensure a remarkable assistance to the designer. In this work, structural analyses of torsion bars to be used in the cab suspension system of construction purpose trucks were carried out for the static conditions under certain data that are obtained through the road tests. In that manner, the strength condition of existing design was revealed and this design was compared to the alternative designs for the identical load condition. As a result, a final design was determined for the torsion bar.

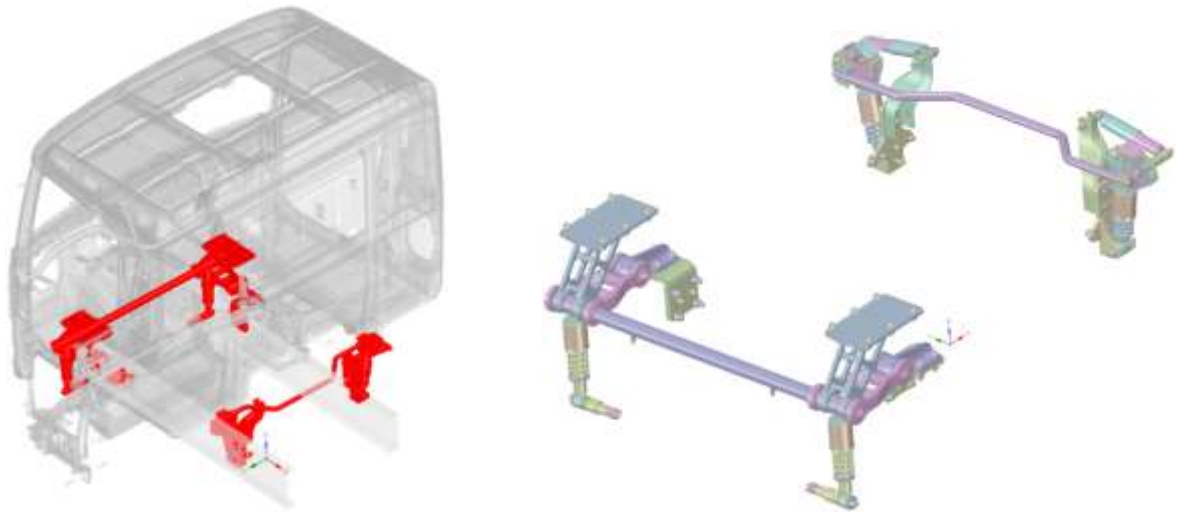
Keywords: Commercial vehicle, construction truck, cab suspension, structural design, finite element analysis

1. GİRİŞ

Süspansiyon sistemlerinin görevleri, taşıtlarda şasi ile tekerleklerin bağlantısını sağlamak ve dolayısıyla yoldan gelen kuvvetleri karşılayarak şasiye iletmektir. Bu sistemlerden beklenen en temel iki görev, sürüş dinamiğini iyileştirerek yol güvenliğini arttırmak ve sürücünün yoldan gelen darbelerden etkilenme düzeyini azaltarak sürüş konforunu sağlamaktır. Ancak bu iki şart birbiriyle çeliştiğinden, süspansiyon sistemlerinin taşıtın türüne, hız sınıfına ve kullanılması hedeflenen yol koşuluna bağlı olarak her iki şartı mümkün olan en iyi düzeyde sağlaması hedeflenir [1]. Taşıtın yoldan gelen darbelere karşı verdiği sistem cevabı, taşıt kütlesi ve süspansiyon sistemi özelliklerine bağlı olan ve her taşıt için

karakteristik olan şasi doğal frekansı ile alakalıdır. Taşıt gövdesinin doğal frekans değeri, sürüş konforuna doğrudan etki eden bir faktördür ve insan sağlığı göz önünde bulundurulduğunda, konfor şartları yönünden ideal değeri f_n=0,9-1,6 (Hz) aralığındadır [2]. Öte yandan, kamyon gibi yük taşıma taşıtlarında bu değeri sağlayacak süspansiyon sistemi, taşıtın sürüş dinamikleri yönünden kabul edilemeyecek türde olumsuzluklara yol açabilmektedir. Bunun yanı sıra, taşıt statik halde yüklendiğinde, bu doğal frekans değerini sağlayacak yay katılıkları taşıtın istenmeyecek ölçüde çökmesine ve taban serbestliğinden ödün verilmesine yol açmaktadır. Her ne kadar hava yayı uygulamalarında her iki şartı sağlamak mümkün olsa da bu uygulamaların maliyeti mekanik yaylara kıyasla yüksek olduğundan, mekanik sistemler ağırlıkla tercih edilmektedir [3-4]. Dolayısıyla, uygulamada izin verilen taban serbestliği ve sürüş dinamiği karakteristiklerini sürücü konforunu olumsuz yönde etkilemeden sağlayabilmek adına, sürücünün bulunduğu kabini taşıtın şasisinden ayrı olarak yaylandırma düşüncesiyle kabin süspansiyonu uygulamaları geliştirilmeye başlanmıştır. Literatürde, kabin süspansiyonları üzerine yapılmış çeşitli çalışmalar olmakla birlikte, bu sistemlerin mekanik tasarımlarının ele alındığı çok fazla çalışma bulunmamaktadır [5-9].

Kabin süspansiyonları, taşıt şasisi ile sürücü kabini arasına yerleştirilerek bu iki yapı arasında bir izafi hareket oluşmasına olanak tanımaktadır [10]. Ancak söz konusu iki yapı arasına yerleştirilebilecek hacmin kısıtlı oluşundan dolayı kabin süspansiyon sisteminin dar bir bölgede sistem tarafından gereksinilen çalışma aralığını sağlaması beklenmektedir. Taşıt gövdesi süspansiyonlarında ağırlıkla kullanılmakta olan yay türlerinin büyük bir kısmı bu gereksinime cevap verememektedir. Öte yandan burulma yayları, yaylanma aralığını düşey yönde yapılan deplasman yerine kendi eksenleri etrafında burulma hareketi ile sağladıklarından dolayı, dar bir çalışma hacminde istenilen çalışma aralığını karşılayabilmektedirler. Torsiyon mili ile yaylandırılmış bir kabin süspansiyonu modeli ve kabin yapısı içerisindeki konumu, Şekil 1.'de verilmiştir.

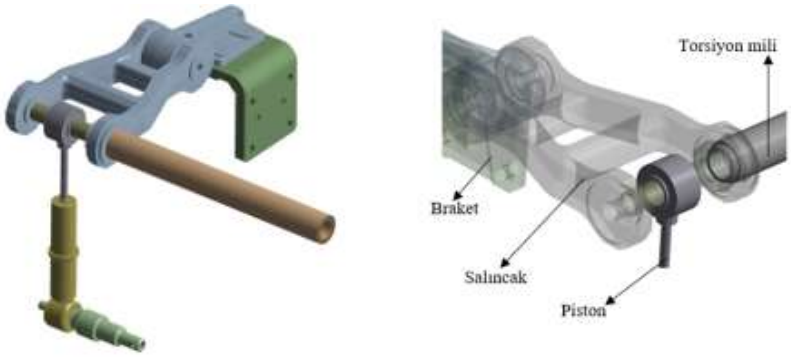


Şekil 1. Torsiyon mili ile yaylandırılan bir kabin süspansiyon sistemi

Bu çalışmada ticari bir kabin süspansiyon sistemine ait bir torsiyon milinin yol testlerinden alınan sonuçlardan edinilen düşey deplasman girdisi altındaki statik analizi gerçekleştirilmiştir. Girdi olarak kullanılan malzeme bilgisi, elastik yatak katılık değerleri ve deplasman yükleri ışığında ANSYS® Workbench™ ticari paket programında yapısal analizler yürütülmüştür. Yapılan yapısal analizin güvenilirliği, deneysel olarak elde edilen sonuçlarla doğrulanmıştır. Ardından torsiyon milinin tasarımı yeniden ele alınmış ve üzerinde çeşitli tasarım değişiklikleri uygulanmıştır. Yeniden tasarım sonucu ortaya çıkan varyantlar için aynı statik yük koşulu altında yapısal analiz uygulanmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Son olarak bir final tasarım belirlenmiştir.

2. İLK TASARIM

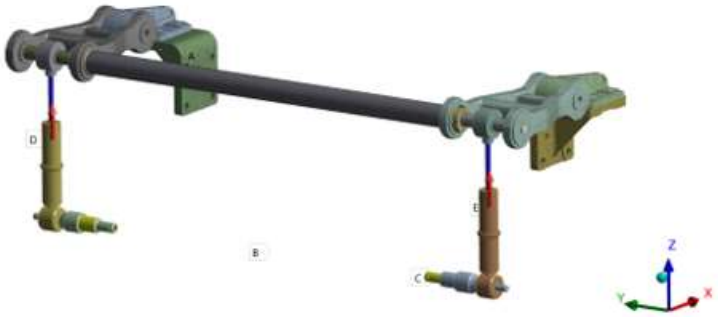
Kabin süspansiyonunda kullanılan mevcut burulma mili tasarımının şasi ile bağlantısı, Şekil 1.'de gösterilen elemanlardan birisi olan salıncak ile sağlanmıştır. Salıncak ile milin birleştirilmesinde kaynak dikişi ile bağlama öngörülmüştür. Salıncağa torsiyon milinin bağlandığı ucundan bağlanan piston, sisteme deplasman girdisini sağlamaktadır. Yapılan yapısal hesaplamalar esnasında, bu pistonların rijit olduğu kabulü yapılmıştır. Salıncak ve salıncağın şasiye bağlantısını sağlayan braket döküm parça olarak tasarlanmıştır. Şekil 2., yapı üzerinde bulunan bağlantı elemanlarının detaylarını göstermektedir. Piston üzerinde bulunan mafsallarda ve salıncağın braket bağlantısında elastik burçlar kullanılmıştır.



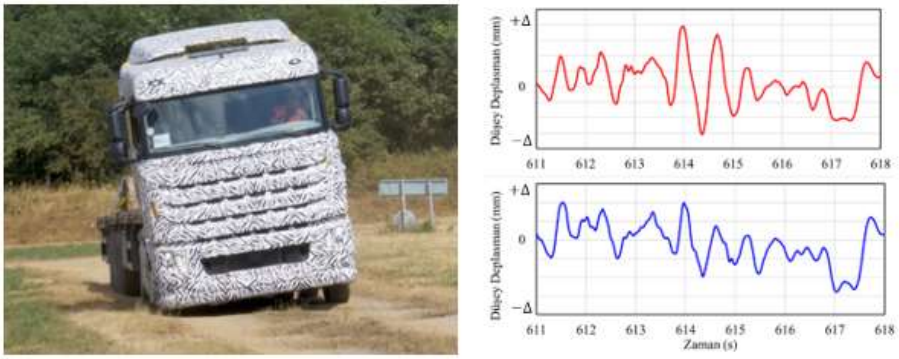
Şekil 2. Torsiyon milinin montajında kullanılan bağlantı elemanları

2.1. Yapısal Analiz

Modelin sabitlenmesinde, döküm braketlerin şasiye bağlanan cıvata deliklerinin deplasman değerlerinin 6 yönde sıfırlanması koşulu uygulanmıştır. Salıncağın braket ile olan bağlantısı ile piston silindirinin alt ve üst mafsal noktalarında elastik burçlar kullanılmıştır. Taşıt üzerinde yapılan yol testlerinden alınan sonuçlar ile karşılaştırılabilir olması adına, torsiyon mili gövdesinde oluşan burulma kaynaklı en yüksek gerilme değerinin okunduğu ana karşılık gelen deplasman değerleri, pistonlara uygulanan hareket girdisi olarak sisteme tanıtılmıştır. Şekil 3., modele ait yük ve sınır şartlarını göstermektedir. Sağ ve sol pistonların düşey deplasman değerleri ve bu değerlerin deneysel olarak elde edilme biçimi Şekil 4.'te verilmiştir. Bu değerler arasından, sistemi en çok zorlayacak kritik düşey deplasman değerleri belirlenmiş ve yapılacak analiz için bu değer kullanılmıştır.



Şekil 3. Yapısal analizde kullanılan modele ait yük ve sınır şartları



Şekil 4. Kabin yapısı üzerinde gerçekleştirilen yol testleri (solda) ve elde edilen sağ (sağ-üstte) ve sol (sağ-alt) kabin yaylarına ait düşey deplasman değerleri

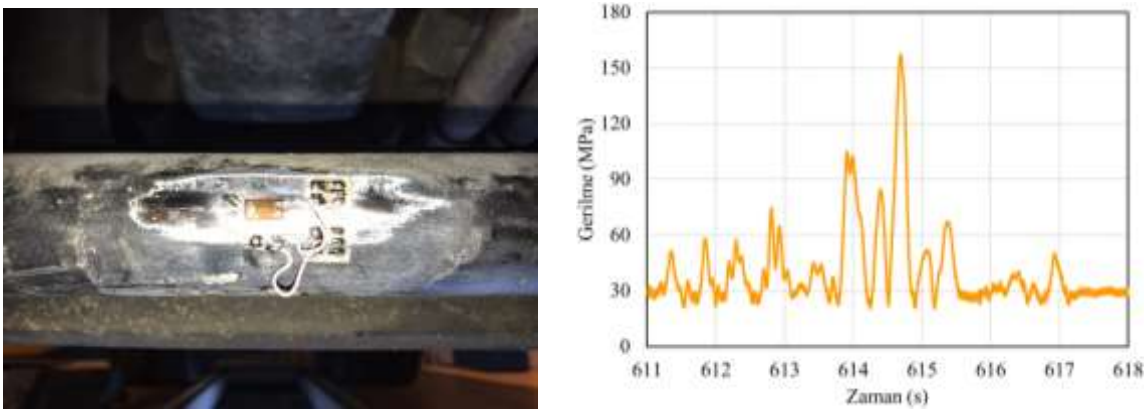
Yapısal analizlerden elde edilen sonuçlara göre, torsiyon milinin ortasında elde edilen Von-Mises gerilmesi değeri 153.13 MPa olarak belirlenmiştir. Şekil 5., yapısal analizden elde edilen sonuçları göstermektedir.



Şekil 5. Torsiyon milinin yapısal analizinden elde edilen gerilme değerleri

2.2. Deneysel Doğrulama

Deplasman değerlerinin elde edilmesi amacıyla, dayanım ekibi tarafından belirlenen farklı parkurlarda yapılan yol(RLD) testlerinde, torsiyon milinin orta noktasına Strain Gauge bağlanarak, bu noktadaki birim şekil değiştirme değerleri ölçülmüştür. Yapı üzerinde oluşan maksimum birim şekil değişimi değerinin okunduğu yükleme anında, süspansiyon yaylarında meydana gelen deplasman değerleri elde edilmiştir. Alınan verilere göre, söz konusu bölgede kritik yükleme anında ortaya çıkan gerilme değeri 157.3 MPa olarak hesaplanmıştır. Bu değer, bilgisayar desteği ile yapılan yapısal analiz ile %97,3 oranında örtüşmektedir. Şekil 6., burulma mili üzerindeki yapısal analiz ile karşılaştırmanın yapıldığı bölgeyi ve ortaya çıkan gerilme değerlerinin zamana göre değişimini göstermektedir.



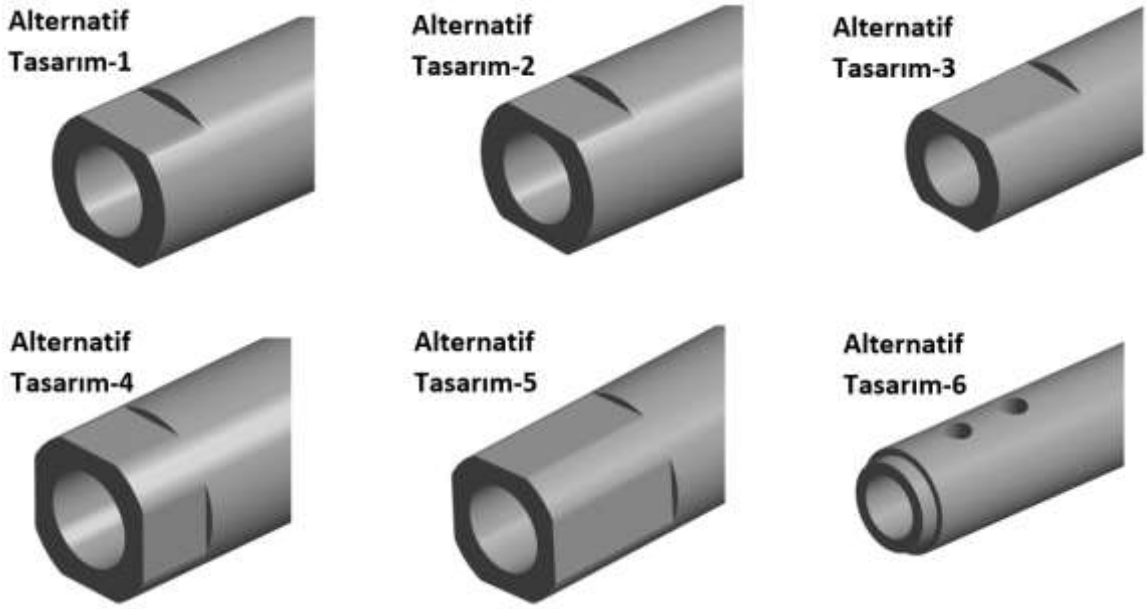
Şekil 6. Torsiyon mili üzerinde gerilmenin okunduğu bölge (solda) ve gerilme değerlerinin zamana bağlı değişimi (sağda)

Söz konusu tasarım için yapılan yapısal analiz ve test sonuçları ile elde edilen doğrulama çalışması, parçanın uygun bir tasarım olduğunu işaret etmektedir. Öte yandan, parçanın çevre kaynağı ile üretimi esnasında oluşabilecek çeşitli zorluklardan dolayı, parça için montaj işlemine daha uygun olması amaçlanan tasarım alternatifleri geliştirilmiştir. Bu tasarım alternatiflerinin servis koşullarına uygunluğu, test verileri ile doğrulanmış yapısal analiz ile incelenmiştir.

3. TASARIM ALTERNATİFLERİ

Yapısal analizi gerçekleştirilen torsiyon mili tasarımına, montaj esnasında kolaylık sağlayacak altı adet yeni tasarım geliştirilmiştir. Her bir tasarım aynı yapısal analize tabi tutulmuş ve tasarlanan parça üzerindeki aynı noktalardan okunan gerilme değerleri tasarımlar arasında karşılaştırılmıştır. Yeni tasarımda torsiyon milinin salıncak bölgesine sıkı geçme ile bağlantısı sağlanmıştır. Torsiyon miline ait dış ve iç çap değerlerinin oranı d_d/d_i 1,59 olarak belirlenmiştir. Sıkı geçme yapılan bağlantı bölgesi, sıkı geçmeye ek olarak köşelerine kırılan pahlar ile şekil bağlı bir bağlantı ile desteklenmiştir. Alternatif Tasarım-2 olarak isimlendirilen sonraki tasarımda, sıkı geçme bölgesinin köşesine kırılan pahlar eş radyuslar ile değiştirilmiştir. Bu işlemle dairesel tolerans değerinin sağlanması ve böylece bu bölgenin burca daha büyük bir yüzey alanıyla temas etmesi hedeflenmiştir. Alternatif Tasarım-3 olarak isimlendirilen sonraki revizyonda, burca temas eden yüzey alanı arttırılmış ve gerilmenin dağıtılması amaçlanmıştır. Ardından, bir diğer

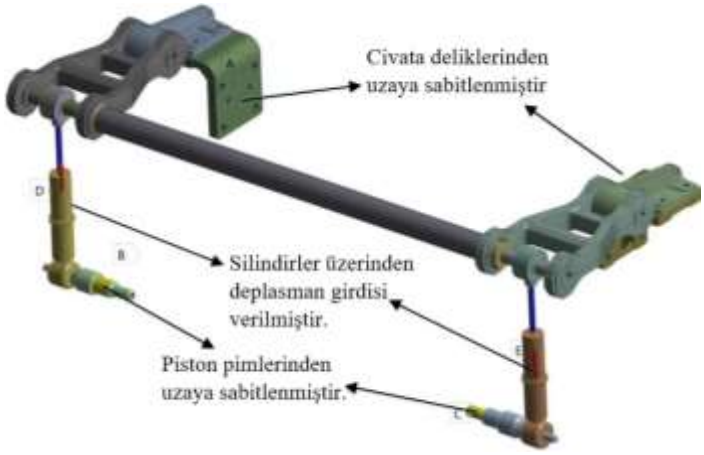
revizyon ile freze yüzeyi arttırılmış (Alternatif Tasarım-4) ve bu varyant iki farklı şekilde daha denenmiştir; yüzey alanı ile freze alanının birlikte arttırıldığı tasarım (Alternatif Tasarım-5) ile salıncağa cıvata bağlantısı ile montajlanan tasarım (Alternatif Tasarım-6). Torsiyon mili için alternatif olarak oluşturulan altı tasarım varyantı Şekil 7.'de gösterilmiştir.



Şekil 7. Torsiyon mili ve tasarım revizyonları

3.1. Tasarım Alternatiflerinin Yapısal Analizi

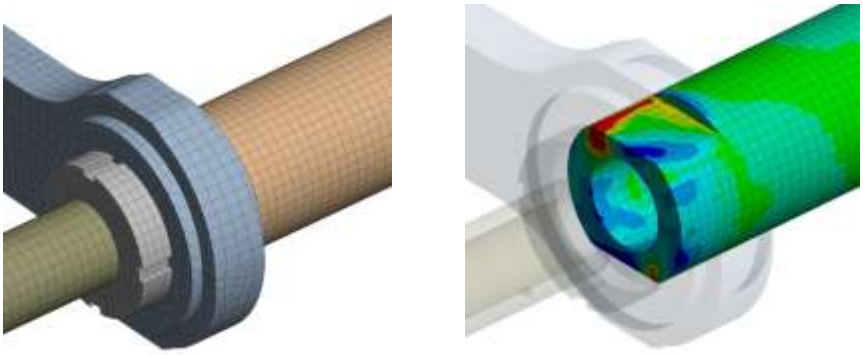
Alternatif tasarımların yapısal analizleri esnasında, sağ ve sol süspansiyon silindirleri için yol testlerinden elde edilen en yüksek deplasman değerlerleri aynen kullanılmıştır. Taşıtın servis ömrü boyunca karşılaşması öngörülen sürüş koşulları göz önüne alındığında, bu değerler ağır bir yükleme şartı oluşturmaktadır. Dolayısıyla yapı, gerçek sürüş koşulları göz önüne alındığında, emniyetli olmasını sağlayacak bir koşul ile yüklenmektedir. Kullanılan sınır şartları, yapısal analiz için yapılmış doğrulamanın geçerliliğini koruması amacıyla girdi değeri dışında değiştirilmeden kullanılmıştır. Yeni tasarım için oluşturulan yapısal analizin sınır şartları, Şekil 8.'de gösterilmiştir.



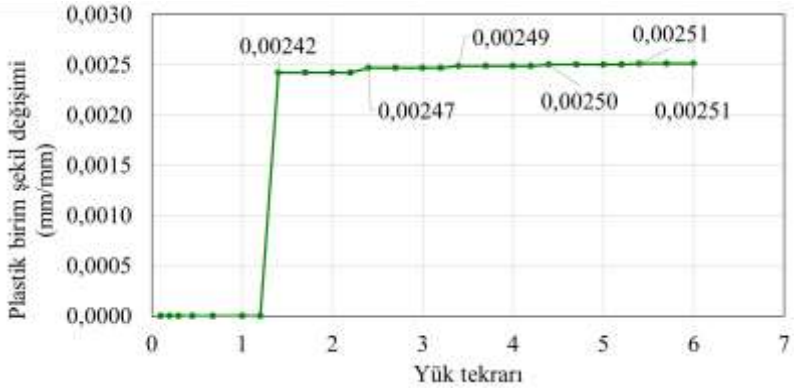
Şekil 8. Yeni tasarımlara uygulanan yapısal analize ait sınır koşulları

Tasarım alternatiflerinin yapısal analizi esnasında, torsiyon milinin salıncak ile sıkı geçme bölgesinde yüzey basıncı ile burulma etkisinin birleşimi sonucu kritik gerilmeler ortaya çıkabileceği öngörülmektedir. Böyle bir durumda bağlantı bölgesi ezilerek yüzeyi kavrayamamaya ve burulma momentini mil gövdesine gerektiği gibi aktaramamaya başlar. Dolayısıyla, bu bölge üzerinde incelenen gerilme değerlerinin uygunluğu tasarım hedefi olarak seçilmiş ve tasarım alternatifleri arasında yapılacak seçimde bu hedef göz önünde bulundurulmuştur. Bu durumun incelenmesi amacıyla bir alt model kurulmuş ve bu modelin analizinde torsiyon mili kesitinden alınan tork değeri yük girdisi olarak

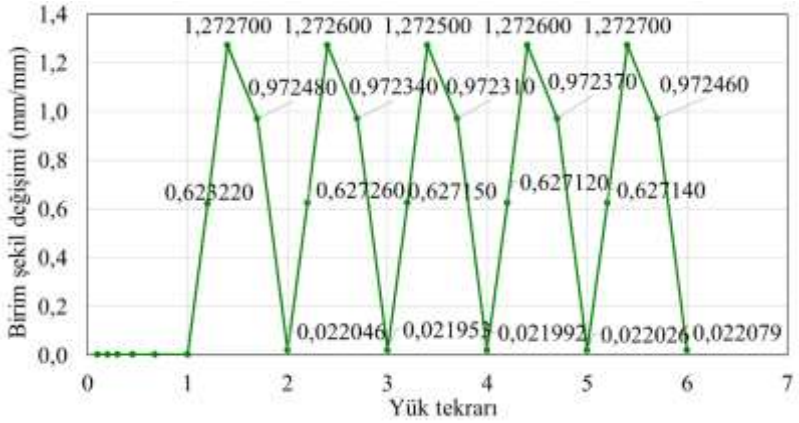
kullanılmıştır. Yükün uygulanma şekli değişken yüklemeyi temsil edecek biçimde tekrarlı karakterdedir. Ardından, elasto-plastik malzeme verisi kullanılarak yüzeyde oluşan kalıcı şekil değişimi karakteri incelenmiştir. Şekil 9., bağlantı bölgesinin incelenmesi amacıyla oluşturulan modeli göstermektedir. Yapılan tekrarlı yüklemenin ardından yapı üzerinden elde edilen plastik deformasyon değerleri, tekrar sayısına bağlı olarak Şekil 10. ve Şekil 11.'de verilmiştir. Yüzey üzerindeki plastik deformasyon değerlerinin tekrarla birlikte arttığı diyagramlardan görülmektedir. Dolayısıyla seçilecek tasarım alternatifinden, geçme bölgesindeki bu duruma karşı emniyetli bir yapı oluşturması beklenmektedir.



Şekil 9. Bağlantı bölgesinde oluşan deformasyonların incelenmesi için kurulan model



Şekil 10. Yüzeydeki kritik bölgede meydana gelen plastik deformasyon değerleri

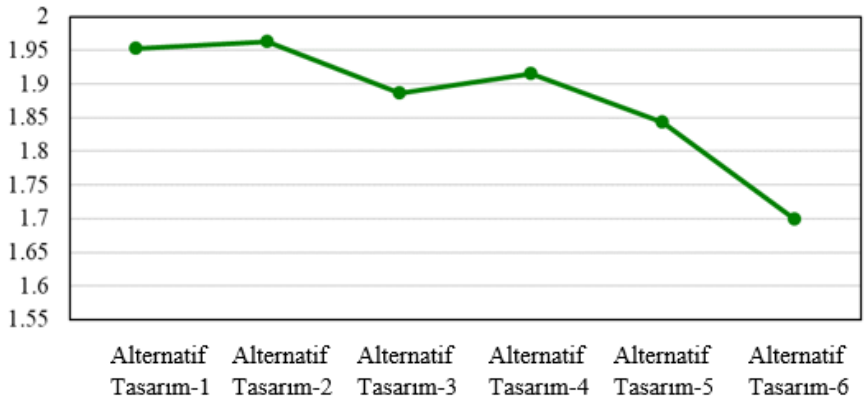


Şekil 11. Yüzeydeki kritik bölgede meydana gelen değişken deformasyon değerleri

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

4.1. Torsiyon Mili Gövdesi

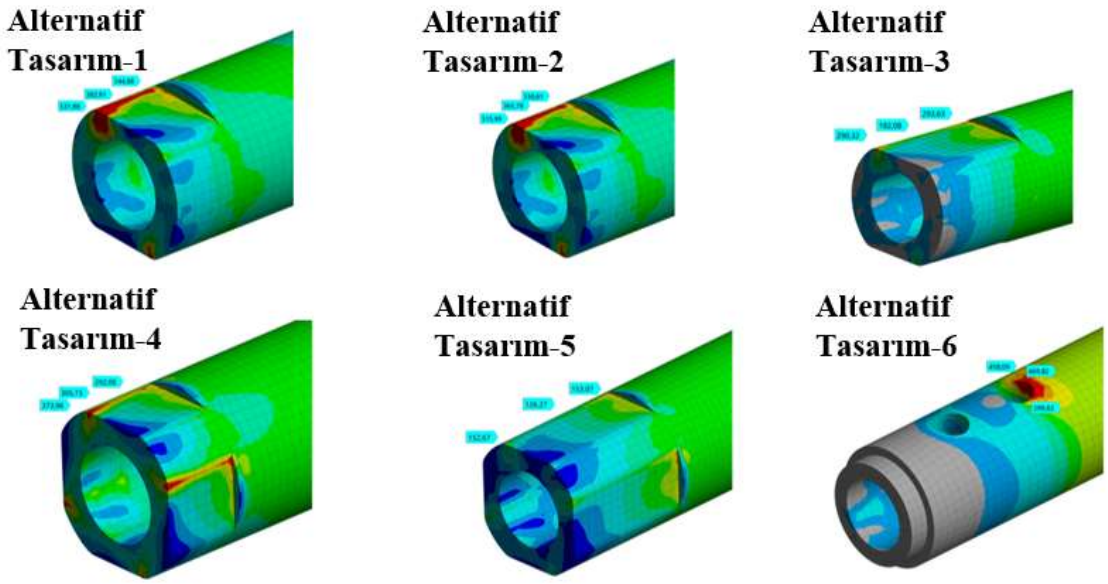
Tasarım alternatifleri yukarıda belirtilen yükleme şartı için önce torsiyon mili gövdesinde ortaya çıkan gerilmeler yönüyle karşılaştırılmışlardır. Bu kıyaslama amacıyla, kullanılan malzemenin akma sınırının incelenen bölgedeki gerilmeye oranı şeklinde tarif edilen statik emniyet katsayıları kullanılmıştır. Şekil 12.'de, mil gövdesinin ortasından okunan gerilme değerleri için tasarım alternatiflerinin statik emniyet katsayılarının karşılaştırması verilmiştir. Diyagramdan okunacağı gibi, söz konusu tasarım alternatiflerin bütünü söz konusu yükleme şartı altında emniyet katsayısı yönünden 1 değerinin üzerindedir.



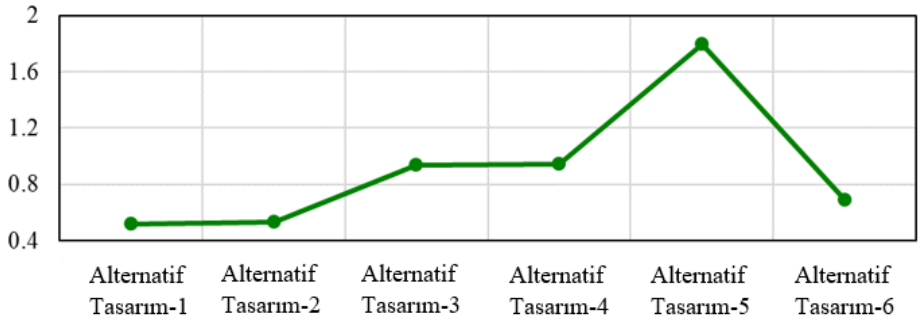
Şekil 12. Torsiyon mili gövdesindeki statik emniyet katsayısının tasarım alternatiflerine bağlı değişimi

4.2. Torsiyon Mili Bağlantı Bölgesi

Burç bağlantı noktasında torsiyon milinin burulma hareketine ek olarak sıkı geçme durumundan dolayı oluşan yüzey basıncı bir birleşik gerilme durumu ortaya çıkarmış ve salıncak ile temas halinde olan bölgede yüksek Von-Mises gerilmesi değerleri gözlenmiştir. Şekil 13.'de geliştirilen alternatif tasarımların salıncak bağlantı bölgesinde ortaya çıkan gerilme dağılımları karşılaştırılmıştır. İncelenen bölgeden okunan en yüksek gerilme değerlerine bağlı oluşturulan statik emniyet katsayısının tasarım alternatifleri için değişimi Şekil 14.'de verilen diyagramda karşılaştırılmıştır.



Şekil 13. Torsiyon mili ile salıncak bağlantı bölgesinde oluşan gerilmelerin tasarım alternatiflerine bağlı değişimi



Şekil 14. Torsiyon mili ile salıncak bağlantı bölgesinde oluşan gerilmelere ait statik emniyet katsayısının tasarım alternatiflerine bağlı değişimi

Şekil 14.'deki diyagramdan görüleceği gibi, statik emniyet katsayısı yönünden karşılaştırıldığında en uygun durum, Alternatif Tasarım-5 isimli tasarım alternatifinde gözlenmiştir. Alternatif Tasarım-1 ve Alternatif Tasarım-2 alternatiflerinde oldukça düşük olan bu değerin, Alternatif Tasarım-5 tasarımında emniyetli değerlerde olduğu belirlenmiştir. Bu değer, analizde kullanılan yükleme şartının servis ömrü boyunca karşılaşılan yüklemelere kıyasla ağır olması ve elde edilen statik emniyet katsayısı göz önüne alındığında emniyetli bir tasarım elde edildiği görülmektedir.

6. SONUÇ

Bu çalışma kapsamında, başta inşaat kamyonları olmak üzere uzun yol kamyonları için de tasarlanan kabin süspansiyonlarında kullanılan bir torsiyon milinin yapısal analiz aşamaları özetlenmiştir. Analiz edilen ilk tasarım için girdi değerleri deneysel yöntemle elde edilmiş olup yapılan analiz çalışmaları sonucunda yapı üzerinde ortaya çıkan gerilme değerleri deneysel olarak doğrulanmıştır. Ardından üretim kolaylığı gözetilerek geliştirilen altı yeni alternatif tasarımın yapısal olarak değerlendirilmesi amacıyla bu doğrulanmış analiz, her bir tasarım alternatifi için tekrarlanmıştır. Tasarım alternatiflerinde homojen bir gerilme dağılımı davranışı aranmıştır. Bu anlamda, torsiyon miline ait sıkı geçme bölgesinde ortaya çıkan bileşke gerilme değerleri, alternatif tasarımlar arasında seçim kriteri olarak kullanılmıştır. Bunlara bağlı olarak elde edilen bazı sonuçlar aşağıdaki gibidir.

- Torsiyon mili için ele alınan ilk tasarımın yapısal analizinden elde edilen sonuçlar, deneysel yöntemle %97,3 oranında doğrulanmıştır.
- İlk tasarımda kullanılmakta olan çevre kaynak dikişi, üretim esnasında zorluklara sebep olmaktadır ve dolayısıyla üretim maliyetine olumsuz olarak etki etmektedir. Dolayısıyla torsiyon mili için altı adet alternatif tasarım yapılmıştır. Tasarım alternatifleri arasından seçilen final tasarımın emniyetli gerilme sınırları içerisinde kaldığı görülmüştür.
- Yapı sıkı geçme bölgesi üzerinden incelendiğinde, en iyi gerilme davranışını veren alternatifin Alternatif Tasarım-5 isimli tasarım olduğu belirlenmiştir. Bu alternatifte, mil gövdesinde ve sıkı geçme bölgesinde gözlenen statik emniyet katsayıları tasarım gerekliliğini karşılamaktadır.
  Alternatif Tasarım-5 isimli tasarım alternatifinin yorulma dayanımının takip eden çalışmalarda incelenmesi değerlendirilmiştir.

TEŞEKKÜR

Yazarlar, çalışmaya verdikleri destekten BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş.'ye teşekkür ederler.

REFERANSLAR

[1] Reimpell, J., Stoll, H., Betzler, J. (2001), The Automotive Chassis: Engineering Principles, Butterworth-Heinemann, Oxford, UK, 456 sayfa.

[2] Reimpell, J. (1973), Fahrwerktechnik, Cilt 2, Vogel-Verlag, , 352 sayfa.

[3] Continental (1977), Continental Luftfederbälge, Teknik Katalog, Ennepetal: Hermann Peters GmbH & Co. Kg.

[4] Matschinsky, W. (2007), Radfühungen der Straßenfahrzeuge, 3. Baskı, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 454 sayfa.

[5] Dai, C., Liang, J. (2012) "Experimental Research on a Certain Light Truck Cab Suspension System Effect on Ride Comfort", Applied Mechanics and Materials, 128-129, pp.1460-1463.

[6] Forster, A.W. (1978) "A Heavy Truck Cab Suspension for Improved Ride", SAE Transactions, 87 (2), pp.1899-1916.

[7] Wang, D., Jiang, R., Lu, W., Liu, H. (2016) "Optimization of Cab Suspension Parameters of Self-dumping Trucks Using Grey Relational Analysis", The Journal of Grey System, 28 (2), pp.76-89.

[8] Guang-hui, Y., Shuo, Z. (2014) "Research on Modelling and Optimization Control of Heavy Truck Cab Active Suspension System", Applied Mechanics and Materials, 687, pp.359-362.

[9] Yang, C., Shi, W., Wang, K. (2010) "Vibration Analysis of Commercial Vehicle Cab Suspension and DOE Optimization", 2010 International Conference on Computer, Mechatronics, Control and Electronic Engineering, 24-26 Ağustos, Çangçun, Çin, pp.430-433.

[10] Hoepke, E., Breuer, S., Appel, W., Brähler, H., Dahlhaus, U., Esch, T., Kopp, S., Rhein, B. (2008) Nutzfahrzeugtechnik, Vieweg+Teubner, Hollanda, 509 sayfa.

OTOMOBİL ÇARPMA KUTUSU VE TAMPON RAYI GELİŞTİRME SÜRECİ

Serkan Özşahin[1],Tevfik Can Özgür[2], Sinan Baysal[3], Kadir Çavdar[4]
[1,2,3]AKA Otomotiv A.Ş. ArGe Merkezi, Bursa, Türkiye
[4]FCB ArGe Müh. Hizm. Ltd. Şti., Bursa, Türkiye
[1] Corresponding Author: Serkan ÖZŞAHİN, sozsahin@akaoto.com.tr

ÖZET

Otomotiv sektöründe kaza anında sürücü, yaya ve yolcu güvenliğini sağlama amacıyla aktif veya pasif birçok sistem günümüzde kullanılmaktadır. Araç tamponları belki de en eski güvenlik mekanizmalarıdır. Tüm paydaşlar için güvenlik kavramı araç tamponu ve çarpma kutusunda buluşur.
Bu çalışmada; taşıtlar ve çevresi için belirli güvenlik gereklerini sağlayan, imalat operasyonu kolay ve verimli, kütlesi daha az olan bir tampon rayı ve çarpma kutusu sisteminin geliştirme çalışmaları ve ardından yapılan test sonuçları paylaşılmıştır.
Anahtar Kelimeler: Tasarım, tampon rayı, çarpma kutusu, otomotiv

AN IMPLEMENTATION PROCESS OF THE BUMPER AND CRASH BOX

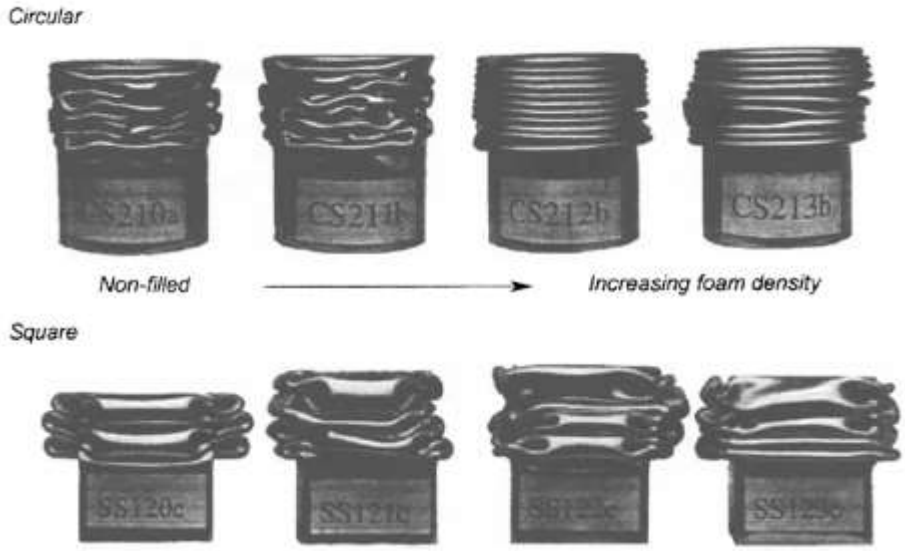
ABSTRACT

The active and passive systems are used today in order to ensure the safety of drivers, pedestrians, and passengers in case of an accident in the automotive sector. Vehicle bumpers are perhaps the oldest safety mechanisms. The safety concept for all stakeholders meets in the vehicle bumper and crash box.
In this study; development studies of a less expensive mass rail and crash box system which provide easy and efficient manufacturing operation and provide the safety data for vehicles and its environment are shared.
Keywords: Design, bumper, crash box, automotive

1. GİRİŞ

Otomotiv endüstrisinde her zaman çarpışma güvenliği en kritik tasarım kriterlerindendir. Birçok çarpışma kazalarında, ön tampon yolcuları ve arabayı koruyan sistem olarak görev alır. Araç ön tamponu iki ana kısımdan oluşur: 1) Ön tampon rayı ve 2) Çarpma kutusu. Ön tampon tasarımı kamyonlar da dahil bütün araç segmentlerinde hemen hemen benzerdir. Ancak günümüzün yenilikçi tasarımlarında ön tampon tasarımı da önemli bir paya sahip olacaktır.
Sac malzemeler ön tampon tasarımlarında en yaygın kullanılan malzemedir. Günümüzde sac malzemeler yerine alüminyum malzemeler de ön tampon tasarımında kullanılmaya başlanmıştır. Alüminyum malzemelerin kullanımıyla yaklaşık %40 oranında ağırlık azaltımı sağlanmıştır. Diğer bir farklı uygulama da daha hafif tasarımlar için kompozit malzeme kullanımıdır. Özellikle elyaf takviyeli plastik kompozit malzemeler yüksek dayanım değerleri ile tampon ve çarpma kutusu tasarımları için yeni alternatifler olarak değerlendirilmeye başlanmıştır.
Wang ve Li (2015) çalışmalarında, ECE R-42 normuna göre düşük hızda çarpışma analizinde sonlu elemanlar modeli ile kalınlık ve malzeme üzerinde inceleme yapmıştır. Yapılan çalışmada ana hedef ürünün ağırlığının azaltılmasıdır. Bu nedenle, öncelikle karbon fiber kompozit ve sac malzeme için yer değiştirmeler, ağırlıklar ve enerji sönümleme değerleri incelenmiştir. Çalışmanın sonucunda, karbon fiber malzemeden yapılmış tasarımın daha uygun sonuçlar verdiği anlatılmaktadır. Ayrıca farklı kalınlıklardaki tampon tasarımları için de analizler gerçekleştirilmiş ve en uygun değerlerin 5,4 mm kalınlıktaki tasarımla elde edileceği sonucuna ulaşılmıştır.
Tanlak ve diğ. (2015) çalışmalarında yüksek hızda darbe yüklerinin altında tampon çarpma kutularının şekil optimizasyonunu araştırmışlardır. Yüksek hızda darbe testi 64 km/s hızla bariyere çarpma testi için kaza modeli sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplanmıştır. Genetik ve Nelder&Mead algoritmalarıyla optimizasyonlar yapılmıştır. Mevcut tampon tasarımının bu çalışma ile iyileştirildiği görülmüştür.
Liu ve diğ. (2016) yapmış olduğu çalışmalarda, ön tampon tasarımında ağırlık azaltma için kompozit malzeme kullanımını araştırmışlardır. Kompozit malzemeler yüksek enerji sönümü ve yüksek mukavemete ulaşabilmektedir. Kompozit malzemelerin kullanılmasının çarpışma güvenliği ve ağırlık azaltma için en uygun yol olduğu savunulmaktadır. Ancak kompozit malzemelerin büyük çelişki yarattığı konular olduğu da vurgulanmıştır. Örneğin; kompozitlerin doğrusal olmayan malzeme davranışları ve birçok diğer tasarım girdileri. Çalışmada PSO algoritmasıyla optimum kombinasyon hesaplanmış ve %31,5 ağırlık azaltımı sağlanabileceği görülmüştür.

Zhu ve diğ. (2017) tarafından bu yayında, otomobil egzos emisyonunu düşürmek için karbon fiber malzeme kullanımı konusu incelenmiştir. Makalede, araç ön tampon tasarımının karbon fiber malzeme kullanarak yapılmasının hem en etkili hem de en hafif çözüm olduğunu savunmaktadır. Çalışmada rijitlik değeri en yüksek olan tasarım, düşük hızda çarpışma testinde 2 farklı yükleme hali için test edilmiştir.
Hanssen ve diğ. (2001) tarafından bu çalışmada, düşük hızlarda oluşan kazalar için çarpışma kutusu içine alüminyum dolgusunun önemi incelenmiştir. Alüminyum köpük dolgu kullanılan çarpışma kutularının enerji sönümleme değerlerinin tespiti için deneyler yapılmış olup bu deneyler ile ilgili görsel Şekil 1'de görülmektedir.



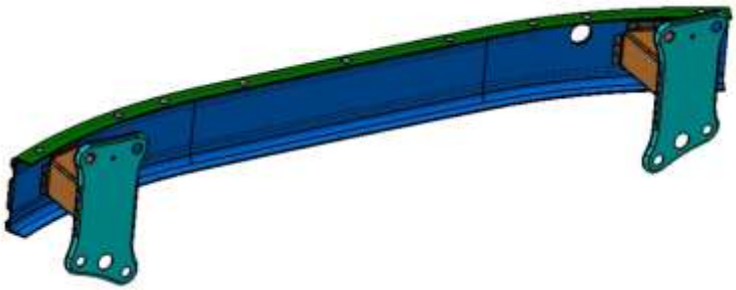
Şekil 1. Alüminyum köpük dolgusu kullanılan çarpma kutuları

Davoodi ve diğ. (2012) tarafından sunulan çalışmada, düşük hızlarda oluşan kazalarda oluşan kinetik enerjinin ön tampon tarafından absorbe edilmesi ve yasalarla zorlaştırılan ön tampon tasarımı üzerinde durulmuştur. Yeni tampon tasarımları yolcuların yaralanmalarını engellemeli düşük hızlı çarpışmalarda şekil değişikliğine uğramamalı, yüksek hızlı çarpışmalarda ise kinetik enerjiyi sönümlemelidir. Tasarım üzerinde yapılan analizler sonucunda, ön tampon tasarımının hem dayanıklı, hem de geri dönüştürülmüş hafif malzemelerden yapılabileceği sonucuna ulaşılmıştır.
Kim ve diğ. (2014) tarafından sunulan çalışmada, dinamik yük altında alüminyum ve CFRP malzemelerinin eksenel katlanması ve çarpışma dayanaklılığı incelenmiştir. Düşük hızda çarpışma testi RCAR regülasyonuna göre 5 farklı diziliş için gözlenmiştir. Her farklı karbon fiber dizilimi farklı farklı darbe dayanım özelliği göstermiştir. Sönümlenen enerji miktarı belirlenip, yapılan testler sonucunda %38 kadar iyileşme sağlanabileceği gözlenmiştir. Bunun yanında, katman kalınlıklarının arttırılmasıyla daha iyi sonuçlara ulaşılabileceği anlaşılmıştır.
HIirsch (2014) tarafından yapılan çalışmada ise yenilikçi konsept araç tasarımlarında seçilebilecek en iyi malzemenin alüminyum olabileceği savunulmaktadır. Alüminyum 5xxx ve 6xxx serilerinin yüksek dayanım ve kolay şekillendirebilme özellikleriyle araçlarda ağırlık azaltma için iyi bir alternatif olacağı düşünülmektedir. Makalede, araçların genel olarak ağırlık azaltmak amacıyla kullanılabileceği "çok malzemeli süper hafif araç konsepti" açıklanmıştır.
Belingardi ve diğ. (2015) tarafından yapılan çalışmada, taşıtlarda ağırlık azaltma sürecinde üzerinde çalışılabilecek en uygun parçalardan birinin ön tampon olduğu savunulmaktadır. Ön tamponun kaza anında yolcuları korumak için geliştirildiği ve kaza anında enerjiyi sönümlemek için tasarlandığı anlatılmakta ve üç farklı malzeme kullanılarak imal edilen tamponlar üzerinde yapılan testlerin sonuçları verilmektedir. Denemelerde; GMT, GMTex ve GMT-UD malzemeleri kullanılmıştır. Çalışmalarda; darbe enerjisi, kaza direnci, enerji sönümleme ve rijitlik değerleri değerlendirme kriteri olarak ele alınmıştır.

2. GELİŞTİRİLEN ÖN TAMPON RAYI VE ÇARPMA KUTUSU KONSEPTLERİ

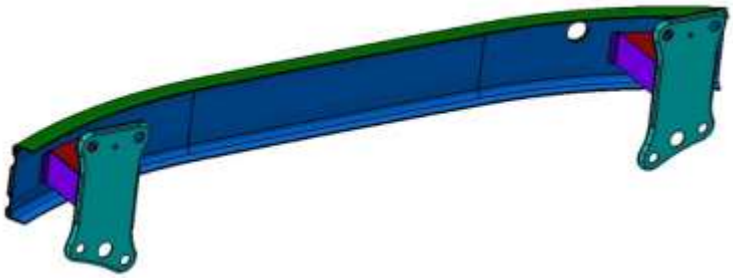
2.1. Ön Tampon Rayı Tasarımları

B ve C segmenti araçlarda genellikle ön tampon tasarımları yaklaşık 6-7 kilogram arasında değişmektedir. Bu segmentlerdeki birçok araçta ön tampon tasarımları sac malzemeden oluşmaktadır. Bu çalışmada öncelikle iki adet tampon tasarlanmıştır. Bu tasarımlarda, darbe sönümleyen bölümler farklı olup kompozit malzeme ilave edilen bölümler mevcuttur.



Şekil 2. Ön Tampon Rayı Tasarımı-1

Şekli 2'de 1 nolu ön tampon rayı tasarımında, ray kısmı iki farklı sac malzemeden tasarlanmıştır. Ön tampon rayları genellikle iki parçadan veya rollform denilen süreç sonucunda tek parça olarak imal edilebilmektedir. Arasına karbon fiber takviyesinin yapılmak istendiğinden dolayı ön tampon tasarımı iki sac parça şeklinde yapılmıştır. Bu şekilde daha pahalı olan rollform imalat sürecinden de kaçınılmıştır. Tampon tasarımında ray sacları arasına karbon fiber takviyesi yanı sıra alüminyum köpük malzeme de darbe sönümleyici parçaların içerisine doldurulmuştur.



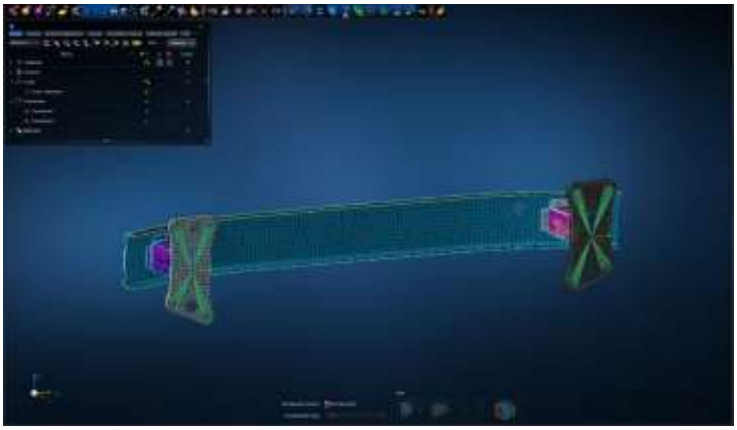
Şekil 3. Ön Tampon Rayı Tasarımı-2

Şekil 3'de 2 nolu ön tampon rayı tasarımında, bir önceki tasarımda olduğu gibi ray kısmı iki sac parçadan tasarlanmıştır. Burada farklı olarak termoplastik poliüretan malzemeden üretilen bal petekleri darbe emici braketlerin içine eklenmiştir. Yine karbon fiber malzeme iki rayın arasına eklenmiştir.
Bu tasarımlarda iki ray arasında, darbe sönümleyici braketlerin bağlantısında ve darbe sönümleyici braketlerin şasi bağlantı braketlerine bağlantı yöntemi punta kaynağı olarak öngörülmüştür. Punta kaynağı dolgu malzemesi gerektirmeden iki parçanın bağlanmasını sağlar.

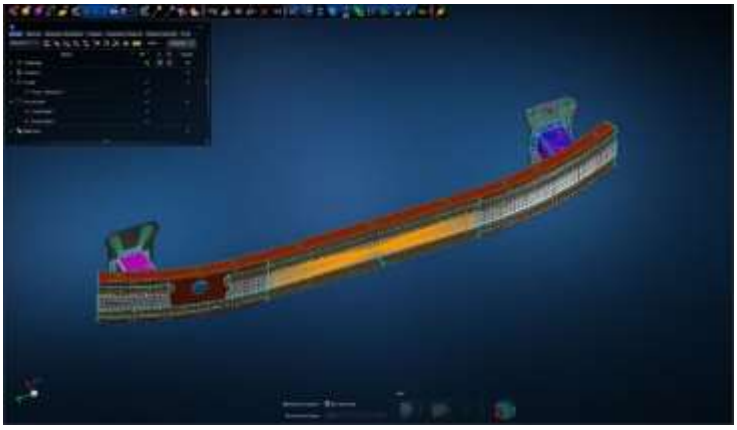
2.2. Ön Tampon Rayı Tasarımlarının Sonlu Elemanlar Modeli

Tasarımı yapılan iki tamponun sonlu elemanlar modeli oluşturmasında MSC Apex programı kullanılmıştır. Bu tamponların sonlu elemanlar modelinde herhangi bir şartnamesi olmadığı için parçaların büyüklüğü göz önüne alınarak 10 mm'lik mesh ağı oluşturulmuştur. Genellikle ön tampon sonlu elemanlar modelinde 8-12 mm mesh istenileceği tecrübe olarak bilinmektedir. Sonlu elemanlar modeli oluşturulurken Quatro elemanlar kullanılmıştır. Triangle mesh elemanları sonlu eleman modellerinde genellikle tercih edilmemektedir. Sonlu elemanlar modellerinde genellikle triangle mesh yapısıyla ilgili sınır şartı vardır.
Sonlu elemanlar modelinde parçaların mesh yapısının oluşturulmasında birden fazla yöntem bulunmaktadır. Örneğin; sac parçaların sabit kalınlığı olduğundan dolayı orta yüzey alınarak bu yüzey mesh ağ yapısı oluşturulmakta ancak diğer parçalar için hex mesh adıyla bilinen parçanın tamamına mesh atılması işlemi uygulanmalıdır. Bu iki farklı mesh model arasında farklılıklar vardır, ancak orta yüzey modelinde oluşturulan yapılar çözdürücü olarak zamandan tasarruf sağlar. Otomotiv sektöründe genellikle orta yüzeye mesh atılması yeterli olarak değerlendirilmektedir.
Şekil 2'de 1 no'lu ön tampon tasarımında, sac parçalar orta yüzey alınarak mesh işlemi yapılmıştır. Karbon fiber yapısı ve alüminyum tasarımlar da ise hex mesh yöntemiyle mesh işlemi yapılmıştır. Şekil 4'de bu hazırlanan modeller gövdeye bağlandığı deliklerin etrafında oluşturulan washer elamanlar, RBE2 bağlantı yöntemiyle seçilerek orta noktası oluşturulmuştur ve bu oluşan node'dan sabitlenmiştir. Şekil 5'de aynı şekilde ön tampon sonlu elemanlar modelinde ön tampondan node'lar RBE2 elemanlarıyla seçilerek orta nokta oluşturulmuştur ve bu noktaya kuvvetler uygulanmıştır.

RBE2 bağlantı metodu genellikle kaynaklar için tanımlanırken, sabitleme ve yük uygulanacak washer elemanların orta node'larını oluşturmak için kullanılmaktadır. Bu sonlu elemanlar analizlerinde hex mesh modeli ile oluşturulan karbon fiber ve alüminyum parçaları glue özelliği ile modele sabitlenmiştir.



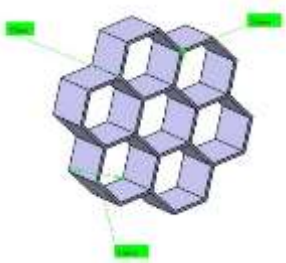
Şekil 4. Ön tampon tasarımlarının sonlu elemanlar modelindeki sabitleme noktaları



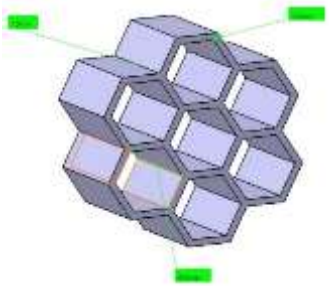
Şekil 5. Ön tampon tasarımlarının sonlu elemanlar modelindeki yük uygulama noktaları

2.3. Bal Peteği Çalışması

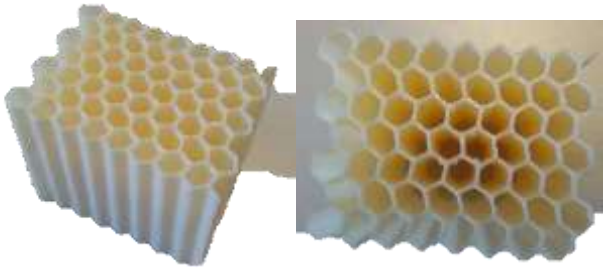
İkinci çalışmada bal peteği (honeycomb) tasarımı ön tampona eklenmiştir. Şekil 6 ve 7'de bal peteği şekli, günümüzde enerji sönümlemede kullanılan en iyi tasarımlardan biridir. Şekil 8'de yapılan tasarımlar eklemeli imalat yöntemiyle üretilmiştir.



Şekil 6. Bal peteği tasarım çalışması 1

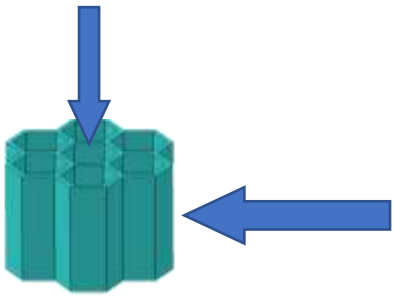


Şekil 7. Bal peteği tasarım çalışması 2



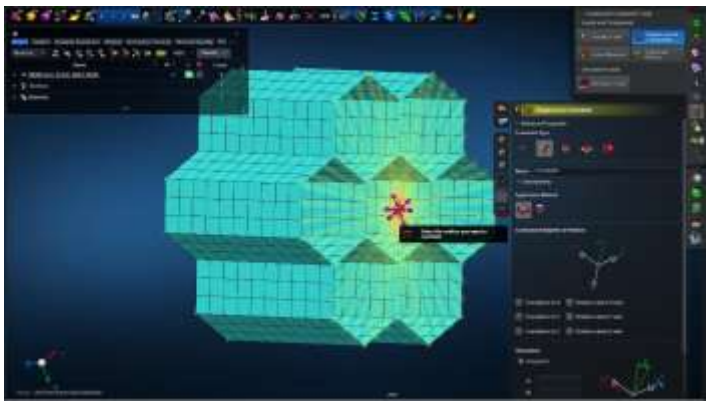
Şekil 8. Eklemeli imalat yöntemi ile üretilen bal peteği örnekleri

Tasarımı yapılan bal peteği yapısının sonlu elemanlar modeli MSC Apex programında hazırlanmıştır. En uygun bal peteği yapısını bulmak için belli parametreler seçilmiştir. Geometrik analiz için hücre sayısı, hücre büyüklüğü, uzunluğu ve kalınlığının etkileri incelenmiştir.
Standart test parçasının analizi yapıldıktan sonra bu parça baz alınarak yukarıdaki parametrelere göre ayrı analizler yapılmıştır. Şekil 9'da baz alınan test parçası da dahil olmak üzere toplam 5 ayrı parçaya üstten yük uygulandıktan sonra, bu geometrilerin yatay yüke maruz kaldığında gösterdiği etkileri gözlemlemek amacıyla 5 analiz de yandan yüklemeler için yapılmıştır.



Şekil 9. Bal peteği tasarımı kuvvet uygulama yönleri

Tasarımı yapılan bal petekleri için orta yüzey modeliyle sonlu elemanlar modeli hazırlanmıştır. Sonlu elemanlar modelinde parça boyutunun küçük olması nedeniyle mesh boyutu 1 mm olarak belirlenmiştir.

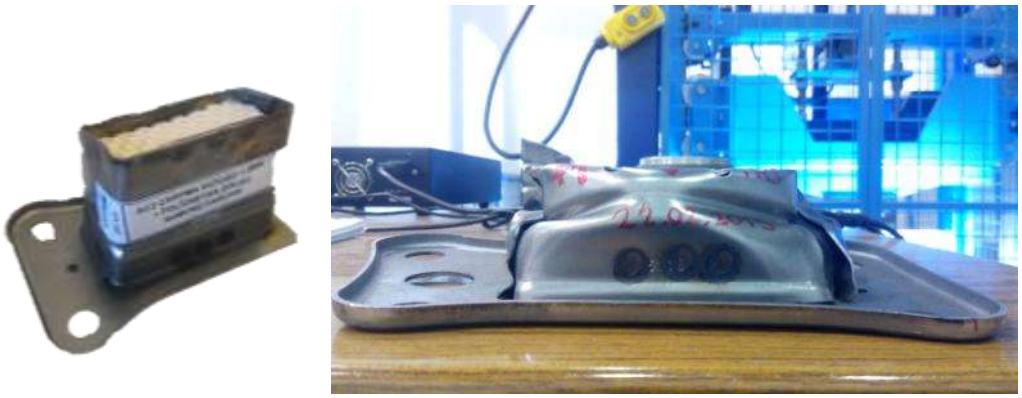


Şekil 10. Bal peteği tasarımının sabitlenmesi

Sekil 10'da de görüldüğü gibi RBE2 elemanları ile sondaki node'lar seçilerek orta nokta oluşturulmuştur ve bu noktadan model sabitlenmiştir. Aynı şekilde yük uygulanacağı diğer taraf da RBE2 bağlantısı ile orta nokta oluşturulmuştur. Bal peteği tasarımlarının darbe sönümleyici braketlerin içerisinde bulunacağı düşünülerek kenarlara sadece Z ekseninde harekete izin verecek şekilde mesnetler tanımlanmıştır.

3. TEST ÇALIŞMALARI

AKA Otomotiv San. ve Tic. A.Ş. Ar-Ge Merkezi tarafından yürütülen "Yeni nesil tampon rayı ve çarpma kutusu tasarımı ve prototip imalatı" adlı proje kapsamında geliştirilmiş olan yeni ön tampon tasarımları hem serbest düşme testleriyle hem de sonlu elemanlar yöntemi kullanan analizlerle incelenmiştir. Serbest düşme cihazında gerçekleştirilen testler Şekil 11'de gösterilmiş ve sonuçlarla ilgili bilgiler Tablo 1'de özetlenmiştir.



Şekil 11. Serbest düşme testleri örnek numune ve test sonucu örneği

Tablo 1. Serbest Düşme Cihazında Yapılan Test Bilgileri

Parça Adı	Numune	Enerji Yükleme (kj)	Yükseklik (mm)	Et kalınlığı (mm)	Malzeme	Kütle (g)
İnce Cidarlı Darbe Sönümleme Braketi	Numune 1	1	96	1,2	SPFC590	561
	Numune 2	0,5	96	1,2	SPFC590	556
	Numune 3	1	96	1,2	SPFC590	560
Kalın Cidarlı Darbe Sönümleme Braketi	Numune 1	0,5	96	1,6	SPFC590	645
	Numune 2	1	96	1,6	SPFC590	640
	Numune 3	3	96	1,6	SPFC590	643
Farklı Darbe Sönümleme Braketi	Numune 1	3	135	1,6	SPFC780	806
	Numune 2	5	135	1,6	SPFC780	808
	Numune 3	7	135	1,6	SPFC780	808

İnce Cidarlı+Al köpük Darbe Sönümleme Braketi	Numune 1	3	96	1,2	SPFC590	780

4. SONUÇLAR

Yapılan deneylerle elde edilen temel sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:
Araç tamponlarında farklı malzeme ve konstrüksiyonların çarpma dayanımına etkisi incelenmiş ve aşağıdaki sonuçlar ortaya koyulmuştur.

- Yapılan tasarımlar arasında 1 numaralı tasarımının daha mukavemetli olduğu anlaşılmıştır.
- Sonlu elemanlar analizinde ve fiziksel testlerde, ön tampon sabitlenip kuvvet ortadan uygulanmıştır. Fiziksel testlerde serbest düşme cihazında kullanılan ağırlık ön tamponun tam ortasına serbest düşürülmüştür. Yapılan çalışmada darbe sönümleme değerlerine ulaşılamamıştır.
- Bal peteği tasarımı sonlu elemanlar modelinde yükün yandan uygulanması durumunda %60 oranında maksimum stres değerinde artış gözlenmiştir.
- Bal peteği tasarımında sonlu elemanlar modelinde boyutun iki katına çıkarıldığı modelde yükün yandan uygulanması durumunda %32 oranında maksimum stress değerinde azalma görülmüştür.
- Bal peteği tasarımında sonlu elemanlar modelinde hücre sayısı iki katına çıkarıldığı modelde yükün yandan uygulanması durumunda %221 oranında maksimum stress değerinde artış görülmüştür.
- Bal peteği tasarımında sonlu elemanlar modelinde hücre boyutunun iki katına çıkarıldığı modelde yükün yandan uygulanması durumunda %784 oranında maksimum stress değerinde artış görülmüştür.
- Bal peteği tasarımında sonlu elemanlar modelinde kalınlık iki katına çıkarıldığı modelde yükün yandan uygulanması durumunda %1 oranında maksimum stress değerinde azalma görülmüştür.
- Parçanın boyunun uzatılmasının dikey yönde yapılan analizde bir etkisinin olmadığı görülmüştür.
- Parçaya yandan kuvvet uygulanması durumunda ise heterojen bir stres dağılımı elde edilmiştir. Kuvvetin uygulandığı yerlere yakın taraftaki altıgen birleşim noktalarında stres yoğunluğunun en yüksek olduğu görülmüştür. Bu nedenle parçanın karşılaştığı en yüksek stres değerleri yandan kuvvet uygulanması durumunda en fazladır.
- Parçanın dikey yönde uygulanan kuvvete direnci daha yüksek, aynı mukavemette biri dikey yönde biri yan yönde olmak üzere iki parça elde edilmek istenirse, dikey kuvvet uygulanan numunede daha az malzeme kullanılacaktır, bu da üretim hızı ve maliyeti açısından avantaj sağlar.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu Teknoloji ve Yenilik Destek Programları Başkanlığı (TÜBİTAK TEYDEB) tarafından Sanayi AR-GE Projeleri Destekleme Programı kapsamında 3170729 numaralı ve "Yeni nesil tampon rayı ve çarpma kutusu tasarımı ve prototip imalatı" adlı proje kapsamında desteklenmiştir.

KAYNAKLAR

1. **Belingardi, G., Beyene, A.T., Koricho, E.G., Martorana, B. 2015.** Alternative lightweight materials and component manufacturing technologies for vehicle frontal bumper beam, Composite Struct., 120,483–495.
2. **Davoodi, M.M., Sapuan, S.M., Aidy, A., Abu Osman, N.A., Oshkour, A.A., Wan Abas, W.A.B. 2012.** Development process of new bumper beam for passenger car: A review. Materials and Design, 40: 304–313.
3. **Hanssen, A.G., Langseth, M., Happerstad, O.S. 2001.** Static and dynamic crushing of circular aluminium extrusions with aluminium foam filler. International Journal of Impact Engineering, 24 (5): 475-507.
4. **Hirsch, J. 2014.** Recent development in aluminium for automotive applications. Transactions of Nonferrous Metals Society of China. 24. 1995–2002. 10.1016/S1003-6326(14)63305-7.
5. **Kim, H., Shin, D., Lee, J. 2014.** Crashworthiness of aluminum/CFRP square hollow section beam under axial impact loading for crash box application. Composite Structures. 112. 1–10. 10.1016/j.compstruct.2014.01.042.
6. **Liu, Z., Lu, J., Zhu, P. 2016.** Lightweight design of automotive composite bumper system using modified particle swarm optimizer. Composite Structures 140 630-643, 10.1016/j.compstruct.2015.12.031.
7. **Tanlak N., Sonmez F.O., Senaltun, M. 2015.** Shape optimization of bumper beams under high-velocity impact loads. Engineering Structures, Volume 95, 15 July 2015, Pages 49-60, doi.org/10.1016/j.engstruct.2015.03.046.
8. **Wang, T., Yonggang, L. 2015.** Design and analysis of automotive carbon fiber composite bumper beam based on finite element analysis. Advances in Mechanical Engineering, 7. 10.1177/1687814015589561.

9. **Zhu, G., Wang, Z., Cheng, A., Li, G. 2017.** Design optimisation of composite bumper beam with variable cross-sections for automotive vehicle. International Journal of Crashworthiness, 22:4, 365-376, DOI: 10.1080/13588265.2016.1267552.

UZATARAK BÜKME YÖNTEMİYLE OTOMOTİV PARÇASI TAMPON RAYINDA ŞEKİLLENDİRME SÜRECİNİN GELİŞTİRİLMESİ

Serkan ÖZŞAHİN[1], Yiğithan AÇIKGÖZ[2], Hüseyin DEĞİRMENCİ[3], Tevfik Can ÖZGÜR[4]
[1,2,3,4]AKA Otomotiv A.Ş. ArGe Merkezi, Bursa, Türkiye
[1] Corresponding Author: Serkan ÖZŞAHİN, sozsahin@akaoto.com.tr

ÖZET

Stretch forming (uzatarak bükme yöntemiyle şekil verme işlemi) yenilikçi tampon raylarının şekillendirilmesinde ihtiyaç duyulan bir süreçtir. Yeni geliştirilen araçlarda tampon raylarının istenen toleranslarda, standart kalitede, düşük ıskarta ve ekstra işçilik oranlarıyla uygun maliyetli şekillendirilmesi için uzatarak bükme sürecine ihtiyaç duyulmaktadır.
Bu bildiride, bu özel bükme süreciyle ilgili makinenin geliştirilmesi üzerinde durulacaktır. Geliştirilecek olan makinenin, muadillerine oranla farklı ve özgün bir tasarımla ortaya konulması, müşteri beklentilerini karşılayacak şekilde kaliteli parça üretmesi, farklı tampon çeşitlerine ve boyutlarına uyarlanabilecek şekilde üniversal özellikte olması üzerine çalışmalar yapılmıştır. Özellikle lift kollara uygulanacak olan kuvvet iletim yöntemi farklılaştırılarak hem parça kalitesi hem de ıskarta veya olası ekstra işçilik ihtiyacının ortadan kaldırılması ve geliştirilecek özel malafa yapısıyla içe katlanan malzeme yığılmasının önüne geçilmesi analiz edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Stretch Bending, Uzatarak Bükme Süreci, Tampon Rayı, Proses Tasarımı, Makine Tasarımı, Prototip İmalatı

ABSTRACT

Stretch forming is a process that is needed for shaping innovative bumper rails. In newly developed vehicles, the bending process is needed to shape the bumper rails at desired tolerances, standard quality, low scrap and cost-effective with extra labor rates.
This paper will focus on the development of the machine for this particular bending process. Studies have been carried out to reveal the machine to be developed with a different and original design compared to its equivalent, to produce quality parts to meet customer expectations, and to be universal in a way that can be adapted to different types and sizes of bumper rail. In particular, the force transmission method to be applied to the lift arms has been differentiated, eliminating the need for both part quality and scrap or possible extra labor and preventing the concentration of the folded material with the special mandrel structure to be developed.

Key Words: Stretch Bending, Stretch Forming Process, Bumper Rail, Process Design, Machine Design, Prototype Manufacturing

1. GİRİŞ

Özellikle yeni geliştirilen araçların tampon raylarının şekillendirilmesindeki en büyük sorun, dar tolerans gereksinimlerinin yüksek üretim hacmi beklentisiyle bir arada olmasıdır. Dolayısıyla bükme işleminde hem yüksek hassasiyet hem de verimlilik sağlanması gereklidir. Tekniğin bilinen durumunda, tampon rayının plastik şekil verme süreci olarak, seri üretime uygun hassas bir yöntem olan uzatarak bükme (stretch bending), bu beklentilere cevap oluşturabilmektedir. Süreçte parça bükülürken aynı zamanda "uzatılmakta", yani parçaya aynı zamanda çekme kuvveti de uygulanmaktadır ve enine kesit büyük oranda gerilme altındadır. Bu sayede, genellikle et kalınlığı düşük ekstrüzyonların bükülmesinde sorunlara neden olan lokal burkulma olayından da kaçınılmaktadır. Çekme kuvveti kesitte oldukça homojen bir gerilme durumu sağlamakta, bu da parça serbest bırakılıp istasyondan alınırken elastik geri dönüşün, yani geri yaylanmanın etkilerinin azalmasına yol açmaktadır. Çekme kuvvetinin yükseltilmesi kesitteki deformasyonu arttırırken geri yaylanmayı azaltmaktadır. Literatürde sürece yönelik alternatif yaklaşımlardan bahsedilmektedir. Bir seçenek, eğme işlemi sırasında parçaya uygulanan yatay tutucuları hareket ettirerek, tüm bükme işlemi sırasında çekme kuvvetini sabit tutmaktır.
Başka bir strateji, bükme işlemi sırasında numunenin son konumlarını sabit tutmaktır. Her iki durumda da hareketli olan kalıp parça yönünde ilerleyerek bükme işlemini sağlamaktadır. Araştırmalarda bu iki yaklaşımın malzeme yığılmaları yönünden farklı davranışlara yol açtığı tespit edilmiştir.
Clausen ve diğ. (2000) tarafından yapılan çalışmada, iki alüminyum tampon kesitinin uzatılarak bükülmesi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Burada altı farklı uzatarak bükme prosedürü incelenmiştir. Eğilme sırasında sabit gerilme

kuvvetine sahip sonuç, enine kesit deformasyonları açısından elverişli görünmektedir. Bu deformasyonlar ek gerilme kuvveti ile artarken, boşaltma sırasında geri esneme azalan bir eğilim gösterir.
Elsharkawy ve El-Domiaty (2001) tarafından yapılan bu çalışmada, T kesitli kirişlerin gerilme-bükülmesine yönelik bir matematiksel model sunulmuştur. Şekillendirme kalıbına göre kirişin flanşının iki farklı yeri için malzemelerin mukavemeti yaklaşımını kullanarak tam bir analiz yapılmıştır. Birinci konum, flanşı oluşturan kalıbın yüzeyi ile tam olarak temas halinde ve kalıbın eğrilik merkezine doğru yapan flanş olarak adlandırılır. İkinci pozisyon, kiriş ağını kalıbın eğrilik merkezine doğru yapan flanş çıkışı olarak adlandırılır. Tamamen elastik, birincil plastik ve ikincil plastik rejimler için uygulanan eğilme momentinin uygulanan eksenel yük ile varyasyonları elde edilir.
Miller ve diğ. (2001) tarafından yapılan çalışmada, boru şeklinin ve uygulanan tüm yüklerin uzunluk boyunca eşit olduğunu varsayan, bükülme-gerilme basıncı oluşturma işleminin iki boyutlu bir modeli incelenmiştir. Model daha sonra mevcut imalat sürecini incelemek ve bazı alternatif yükleme geçmişlerini değerlendirmek için kullanılmıştır. Gerilim ve basıncın kesitsel bozulma, geri yaylanma ve net uzama üzerindeki etkisi tahminler ışığında tartışılmıştır. Simülasyonlar ve ilgili deneyler, şekillendirme işlemi sırasında uygulanan yüklerin sırasını ve büyüklüğünü seçmek için bir tasarım metodolojisinin temeli olarak kullanılmıştır.
Miller ve diğ. (2001) tarafından yapılan diğer bir çalışmada, bükülmeyi önleyecek ve yığılma ve geri yaylanmayı en aza indirecek şekilde şekillendirme işlemleri incelenmiştir. Tüpler daha sonra, ön kalıplama, basınçlandırma ve sert kalıplar üzerinde bükülerek istenen şekle getirilmiştir.
Miller ve Kyriakides (2003) tarafından yapılan çalışmada, tüm şekillendirme işlemini simüle etmek için şekillendirme işleminin 3 boyutlu bir sonlu eleman modeli kullanılmıştır. Model, özel olarak kalibre edilmiş karesel olmayan bir verim fonksiyonu kullanılarak, sürecin tüm yönlerini doğru bir şekilde yeniden üretmiştir.
Nanu ve Brabie (2012) tarafından yapılan çalışmada, metalik levhalardan yapılmış soğuk şekillendirilmiş parçaların boyutsal doğruluğunu ve şeklini etkileyen ana istenmeyen olaylardan birinin geri yaylanma olduğu incelenmiştir. Bu olayın yoğunluğunu belirleyen ve etkileyen önemli bir nedeninin, deforme olmuş malzemede soğuk şekillendirme prosesi tarafından üretilen streslerin dağılımı olduğu anlatılmıştır.

Ji He ve diğ. (2013) tarafından yapılan çalışmada, uzatarak bükme koşulları altındaki ters yükleme sürecinin daha iyi modellenebilmesi amacıyla Bauschinger etkisi, bükmeye yönelik şekillendirme sınır diyagramı modeliyle birleştirilmiştir. Bauschinger etkisinden kaynaklanan malzemelerin gerilme-uzama tepkisindeki erken esneme fenomeninin, lokal buruşmaların giderilmesi için pozitif bir etki oluşturduğu gözlenmiştir. Araştırmanın sonuçları projede, malzeme yığılma toleransının sağlanması yönünde dikkate alınmıştır.

Tianjiao Liu ve diğ. (2015) tarafından yapılan yayında, Z ve T kesitine sahip iki farklı ekstrüzyonlu Al-Li alaşımının yer değiştirme kontrollü soğuk uzatarak bükme işleminde oluşan geri yaylanma olayı araştırılmıştır. Araştırmacıların kullandığı analitik modelin sonuçları doğrulama deneyleriyle teyit edilmiştir, hata %19 seviyelerindedir. Sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen sonuçlarda malzeme, çap, proses parametreleri ve sürtünme koşullarının geri yaylanma etkileri incelenmiştir. Metodoloji ve bulgular projeye girdi oluşturmuştur.

Affronti ve Merklein (2018) tarafından yapılan yayında, farklı gerilme koşulları ve malzemeler için çift eksenli ön gerilme ve bükme etkileri analitik ve deneysel olarak incelenmiştir. Şekillendirme sınır diyagramları genellikle, uzatarak şekillendirme temelli Nakajima testi ile değerlendirilmektedir. Çalışmada malzeme kalınlıklarının kalıp çapına oran etkisinin araştırılması amacıyla farklı kalıp çaplarında Nakajima testleri gerçekleştirilmiştir. Araştırmanın sonuçları malzeme kalınlıkları açısından projede girdi olarak kullanılmıştır.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

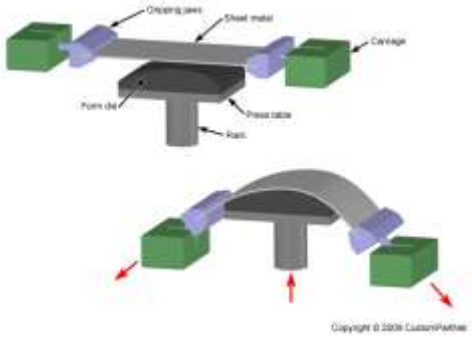
Tasarımın genel çerçevesini belirlemek için akademik literatür ve patent taramaları yapılmıştır. Muadil makine taramaları yapılarak ilerlemenin yönü tespit edilmiştir. Uzatarak bükme ile ilgili araştırmalar derinlemesine yapılarak bilgi birikimi arttırılmıştır.
Araştırma faaliyetlerinde Uludağ Üniversitesinin çevrimiçi akademik kaynakları, patent tarama siteleri (TPE, espacenet.net vb.) ve internet olanakları kullanılmıştır. Projede belirlenen anahtar kelimeler kullanılarak, tekniğin mevcut seviyesi ve ilerleme yönü belirlenmiştir. Burada ilgili kaynakların derlenmesi ile elde edilen bulguların tartışılması ve değerlendirmesi yapılmıştır. Bir araya toplanan bilgiler tasarım şartnamesine girdi olarak kullanılmıştır. Teknik ve ekonomik yapılabilirliğin ortaya konulmasında konulara ilişkin tecrübe ve bilgi birikimi kullanılmıştır. Bu çalışmalarda incelenen parametreler:
– Akademik ortamda konuya yönelik teknik ve teknolojik zorluklarla ilgili gelişmelerin yönünün belirlenmesi,
– Patentlerde bulunan sürece yönelik istemlerin, tasarımlarda çakışma olmayacak şekilde analizi,
– Tekniğin bilinen seviyesinin ortaya konulması,
– Muadil makine teknik özelliklerinin belirlenmesi,

– Sürecin anlaşılması ve makine tasarımının planlanan sürede tamamlanması,
– Yapılacak olan geri yaylanma ve dayanım analizlerinde ilk seferde doğru tasarıma ulaşılması ve köklü değişiklik ihtiyacı olmaması,

Şekil 1'de, araçlarda darbe sönümleme amacıyla kullanılan tampon rayları sürücü ve yaya güvenliği için kritik bir parçadır. Mevcut durumda, uzatarak büküm yapılmış rayda geometrik problemler, parça yüzeyinde ondülasyon, parça kalınlığında incelme, yeniden işleme maliyetleri, yüksek hurda oranları, proses çevrim sürelerinde kayıp, kalite problemleri gibi belirtilen sorunlar ile karşılaşılmaktadır. Bu sorunları çözmek için uzatarak bükme yöntemi kullanılır. Şekil 2'de, Sac parçaların gerdirilerek gerilim altında bir form çeliği yardımıyla şekillendirme yöntemidir. Bu yöntemde şekillendirilecek parça hareketli olup sabit bir form çeliği üzerine itilebileceği gibi sac parça sabit olup form çeliği parça üzerine itilebilir.

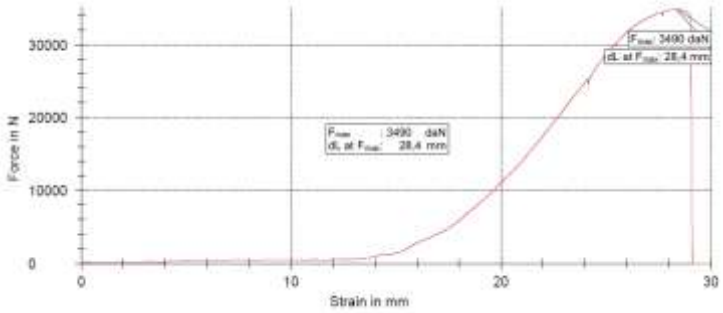


Şekil 1. Araç tampon rayı

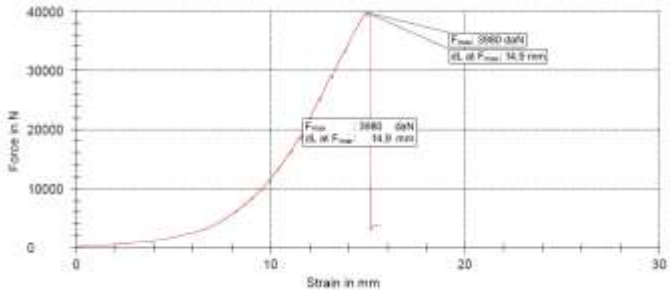


Şekil 2. Uzatarak bükme yöntemi

Süreci doğru tanımlayabilmek açısından etken parametre olan malzeme özelliklerinin de belirlenmesi önemlidir. Tampon rayı malzemesinin daha net anlaşılması için çekme ve eğilme testleri yapılmıştır. Roll form ve bükme işlemleri sonucunda; malzemenin mekanik dayanımını, gerilme ve iç yığılmalarını belirlemek için çekme testleri yapılmıştır. Test esnasında numunelere 1 N'luk ön yükün ardından 10 mm/dakika hızla çekme işlemi uygulanmıştır. Şekil 3'de SPFC1180Y grade plaka numuneye çekme testi yapılmıştır. Numune maksimum 3490 daN'da kopmuştur. Bu esnadaki uzama miktarı 28,4 mm'dir. Şekil 4'de SPFC1180Y grade roll form işlemi görmüş fakat bending uygulanmamış numuneye çekme testi yapılmıştır. Numune maksimum 3980 daN'da kopmuştur. Bu esnadaki uzama miktarı 14,9 mm'dir. Ayrıca aşağıdaki testlerde verilen numuneler için malzemedeki iç gerilme ve yığılmaların bölgeleri tespit edilmiş olup, bu bölgeler için ek önlemler belirlenmiştir. Burada roll form işleminin çekme/kopma dayanımını yükseltmekle birlikte malzemenin uzama miktarını düşürdüğü gözlenmiştir. Roll form sonrası bükme işlemi uygulanan numunelerden elde edilen sonuçlar ise birbirinden farklılıklar göstermektedir. Çeşitli malzemelerden (roll form uygulanmamış, roll form uygulanmış, roll form uygulanarak uzatarak bükme uygulanmış) elde edilen veriler geri yaylanma analizi için kullanılmıştır.

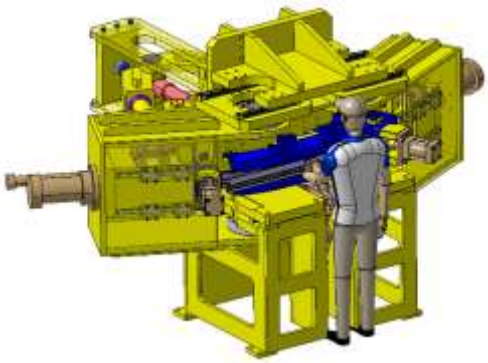


Şekil 3. Plaka Çekme Testi

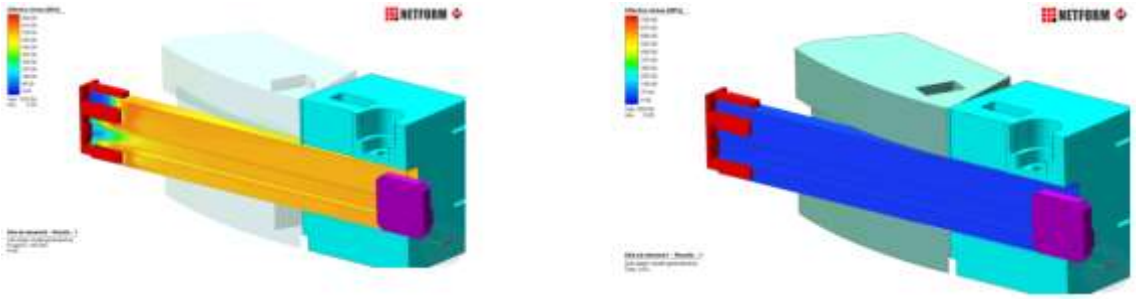


Şekil 4. Roll Formla Bükülmüş (Ezilmiş) Numune Çekme Testi

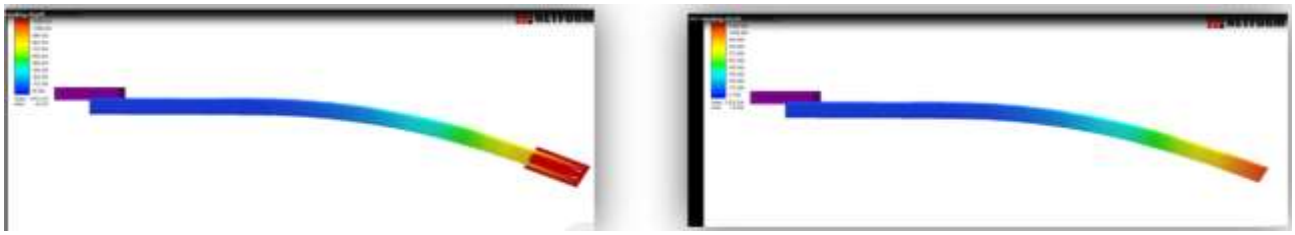
Kritik bölgeler için sonlu elemanlar analizleri yapılarak tasarım üzerinde gerekli yapısal önlemler alınmıştır. Şekil 5'de, uzatarak bükmesi makinesi tasarımı görülmektedir. Şekil 6'da, Simufact ile yapılan analizlerde geri yaylanma, incelme, yüzey ondülasyonu kriterlerinde tasarım öncesi riskler analiz edilmiştir. Malzeme kalitesi (SPFC1180Y) ve kalınlığı (1,2 mm) dikkate alınarak proses tasarımında özellikle malzemenin uzama değerleri efektif olarak kullanılmaya çalışılmıştır. Uzamanın malzemenin izin verildiği değerlerde yapılabilmesi için parçanın her iki ucundan doğru şekilde tutulması ve gerdirilmesi için çene tasarımı, jaws baskı çelikleri, malafa sistemi, hidrolik sistem, hareket hızları üzerinde sayısız çalışma yapılmıştır. Şekil 7'de, çeneler (jaws) baskıdayken ve serbest bırakıldığındaki durum görülmektedir. İlk durumda 2,5 mm baskı yapılarken, ikinci durumda bu baskı kaldırılmıştır. Şekil 8'de, ilk bakla malafa tasarımında yüzey ondülasyonunun izin verilen değerler içinde olmadığı görülmüştür. Bu nedenle bakla malafa tasarımı iyileştirilmiştir.



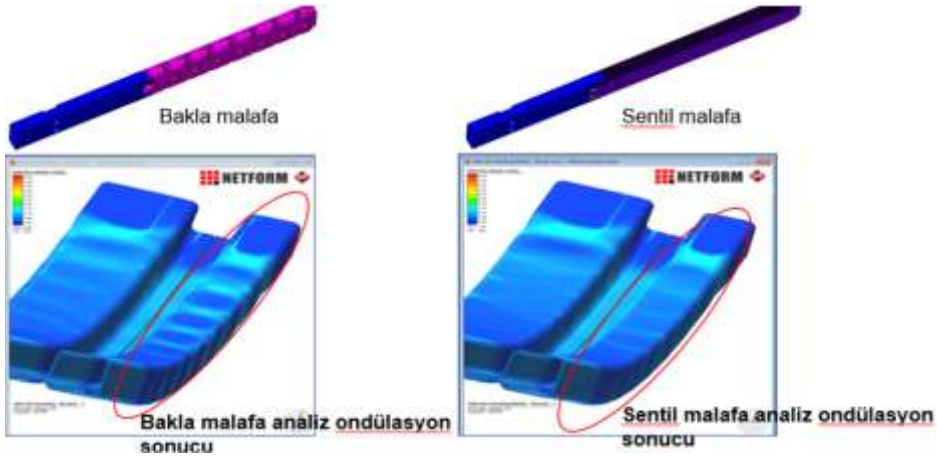
Şekil 5. Uzatarak bükme makinesi tasarımı



Şekil 6. Tasarım öncesi simülasyon



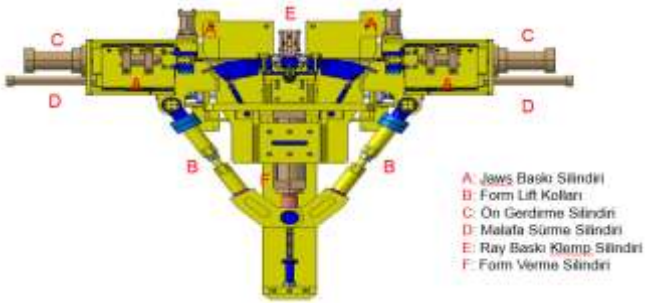
Şekil 7. Çenelerin (jaws) baskıda ve serbest bırakılma durumu



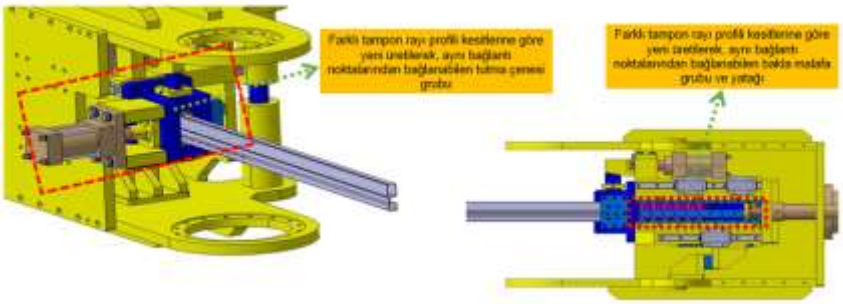
Şekil 8. Bakla malafa tasarımı

Şekil 9'da, geliştirilen süreçte uzatma ve bükme işleminin gerçekleştirilmesi, tek hidrolik silindir ile tahrik edilen lift kollarla sağlanmıştır. Hidrolik silindir ile lineer hareket yapılarak dönme ekseni etrafında dönme hareketi oluşturularak ve uzatma ve bükme işlemi gerçekleştirilecektir. Parça tutma çeneleri parça konumunun rijit olmasını sağlayacaktır. Makine, lineer ayarlanabilir dönme ekseni grubu içerecek şekilde tasarlanmıştır. Şekil 10'da, gelecekte uzun tampon rayları ve farklı tampon çeşitleri için dönme eksenlerinin lineer olarak hareket edecek şekilde ayarlı olması sağlanmıştır. Lineer ayar için lineer kızak araba kullanılmıştır. Dönme ekseni, sol dönme eksen grubu ve sağ dönme eksen grubu olmak üzere ikiye ayrılmıştır. Şekil 11'de, tampon rayı geri yaylanmasının kontrolü için ayarlanabilir form çeliği ve form çekme lift kolları geliştirilmiştir. Parçanın form verme işlemi sonrası geri yaylanma miktarı kadar, form çeliği lift kollarına büküm yönünün tersi yönünde tek sefere mahsus uygun parça elde edilene kadar ayar yapılmıştır. Form çeliği lift kolları ayar edilebilir şekilde tasarlanmıştır. Parçanın geri yaylanma yapacağı yön, form çeliğinin lift kollarına göre dönme ekseni ve form çeliği dönme ekseni etrafında ayar için dönme yönü tasarımda belirlenmiştir. Bakla malafa sistemi ile büküm sırasında içe katlanan malzeme yığılmasının önüne geçilmeye çalışılmıştır. Uzatarak bükme işlemi öncesi bakla malafalar tampon rayı içine hidrolik silindir ile sürülecektir. Bakla malafa sayesinde, içe malzeme yığılması olsa bile ray profilinin iç kısmından bakla malafa destek olarak malzeme yığılmasının içe doğru yönelmesini engelleyecektir. Tampon rayı üzerinde hatalı şekil vermeden kaynaklı malzemenin içe yığılması ile oluşan ondülasyon deformasyonları olmayacaktır. Bükme işlemi, düzlemsellik toleransı 2 mm'yi sağlayacak şekilde gerçekleştirilecektir. Gelecekteki tampon projeleri için uyumlu üniversal bir yapı oluşturulacaktır. Böylelikle makine, geniş bir boyut yelpazesinde tampon üretebilecek ve çeşitli tampon raylarının üretimine adapte olabilecek şekilde üniversal yapıda tasarlanmıştır. Farklı tampon rayı profil kesitlerine göre ayarlanabilen ve aynı bağlantı noktalarından bağlanabilen tutma çenesi grubu geliştirilmiştir. Benzer şekilde farklı tampon rayı profil kesitlerine göre ayarlanabilen, aynı bağlantı

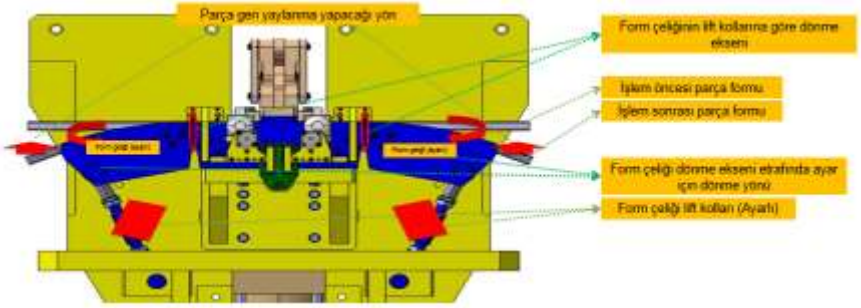
noktalarından bağlanabilen bakla malafa grubu ve yatağı da tasarlanmıştır. Şekil 12'de, makinedeki sürece entegre şekilde işlem sonunda, sonraki işlemlerde parça referanslaması amacıyla spindle motor ile delik delme işlemi sağlanacak, ek operasyon ekipman maliyeti ve süresinde iyileştirme sağlanacaktır. Bükme işlemi sonrasında parça serbest halde geri yaylanarak nominal konumuna geldikten sonra, spindle motorlar pnömatik silindirle parçaya doğru hareket edecek, delik delme işleminin gerçekleştirilmesi hedeflenmiştir. Bu işlem için spindle motor ve Ø8 matkap ile pens takımı kullanımı öngörülmüştür. Şekil 13'de, Stretch forming makinesinden çıkmış bitmiş tampon rayı görseli görülmektedir.



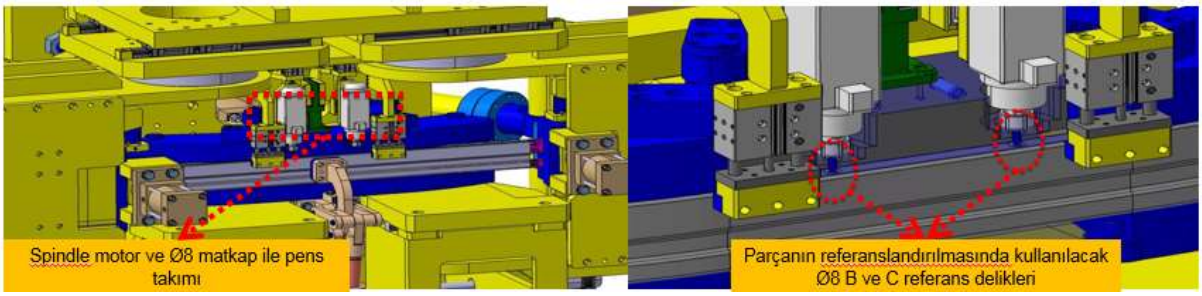
Şekil 9. Tek hidrolik silindir ile lift kollar vasıtasıyla Stretch ve bükme işlemi



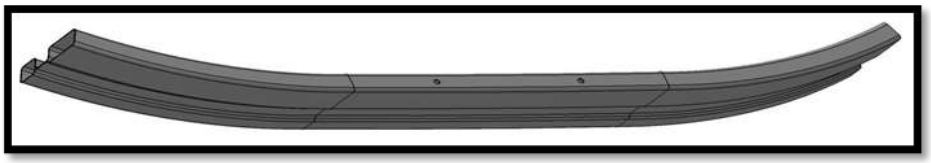
Şekil 10. Yeni gelebilecek tampon projeleri için uyumlu universal yapı



Şekil 11. Geri yaylanma için ayarlanabilir, form çeliği ve form çeliği lift kolları

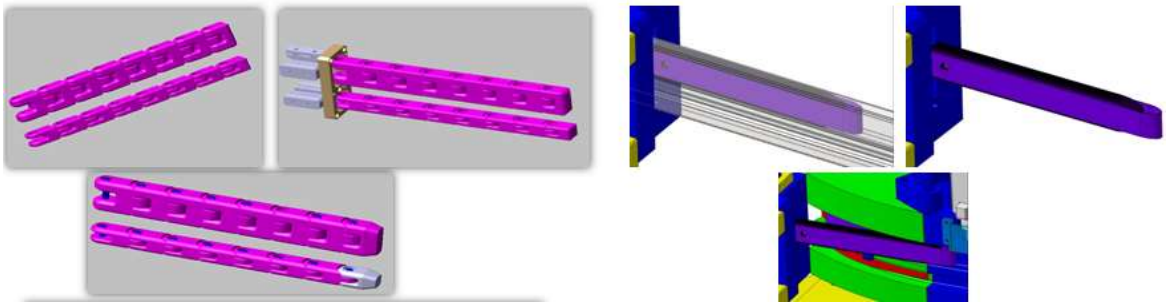


Şekil 12. Stretch forming işlemi sonunda, sonraki işlemlerde kullanılmak üzere parça referanslandırılması için spindle motor ile delik delme işlemi



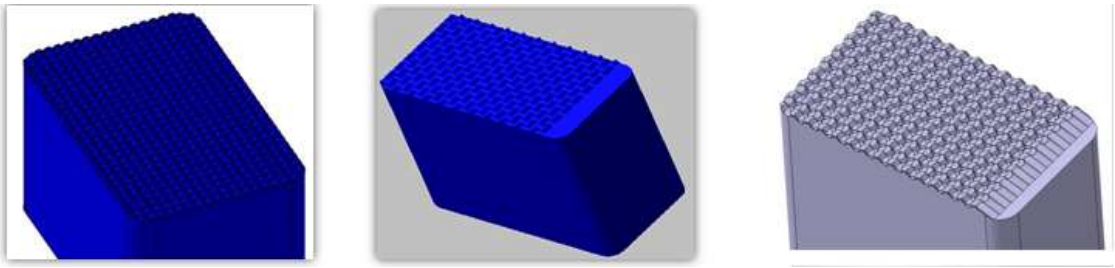
Şekil 13. Stretch forming makinesinden çıkmış bitmiş tampon rayı görseli

Şekil 14'de, revize edilen malafa tasarımına rağmen malafanın operasyon sonrası parça içinden alınması ve yüzey ondülasyon seviyesinin hala istenen seviyede olmaması nedeniyle bakla malafa sisteminden vazgeçilmiş ve sentil malafa sistemi geliştirilmiştir.



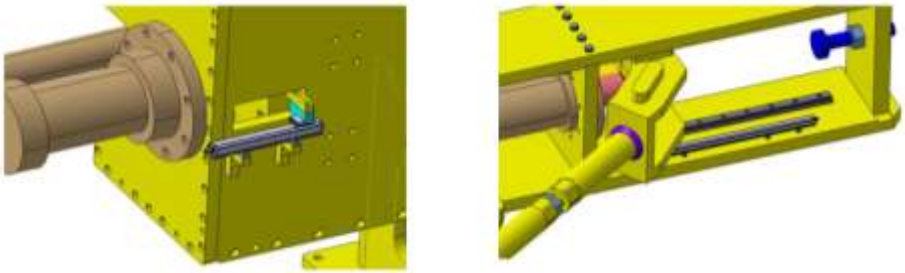
Şekil 14. Malafa tasarımları

Şekil 14'de, malzemenin istenen seviyede uzatılması ve gerdirilmesi için ana gruba ait jaws baskı çeliklerinin tutma yüzeyleri üzerine sayısız deneme ve tasarım çalışması yapılmıştır. İlk tasarımda, dişlerde kopma, kırılma ve çabuk aşınmalar görülmüştür. Tampon rayının son diş bölgesinde yırtılma meydana getirmiştir. İkinci tasarımda, tampon rayını tutan son diş bölgesinde, tampon rayında yırtılma meydana getirmiştir. Son tasarımda, tampon rayını istenen şartlarda tutabilen, çabuk aşınmaya ve kırılmaya daha dirençli tasarım meydana getirilmiştir.



Şekil 15. Jaws baskı çeliği tasarımları

Şekil 16'da, parçanın doğru geometride formlanabilmesi için gerdirme ve baskı kuvvetlerinin form kursu boyunca ayarlanabilir olması gerektiği denemelerde anlaşılmış ve hidrolik sistem ve otomasyon revize edilmiştir. Ayrıca makine üzerine manyetik cetveller eklenmiştir. Form hareketi boyunca gerdirme işleminin senkron olarak yapılabilmesi için spesifik otomasyon programı geliştirilmiştir.



Şekil 16. Gerdirme ve baskı kuvvetlerinin ayarlanabilmesi

3. TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Uzatarak bükme yöntemi ülkemizde oldukça sınırlı sayıda mevcut olup firmamız için bir ilk olma özelliği taşımaktadır. Yapılan araştırmalarda muadil makinelerde uzatma ve bükme işlemlerini gerçekleştiren lift kolların çift silindirle ayrı ayrı tahrik edildiği görülmüştür. Senkronizasyonda en küçük bir farkın bükülen parçanın ıskarta olmasına sebebiyet verdiği bilinmektedir. Bu duruma çözüm olarak lift kolların tek silindirle tahrik edileceği bir tasarım hedeflenmiştir. En önemli zorluklardan biri tek silindirden iki kola iletilecek kuvvetin özellikle açısal iletim ayarlarının yapılmasıdır. Konstrüktif açıdan çözüm alternatifleri araştırılmıştır.
Geliştirilen uzatarak bükme makinesinin, sadece tek bir tampon çeşidine özel olmayıp daha uzun tampon raylarına da ayarlanabilen bir dönme ekseni grubuna sahip olması amaçlanmıştır. Dönme ekseni grubunun geliştirilmesi konusu belirsizlik taşımıştır ve ayar işleminin QCO (hızlı tip dönme) kriterlerine uygun şekilde sağlanması araştırılmıştır. Projede farklı tampon çeşitleri için üniversal yapıda bir makine geliştirilmesi hedeflenmiştir.
Makinede geri yaylanmanın kontrol altında tutulması da ayrı bir zorluktur. Malzemenin proses çıkışında geriye yaylanma miktarının tespit edilerek kompanze edecek miktarda daha fazla kuvvet uygulanması gerekmiştir. Farklı boyut ve tampon çeşitlerinde geri yaylanma davranışı da farklı olmuştur. Dolayısıyla yaylanma miktarının hassas şekilde ölçümü ve sapmadan yola çıkılarak kuvvetin hesaplanmasına ve lift kolların ayarlanabilir olmasına ihtiyaç duyulmuştur.
Diğer bir kritik konu da büküm esnasında içe doğru katlanan malzeme yığılmasının önüne nasıl geçileceği konusudur. Burada bakla malafa sistemi üzerinden çözüm geliştirilmiştir. Ancak öngörülen 2 mm toleransın sağlanmasının mümkün olup olmayacağı, malafanın çekilmesi esnasında parça iç bölgesinin nasıl korunacağı, tutucu çenelerin parça üzerinde hasar, çizik gibi etkilerinin nasıl ortadan kaldırılacağı gibi çok sayıda tasarım zorluğu söz konusudur.

- Uzatarak bükme işlemi, tek hidrolik silindir ile tahrik edilen lift kollarla yapılmıştır. Hidrolik silindir ile lineer hareket yapılarak dönme ekseni etrafında dönme hareketi oluşturulmuş ve uzatma ve bükme işlemi gerçekleştirilmiştir. Parça tutma çeneleri parça konumunun rijit olmasını sağlamıştır.
- Tampon rayı geri yaylanma kontrolü için ayarlanabilir form çeliği ve form çekme lift kolları geliştirilmiştir. Parçanın form verme işlemi sonrası geri yaylanma miktarı kadar form çeliği lift kollarına büküm yönünün tersi yönünde tek sefere mahsus uygun parça elde edilene kadar ayar yapılmıştır. Form çeliği lift kolları ayar edilebilir şekilde tasarlanmıştır. Parçanın geri yaylanma yapacağı yön, form çeliğinin lift kollarına göre dönme ekseni ve form çeliği dönme ekseni etrafında ayar için dönme yönü tasarımda belirlenmiştir.
- Bakla malafa sistemi ile bükümde malzeme yığılması önlenmiştir. Bakla malafa sistemi ile büküm sırasında içe katlanan malzeme yığılmasının önüne geçilmeye çalışılmıştır. Hatalı formlamadan dolayı kaynaklanan malzemenin içe yığılması ile oluşan buruşma deformasyonları engellenmiştir.
- Düzlemsellik ondülasyon toleransı 2 mm sağlanmıştır.
- Farklı modellerin tampon rayları için lineer ayarlanabilir dönme ekseni grubu tasarlanmış, yeni tampon projeleri için üniversal bir yapı oluşturulmuş, geniş bir boyut aralığında tampon üretimi gerçekleştirilmiştir. Gelecekte uzun tampon rayları ve farklı tampon çeşitleri için dönme eksenlerinin lineer olarak hareket edecek şekilde ayarlı olması sağlanmıştır. Lineer ayar için lineer kızak araba kullanılmıştır. Dönme ekseni, sol dönme eksen grubu ve sağ dönme eksen grubu olmak üzere ikiye ayrılmıştır.
- Sonraki işlemlerde parça referanslaması için kullanılacak, spindle motor ile delik delme işlemi sürece entegre edilmiş, ekipman maliyeti ve süresinde iyileşme sağlanmıştır. Stretch forming işlemi sonrasında parça serbest halde geri yaylanmasını yaparak nominal konumuna gelir. Ardından spindle motorları pnömatik silindir vasıtası ile parçaya doğru hareket ederek delik delme işlemini gerçekleştirir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu Teknoloji ve Yenilik Destek Programları Başkanlığı (TÜBİTAK TEYDEB) tarafından Sanayi AR-GE Projeleri Destekleme Programı kapsamında 3180546 numaralı ve "Uzatarak bükme yöntemiyle otomotiv parçası tampon rayında şekillendirme sürecinin geliştirilmesi" adlı proje kapsamında desteklenmiştir.

KAYNAKLAR

1. **Affronti, E., Merklein, M. 2018.** Analysis of the bending effects and the biaxial prestraining in sheet metal stretch forming process. International Journal of Mechanical Sciences, 138-139:295-309.
2. **Clausen, A.H., Hopperstad, O. S., Langseth, M. 2000.** Stretch bending of aluminium extrusions for car bumpers. Journal of Materials Processing Technology, 102: 241-248.
3. **Elsharkawy, A.A., El-Domiaty, A. A. 2001.** Determination of stretch-bendability limits and springback for T-section beams. Journal of Materials Processing Technology, 110: 265-276.
4. **He, J., Xia, Z.C., Zhu, X., Zeng, D., Li, S. 2013.** Sheet metal forming limits under stretch-bending with anisotropic hardening. International Journal of Mechanical Sciences, 75: 244–256.
5. **Liu, T., Wang, Y. 2015.** Springback analysis of Z & T-section 2196-T8511 and 2099-T83 Al-Li alloys extrusions in displacement. International Journal of Mechanical Sciences.
6. **Miller, J.E., Kyriakides, S., Bastard, A.H. 2001.** On bend-stretch forming of aluminum extruded tubes-I: experiments. International Journal of Mechanical Sciences, 43: 1283-1317.
7. **Miller, J.E., Kyriakides, S., Corona, E. 2001.** On bend-stretch forming of aluminum extruded tubes-II: analysis. International Journal of Mechanical Sciences, 43: 1319-1338.
8. **Miller, J.E., Kyriakides, S. 2003.**Three-dimensional effects of the bend–stretch forming of aluminum tubes. International Journal of Mechanical Sciences, 45: 115–140.
9. **Nanu, N., Brabie, G. 2012.** Analytical model for prediction of springback parameters in the case of U stretch–bending process as a function of stresses distribution in the sheet thickness. International Journal of Mechanical Sciences, 64: 11–21.

ÇİNKO KAPLI SACLARLA SIZDIRMAZ YAKIT DEPO İMALATI İÇİN KAYNAK YÖNTEMLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ

Serkan ÖZŞAHİN[1], Yiğithan AÇIKGÖZ[2], Hüseyin DEĞİRMENCİ[3], Tevfik Can ÖZGÜR[4]
[1,2,3,4]AKA Otomotiv A.Ş. ArGe Merkezi, Bursa, Türkiye
[1] Corresponding Author: Serkan ÖZŞAHİN, sozsahin@akaoto.com.tr

ÖZET

Metal yakıt depoları taşıtlarda yakıtın güvenli şekilde depolanması amacıyla kullanılırlar. Estetik ve farklı bir forma sahip yakıt deposu, sac şekillendirme ve kaynak yöntemleri kullanılarak imal edilir. Çinko kaplı sacların kaynak edilmesi hem yöntem hem de sızdırmazlık temelinde bazı teknolojik zorluklar içermektedir. Mevcutta gazaltı kaynağı kullanılarak yapılan uygulamalarda, üst üste binme (overlap) nedeniyle sızdırmazlığa zarar veren delinme problemleri yaşanmakta ve ekstra işçilikler ile bunlar giderilmektedir.
Bu bildiride, yakıt depo imalatında kenar kaynağı (edge welding) kullanımı ile gerçekleştirilen iyileştirmeler üzerinde durulacaktır. Çinko kaplı sacların kaynak edilmesinde süreç parametrelerinin optimal şekilde belirlenmesi için sistematik çalışmalar yapılmıştır. Öncelikle kaynak sürecine etki eden parametreler ön deneyler sonucunda belirlenmiş ve ardından sistematik deneyler gerçekleştirilip sonuçları analiz edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Sızdırmazlık, Kenar Kaynak, Kaynak Teknolojileri, Metal Yakıt Deposu, Kaynak Ağzı Tasarımı, Prototip İmalat

ABSTRACT

Metal fuel tanks are used for the safe storage of fuel in vehicles. Aesthetically and differently shaped fuel tank is manufactured using sheet metal forming and welding methods. Welding of zinc-coated sheets includes some technological difficulties and challenges, both on the basis of method and sealing. In the applications made by using arc welding, there are problems of puncture damaging the sealing by overlapping and they are tried to be eliminated with extra labor.
This paper will focus on the improvements made in fuel tank manufacturing with the use of edge welding. Systematic studies have been carried out for the optimal determination of process parameters for welding zinc coated sheets. First of all, the parameters affecting the welding process were determined as a result of preliminary experiments, and then systematic experiments were carried out and the results were analyzed.

Key Words: Sealing, Edge Welding, Welding Technologies, Metal Fuel Tank, Welding Design, Prototype Manufacturing

1. GİRİŞ

Yakıt deposu sacı tek tarafı galvaniz kaplıdır ve kaynak yapıldığı esnada, kaynak ergimesine galvaniz karıştığından kaynakta köpürme meydana gelir. Bu durum, yakıt depoda sızdırma problemine sebep olur. Sızdırma problemi yüksek işçilik gerektiren yeniden işleme tamir (rework) maliyetine neden olur. Prosesin süresi arttığından, ayrıca hedeflenen üretim süresi de karşılanamaz. Çalışmada kenar kaynağı (edge welding) ile problemler ortadan kaldırılmaya çalışılacaktır. Galvanize çelikler, korozyona karşı gösterdikleri yüksek dirençleri nedeni ile otomobillerde, binalarda, köprülerde, kulelerde, kimyasal tesislerde, deniz araçlarında ve ekipmanlarında yaygın kullanım alanı bulurlar ve çeşitli kaynak yöntemleri ile birleştirilirler (Mustafa Aydın, Behçet Gülenç,2003). Bu tür çelik saclar korozyona karşı korunmak amacı ile çinko kaplanmışlardır. Asıl yapı elemanı karbonlu ve az alaşımlı çeliktir. Dolayısı ile bu tür çelik saclara birleştirme amacı ile bilinen tüm kaynak yöntemleri rahatlıkla uygulanır. Çinko kaplanmış sacların kaynak işlemi esnasında karşılaşılan iki önemli problem; Çinko nüfuziyet azlığı ve gaz kabarcıklarıdır (Onur Yıldırım, Selahattin Yumurtacı, Nurullah Gültekin, Ahmet Karaaslan, 2010). Galvanize çelik sacların özellikle köşe kaynaklarında ortaya çıkan bu çatlak türü, çinko kaynak metaline taneler arası nüfuziyeti nedeni ile oluşur. Mekanizması ise kaynak esnasında eriyen çinkonun demir içinde katı eriyik oluşturması ve bu gevrek intermetalik yapının kaynak metalinde tane sınırları boyunca yer almasına dayanır. Kaynaktan sonra artık çekme gerilmeleri, çatlağın ilerlemesine yardımcı olurlar. Özellikle kaynak dikişinin kök kısımlarında çinko kaplamanın mevcudiyeti bu etkiyi hızlandırır. Köşe dikişlerinde oluşan çinko nüfuziyet çatlağı birkaç faktöre bağlıdır. Galvanize kaplamanın

kalınlığı, galvanizleme yöntemi, galvanize çeliğin kalınlığı, birleştirmenin kök açıklığı, doldurma basıncı, kaynak yöntemi, elektrod türü bu faktörlerden bazılarıdır. Gaz kabarcığının oluşu, galvanize çelik sacların kaynağında diğer ciddi bir sorundur ve bu kaynak hatası özellikle bu tür çeliklerin bindirme iç köşe kaynak dikişlerinde ortaya çıkar. Aralık yüzeyinde ısı tesiri altında kalan bölgeye yaklaşık 1 mm uzaklıktaki bölge çinkonun buharlaşma sıcaklığının (906°C) üzerinde ısınır ve gaz kabarcığının oluşum kademeleri şöyle sıralanabilir:
- Aralıktaki çinko kaynak ısısına bağlı olarak buharlaşır,
- Aralıktaki çinkonun buharlaşma basıncı artar,
- Buharlaşmış çinko erimiş kaynak metalinden dışarıya doğru çıkmaya yönelir,
- Ancak katılaşma periyodunda, kaynak metali içinde kabarcıklar kalmaya başlar,
- Bu buharlaşmış çinkonun bıraktığı izler dikiş içinde gaz kabarcıkları biçiminde kalır.

Bu basamaklarda oluşan ve kaynak dikişi boyunca yayılan gaz kabarcıkları bağlantının statik ve dinamik mukavemetinin düşmesinde oldukça etkilidirler. Bu olayı önlemek amacı ile kaynaktan önce birleştirmenin ara yüzeyine intermetalik özel boyalar püskürtülür. Kaynak esnasında ve çinko buharlaşmadan önce bu maddeler çinko ile reaksiyona girerek çinko bileşenli bir madde oluştururlar, bu elemanın buharlaşma sıcaklığı çinkonunkinden daha yüksek olduğundan gaz kabarcığı oluşum basamakları gerçekleşmez[9].

Çinko kaplı çeliklerin kaynağı yapılabilir, ancak özel önlemler alınmalıdır. Galvanizli çelik ark kaynağı yapıldığında kaynak arkının sıcaklığı kaynak alanındaki çinko kaplamayı buharlaştırır. Bunun nedeni çinkonun kaynama noktasının çeliğin erime noktasının altında olmasıdır. Çinko buharlaşır ve kaynağa bitişik ana metalden ayrılır. Galvanizli sac direnç kaynaklı olduğunda, kaynak ısısı çinko kaplamanın ark işlemlerinden daha az bozulmasına neden olur. Ancak, galvanizli çeliğin direnç kaynağı ark kaynağından daha sorunludur[10].

Onur Yıldırım (2010) tarafından yapılan çalışmada; otomotiv endüstrisinde üretim ve onarım amaçlı kullanılan nokta direnç kaynağı yönteminde basınç, akım, zaman, elektrot uç formu ve malzeme kalınlığı parametrelerinin etkileri, malzeme cinsi ve diğer faktörler sabit tutularak deneysel olarak incelenmiştir.

Mustafa Aydın ve Behçet Gülenç (2003) tarafından yapılan çalışmada, galvanizli sac ile paslanmaz çeliğin nokta direnç kaynağı ile kaynaklanabilirliği incelenmiştir. Kaplama kalınlığı farklı iki galvanizli sac paslanmaz çeliğe kaynaklanarak, kaplama türünün kaynak bölgesine etkileri araştırılmıştır. Kaynaklanan numunelerin mikro yapıları, mikro sertlikleri ve makaslama deneyleri yapılarak, kaplama kalınlığının kaynak kabiliyetine etkisi araştırılmıştır.

C. Burak Ören (1999) tarafından yapılan bu çalışmada, sıcak daldırma yöntemiyle galvanizlenmiş çelik sacların örtülü elektrod ile elektrik ark kaynağı, MAG gazaltı kaynağı ve lehim kaynağı yöntemleri ile üç değişik türde birleştirmeleri incelenmiştir.

C. Medrea ve ark. (2017) tarafından yapılan makalede, motosiklet yakıt deposunun hatası araştırılmıştır. Tank sızdırmazlığı, motorun güvenli çalışması, yolcuların güvenliği ve çevrenin korunması için çok önemlidir. Tabanın ön tarafındaki sabitleyici alt montajda yakıt sızıntısı tespit edilmiştir. Sızıntı bölgesinin kaynaklı örnekleri makroskopik ve mikroskopik açıdan incelenmiştir. Mikro yapı, optik ve taramalı elektron mikroskopu ile analiz edilmiştir. Hata bölgesinde kaynak hataları bulunmuştur. Kötü kaynak işlemi, arızanın ana nedeni olarak kabul edilmiştir ve spesifik sıra geliştirilmesi önerilmiştir.

Kenji Miyamoto ve ark. (2016) tarafından yapılan bu araştırma, çinko (Zn) yerleştirme yoluyla çelik ve alüminyum (Al) alaşımlarının farklı bir metal birleştirmesiyle ilgilidir. Yazarlar, Zn kaplamalı çelik ve Al alaşımları arasında güçlü birleşme yerleri elde etmek için bir birleştirme konsepti önermiştir. Zn kaplamasında, Zn ile bağlantı ara yüzünde homojen Al-Fe intermetalik bileşik (IMC) tabakası arasındaki ötektik reaksiyon, güçlü bir bağlanmış birleşime yol açmıştır. Bu araştırmanın nihai amacı, bu birleştirme konseptini araç karoseri üretimi için direnç nokta kaynak işlemine uygulamaktır.

Ashish Yadav ve ark. (2015) tarafından yapılan bu çalışmada, vakum sızdırmazlığı deneysel çalışmasının sonuçları ve ayrıca büyük boyutlu füzyon cihazlarında gereken konfigürasyonu uygun şekilde simüle eden büyük boyutlu bir lazer kaynaklı sızdırmazlık geliştirme planı sunulmuştur.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

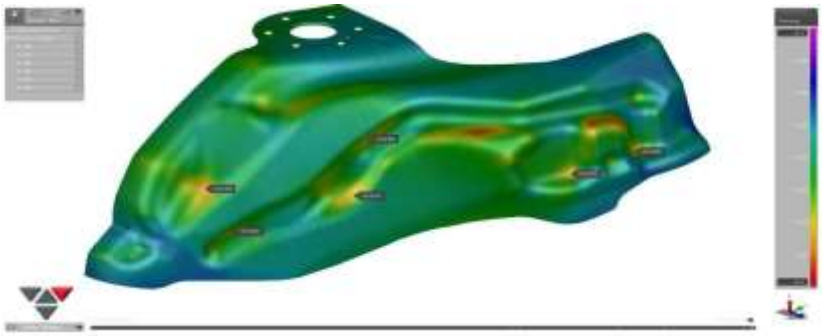
Tasarımın genel çerçevesini belirlemek için akademik literatür ve patent taramaları yapılmıştır. Muadil ürünler temin edilerek incelenmiş ve ilerlemenin yönü tespit edilmiştir. CMT kaynak ile ilgili araştırmalar derinlemesine yapılarak bilgi birikimi arttırılmıştır.

Araştırma faaliyetlerinde Uludağ Üniversitesinin çevrimiçi akademik kaynakları, patent tarama siteleri (TPE, espacenet.net vb.) ve internet olanakları kullanılmıştır. Projede belirlenen anahtar kelimeler kullanılarak, tekniğin mevcut seviyesi ve ilerleme yönü belirlenmiştir. Burada ilgili kaynakların derlenmesi ile elde edilen bulguların tartışılması ve değerlendirmesi yapılmıştır. Bir araya toplanan bilgiler tasarım şartnamesine girdi olarak kullanılmıştır.

Teknik ve ekonomik yapılabilirliğin ortaya konulmasında konulara ilişkin tecrübe ve bilgi birikimi kullanılmıştır. Bu çalışmalarda incelenen parametreler:

- Akademik ortamda konuya yönelik teknik ve teknolojik zorluklarla ilgili gelişmelerin yönünün belirlenmesi,
- Tekniğin bilinen seviyesinin ortaya konulması,
- Kaynak teknolojilerinin kaynak sonuçlarına etkisinin raporlanması ve sonuçların birbiriyle kıyaslanması,
- Kaynak ağzı tasarımının planlanan sürede tamamlanması,
- Galvaniz kaplamalı saclarda gazaltı kaynak ve yöntemleri, kaynak parametrelerinin araştırılmasıdır.

Süreçlerde kullanılan fikstürler ve süreç bazlı parça kontrol aparatları geliştirilmiştir. Tasarımlarının tamamlanmasının ardından fikstür ve kontrol aparatlarının teknik resimleri de oluşturulmuştur.
Şekil 1'de, geliştirilecek yeni kaynak kesitli yakıt deponun kritik bölgelerine formlanabilirlik ve incelme analizleri uygulanarak tasarım aşamasındayken parçanın üretilebilme ve parçadaki incelme durumu belirlenmiştir.

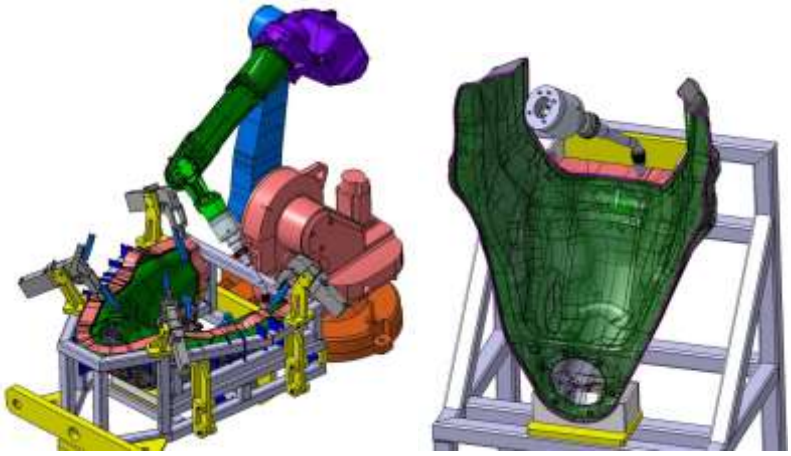


Şekil 1. Formlanabilirlik ve incelme analizleri

Şekil 2'de, Simufact yazılımı ile kaynak simülasyonu yapılarak, parça ısıl yüklenme ve deformasyon açısından karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Kaynak ile ilgili parametreler, Voltaj, akım, kaynak dikiş hızı ve sırası, fikstür açılma zamanı, tahmini kaynak dikiş kesit geometrisidir. Analizlerde faz dönüşüm etkileri dikkate alınmamıştır. Analizlerde kaynak cıvata ve somunlarının kaynaklama işlemi modellenmemiştir. Kaynaklanacak parça ve kaynak dikiş malzemesi olarak, simufact welding yazılım kütüphanesinde bulunan, müşterinin belirtmiş olduğu malzemelere en yakın malzeme özellikleri kullanılmıştır. Şekil 3'te, tasarlanıp imal edilen kaynak fikstürlerinin tasarım çalışmalarında robot erişim simülasyonları yapılmıştır.



Şekil 2. Motosiklet yakıt deposu kaynak simülasyonu



Şekil 3. Kaynak fikstürü

2.1. Prototip İmalatı

2.1.1. Kaynak Denemeleri

Süreci doğru tanımlayabilmek açısından etken parametre olan kaynak parametre özelliklerinin belirlenmesi önemlidir. Bu amaçla farklı koruyucu gaz, standart kaynak, CMT kaynak ve diğer kaynak teknolojileri, kaynak teli hızı, kaynak hızı, kaynak gerilimi ve kaynak akımı parametreleri iyileştirme yapılarak kaynak denemeleri yapılmıştır. Tablo 1'de, kaynak deneme sonuçları görülmektedir.

Tablo 1. Kaynak Deneme Sonuçları (şeçilen sonuçlar)

Numune No	Kaynak Teli	Koruyucu Gaz	Kaynak Tipi	Kaynak Hızı (mm/sn)	Tel Hızı (m/dk)	Arc length	Dynamic	Akım (Amper)	Gerilim (Volt)
1	MG2 Ø1mm	HB205	Standart	5,8	3,3	0	0	101	16
2	MG2 Ø1mm	HB205	Standart	10	2	0	0	61	14,5
3	MG2 Ø1mm	HB205	Standart	15	2,4	0	0	75	14,6
4	MG2 Ø1mm	HB205	Standart	10	2	0	0	61	14,5
5	MG2 Ø1mm	HB205	Standart	10	2	2	0	61	14,8
				8	2	0	0	61	14,5
6	MG2 Ø1mm	Arco 20	Standart	5,8	3,3	0	0	101	16
7	MG2 Ø1mm	Arco 20	CMT	5,8	3,3	0	0	88	10
8	MG2 Ø1mm	Arco 20	CMT	10	2	0	0	68	8,9
9	MG2 Ø1mm	Arco 20	Standart	10	2	0	0	61	14,5
10	MG2 Ø1mm	Arco 20	CMT	13	2	0	0	68	8,9

2.1.2. Arco_20 Standard Koruyucu Gaz Karışımı

Gaz altı kaynağında, alaşımsız ve az alaşımlı çeliklerin birleştirilmesinde koruyucu gaz olarak kullanılır. Basınç altında gaz ya da sıkıştırılmış gaz, H280 olarak gösterilir. H280, basınçlı gaz içerir; ısıtıldığında patlayabilir. İyi havalandırılan yerde depolanmalı ve güneş ışığından korunmalıdır. Renksiz, kokusuz, zehirsiz, parlayıcı olmayan, yüksek basınç altında çelik tüpler içerisine sıkıştırılmış gazdır. Tüpler, 45 °C'nin altında kullanılmalı ve muhafaza edilmelidir. Yüksek konsantrasyonlarda basit bir boğucu gaz olarak davranır. Karışımın bileşimi hakkındaki bilgiler Tablo 2'de gösterilmiştir.

Tablo 2. Arco_20 Standard Koruyucu Gaz Karışımının bileşimi hakkında bilgiler

Adı	%Hacim	CAS Numarası	EEC Numarası	EC Sınıflandırma	CLP Sınıflandırma
Argon	Max. %80	7440-37-1	231-147-0	Yok	H280
Karbon dioksit	max %20	124-38-9	204-696-9	Yok	H280

2.1.3. HB 205 Standart Koruyucu Gaz Karışımı

Gaz altı kaynağında, alaşımsız ve az alaşımlı çeliklerin birleştirilmesinde koruyucu gaz olarak kullanılır. t = 0-6 mm et kalınlıklarında, HB 205 karışım gazı kullanılır. Basınç altında gaz ya da sıkıştırılmış gaz, H280 olarak gösterilir. H280, basınçlı gaz içerir; ısıtıldığında patlayabilir.
Renksiz, kokusuz, zehirsiz, parlayıcı olmayan, yüksek basınç altında çelik tüpler içerisine sıkıştırılmış gazdır. Tüpler, 45 °C'nin altında kullanılmalı ve muhafaza edilmelidir. Yüksek konsantrasyonlarda basit bir boğucu gaz olarak davranır. Karışımın bileşimi hakkındaki bilgiler Tablo 3'de gösterilmiştir.

Tablo 3. HB 205 Standart Koruyucu Gaz Karışımının bileşimi hakkında bilgiler

Adı	%Hacim	CAS Numarası	EEC Numarası	EC Sınıflandırma	CLP Sınıflandırma
Argon	%93	7440-37-1	231-147-0	Yok	H280
Karbondioksit	%5	124-38-9	204-696-9	Yok	H280
Oksijen	%2	7782-44 -7	231-956-9	Yok	H280

2.1.4. MG_1 Gazaltı (MAG) Kaynak Teli - Alaşımsız Çelikler

Alaşımsız çeliklerin kaynağı için kullanılan gazaltı (MIG/MAG) kaynak telidir. Koruyucu gaz olarak ana metalin kalınlığına göre CO2 (karbondioksit) veya karışım gazlar kullanılabilir. Az cüruf oluşturur ve düzgün kaynak dikişleri verir. Özellikle galvanizli ve ön-boyalı malzemelerin kaynağında kullanılır. Alaşımsız çeliklerden imal borulama, kazan ve tankların kaynaklarına, ayrıca ince kesitli metallerin kaynağına ve tamir kaynaklarına uygundur. İnce ve homojen bakır kaplama elektrik iletkenliğini ve telin paslanmaya karşı direncini arttırır.

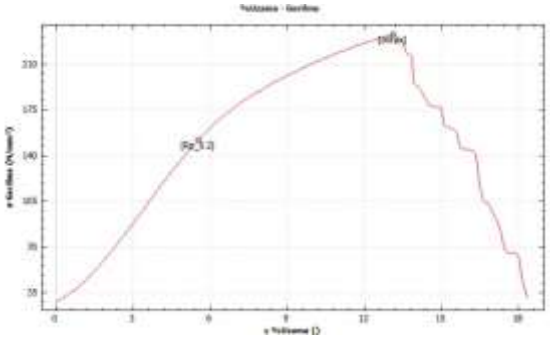
2.1.5. MG_2 Gazaltı (MAG) Kaynak Teli - Alaşımsız Çelikler

Genel yapı çeliklerinin, boru çeliklerinin ve dökme çeliklerin kaynağı için kullanılan gazaltı (MIG/MAG) kaynak telidir. Koruyucu gaz olarak ana metalin kalınlığına göre CO2 (karbondioksit) veya karışım gazlar kullanılabilir. Genellikle çelik yapı ve gemi inşasında, makine, tank, kazan imalatı, metal eşya imalatında ve otomotiv sanayinde kullanılır. Kaynak yapılacak malzemenin kalınlığına ve karbon eşdeğerine göre ön ısıtma yapılması tavsiye edilir. İnce ve homojen bakır kaplama elektrik iletkenliğini ve telin paslanmaya karşı direncini arttırır.
Parçanın kaynak birleşim noktasındaki dayanım için kaynaklanmış parçaya kaynak öncesi ve sonrası çekme testi uygulanmıştır. Burada malzemenin maksimum kopma gerilmesi, uzama değerleri, malzemenin boyundaki değişim ve kalıcı deformasyon değerleri görülmüştür.

Şekil 4'de, CMT kaynak yapılmış numune görülmektedir. Şekil 5'de, bu numuneye ait gerilme-uzama grafiği görülmektedir. Bu grafiğe göre; F_m=16782 N, R_m= 233,1 N/mm², L_0 boyu=100 mm, L_1= 206,388 mm, % Uzama=% 106,4, R_{p02}=153,1 N/mm²'dir.

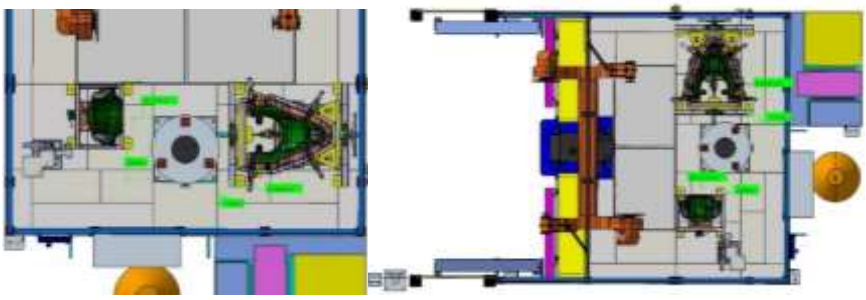


Şekil 4. CMT kaynak yapılmış numune



Şekil 5. Çekme testi gerilme-uzama grafiği

Şekil 6'da, prototip üretimi aşamasında robot, pozisyoner ve aksesuarları ile kaynak makinesi, her türlü aksesuarlarının ve ekipmanlarının temini sağlanmıştır. Pozisyoner ve robot uygulanabilirliği konusunda çalışmalar yapılmıştır. Gazaltı kaynak hücresi için sisteme ait otomasyon kurgusu yapılmıştır ve PLC yazılımları hazırlanmıştır. Gazaltı kaynak hücresinde kaynak prosesine ait robot yörüngelerinin hazırlanmasında ve kaynak parametrelerinin belirlenmesinde çalışmalar yapılmıştır. Otomasyon ve robot sistemlerinin algoritma tasarımı, yazılımı ve devreye alma işlemleri yapılmıştır. Geliştirilen algoritma ve yazılımın, seçilen bileşenlerin uygunluğunun doğrulanması için otomasyon ve robot sistemi testi yapılmıştır. Sistemler arası etkileşimlerin, mekanik, elektrik, elektronik ve yazılım uyumunun doğrulanması için genel fonksiyon testi uygulanmıştır. Şekil 7'de, kaynak denemeleri sonrası penetrasyon kontrolü ile doğru kaynak nufuziyetinin sağlanıp sağlanamadığı kontrol edilmiştir.



Şekil 6. Prototip hat yerleşimi



Şekil 7. Penetrasyon görünümü

3. TARTIŞMA ve SONUÇLAR

Yakıt depo numune üretimlerinde Fronius marka kontak meme kullanılmıştır. 5 komple yakıt depo parça üretimine kadar dayanabilmiştir, sonrasında kontak meme deliği slot şeklinde büyümüştür. Bunun sonucu olarak, kaynakta ciddi dalgalanmalar meydana gelmiştir. Bu durumda, kaynak istasyonunda her 2 pozisyoner dönüşünde 1 kere kontak meme değişimi gerekmektedir.

Kaynak hızı 5 mm/sn ve kaynak hızını artırmaya çalıştıkça dalgalanma, eritme, çökme gibi problemler yaşanmaktadır. Yakıt depo parçası alın kaynağı yapılan bölgede toplam 2817 mm kaynak uzunluğu vardır ve kaynak süresi (Robot boştaki hareketleri hariç) 571 sn'dir. Kaynak istasyonu için robot sayısı ve üretim süresi hesaplanırken dikkate alınmalıdır.

Kaynak esnasında açı değişikliği kaynakta dalgalanmalara sebep olmaktadır. Yakıt depo komple kaynak hattında yaşanılan problem, senkron hareketler arıza veya duruş anında müdahale süresini olumsuz etkilemektedir. Bundan dolayı kaynak esnasında robot ve pozisyonerin senkron hareket etmemesi gerekir. Kaynaklarda ufak yörünge değişkenlikleri ciddi kaynak hatalarına sebep olmaktadır. Bu nedenle parçaların önceki kaynak operasyonundan uygun gelmesi ve alın kaynağı yapılacak fikstürde uygun sabitlenmesi gerekmektedir. Alın kaynağı yapılan denemelerde; kaynak havuzuna ısı girdisinin düşük olduğu yöntem ve parametrelerde olumlu sonuçlar elde edilmiştir. En uygun sonuç, en düşük ısı girdisi olan CMT kaynak yöntemi ile elde edilmiştir.

- Kenar Kaynağı (Edge Welding) metodunun MAG Bindirme Kaynağı (Overlapped Welding) metoduna göre bağlantı kalitesi yüksektir. Kenar kaynağı bu tür bir bağlantı işleminde ilk kez kullanılmıştır.
- Kaynaktan sonra, kaynak bölgesinde daha az ısı ortaya çıkmıştır. Bu durum daha az deformasyona neden olmuştur.
- Kaynak bölgesinin gözenekli yapısı azaltılmıştır.
- Minimum rework işlemiyle yeniden işleme tamir işçilikleri azalmıştır. Yeniden işleme tamir işçiliği (rework) sorunsuz parça hedefine ulaşılmıştır.
- Yeni bir kaynak süreci geliştirilmiştir. Sürece etki eden parametreler üzerine bilinmezlikler en aza indirilmiştir ve optimal noktalar belirlenmiştir.
- Kenar kaynağı (Edge welding) yapılarak sızdırma problemi kaynak sonrası sıfıra indirilmiştir. Yüksek sızdırmazlık performansı açısından daha güvenlidir. Ek işleme gerek olmadan %100 sızdırmazlık sağlanmıştır.
- Kenar kaynak (Edge welding) prosesinde, kaynak yapılan trim uçlarında galvaniz kaplama olmadığı için bu kaynak yöntemiyle kaynak köpürmesine ve depo sızdırmazlığına karşı önlem alınmıştır.
- Kaynak fikstüründe tüm referanslama yüzeyi sert alüminyum 6000 serisinden tercih edilerek hafifletme ve kolay imal etme olanağı sağlanmıştır.
- Komple referanslama mantığı trim uçlarını tam uç uça getirebilmek için seçilmiştir ve hedefine ulaşılmıştır.
- Dikiş kaynağı (Seam welding) yapılamayacak galvaniz kaplı yakıt depolarda ve müşterinin gaz altı kaynak istediği yakıt depolarda, kenar kaynak (edge welding) yöntemi kullanılması gerekliliği öğrenilmiştir.

KAYNAKLAR

1. Aydın M., Gülenç B. (2003). Elektro ve Sıcak Daldırma Metodlarıyla Galvaniz Kaplanmış Çelik Sacların Paslanmaz Çeliğe Direnç Kaynağı
2. Medrea C., Loukopoulos A., Chicinas I., Papageorgiou D.G. (2017). Welding Failure Examination on a Fuel Tank of a 650 cm^3 Motorbike
3. Miyamoto K., Nakagawa S., Sugi C., Ogura T. and Hirose A. (2016). Seal Spot Welding of Steel and Aluminium Alloy by Resistance Spot Welding: Dissimilar Metal Joining of Steel and Aluminium Alloy by Zn Insertion
4. Ören C. B. (1999). Galvanizli Çelik Sacların Ark Kaynaklı Bağlantılarının Mekanik ve Korozyon Davranışlarının İncelenmesi
5. Petrova V.A., Bakanov A.A., Walter A.V. (2014). Crack Resistance of Weld Seals, Hardening Methods and Composite Tools Quality
6. Xiansheng N., Zhenggan Z., Xiongwei W. (2010). Effects of Process Parameters on The Bead Formation During Laser Seal Welding of Ultra Thin Titanium Shell
7. Yadav A., Joshi J., Singh D. K., Natu H., Rotti C., Bandyopadhyay M., Chakraborty A. (2015). Development of Laser Beam Welding for The Lip Seal Configuration
8. Yıldırım O. (2010). Otomotiv Endüstrisinde Kullanılan Nokta Direnç Kaynak Uygulamalarında İşlem Parametrelerinin Etkileri
9. URL1.https://slideplayer.biz.tr/slide/10607261 (Erişim tarihi 15.01.2020)
10. URL2.https://www.totalmateria.com/page.aspx?ID=CheckArticle&site=kts&NM=191 (Erişim tarihi 17.01.2020)

PLASTİK PARÇALARIN ÜRETİLMESİNDE GÖRÜLEN SAPMA SORUNLARININ PARÇA KALİTESİNE ETKİLERİ VE PROBLEMİN ÇÖZÜMÜ İÇİN İYİLEŞTİRME ADIMLARI

Fahri İbişoğlu*

*FEKA Otomotiv Mamülleri San. ve Tic. A.Ş., Ar-ge Böl., BURSA, TÜRKİYE
fahri.ibisoglu@fekaautomotive.com

ÖZET

Plastik enjeksiyon proses sürecinde kaliteli üretim çok önemlidir. Üretimin ana hedeflerinden biri, üretim sonrası parça kalitesinin en üst seviye olduğu durumu yakalamaktır. Kısacası kaliteli üretim ile ıskarta oranının azalacağı unutulmamalıdır. Genel olarak, üretim sonrası parçalarda bazı üretim problemleri ile karşılaşılır. Sapma problemi de bu problemlerden biridir ve diğer enjeksiyon problemleri içinde en önemli ayaklardan birini oluşturmaktadır. Bu durumu en uygun tolerans değerlerine çekmek için bir simülasyon programından yardım alınabilir. Elbette karşılaşılan bir problemi çözmenin en uygun yolu, en uygun bir ürün dizaynı ve optimum parametre dizaynına ulaşılarak mümkün olabilir. Çünkü simülasyon ortamında en uygun tolerans değerlerine ulaşılsa bile, bazı durumlarda enjeksiyon prosesinde ne yapılırsa yapılsın hedeflenen tolerans aralıklarında sapma değerleri elde edemeyebiliriz. Bu durumda kalıptan çıkan parçanın sapma değerleri hedeflenenden yüksek değerlerde çıkacaktır. Çözüme giderken sonuca ürün tasarımı, kalıp tasarımı ve üretim tasarımı birlikte değerlendirilerek ulaşılmalıdır. Bilindiği gibi, bu tür sorunların çözümünü kolaylaştırmak için analiz programları yine pazarda önemli bir yere sahiptir. Parçanın kalıp pozisyonuna(Z ekseni) göre sapmayı tespit etmek için Autodesk Moldflow Insight yazılımından faydalanılmıştır. Bu çalışmada, kalıp revizyonundan önce ürün tasarımındaki özel müdahalelerin ve optimum üretim parametrelerinin sapma üzerindeki etkisi araştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Kalıp, Plastik enjeksiyon, Moldflow, Sapma

THE EFFECTS OF THE PART QUALITY OF DEFLECTION PROBLEMS SEEN DURING THE PLASTIC PARTS' PRODUCTION AND IMPROVEMENT STEPS FOR THE SOLUTION OF THE PROBLEM

ABSTRACT

Quality production is very important in the plastic injection process. One of the main goals of production is to achieve the highest level of post-production parts quality. In short, It should be remembered that the rejection rate decreases with the quality production. In general, some manufacturing problems are encountered in post-production parts. The deflection(warp) problem is one of these problems and constitutes one of the most important legs of other problems. A simulation program can be used to bring this situation to optimal tolerance values. Of course, the most appropriate way to solve a problem encountered can be possible by reaching an optimal product design and optimum parameter design. Because, even if the most suitable tolerance values are reached in the simulation environment, in some cases, whatever is done in practice(in the injection process), we may not obtain deflection values within the targeted tolerance ranges. In this case, the deflection values of the part exiting the mold will be higher than the targeted values.When going to the solution, the result should be reached by evaluating product design, mold design and production design together. As it is known, the analysis programs still have an important role in the market in order to facilitate the solution of such problems.Autodesk Moldflow Insight software was used to determine the deflection of the part according to the mold position(Z axis). In this study, before the mold revision, the effect of special interventions in product design and optimum production parameters on the deflection were investigated.

Anahtar Kelimeler: Mold, Plastic injection, Moldflow, Deflection

1. GİRİŞ

Günümüzde plastiğe yönelim her geçen gün artmaya başlamıştır. Bu durum, sektör genelinde firmalar arasında bir rekabetin doğmasına ve günden güne öneminin artmasına sebep olmuştur. Çünkü plastik malzemelerin araç üzerinde kullanılması, ağırlık azaltma, yakıt tasarrufu, stil gibi bazı konuları önemli derecede etkilemiştir. Her sektörde olduğu gibi plastik sektöründe de hedef kısa sürede, düşük maliyetle üretim gerçekleştirmek ve neticesinde kalite seviyesi en üst düzeyde olduğu bir üretimin gerçekleşmesini sağlamaktır. Bu bağlamda plastiğin işlendiği tekniklerde ve hammaddenin kullanıldığı yere bağlı granül çeşitlerinde de önemli atılımlar meydana gelişmiştir. Binek araçlarda plastik ürün aksanın artmasıyla, plastik hammaddeyi işleyen firmalar ve daha granül haldeki plastiği imal eden firmalar, plastik üretim proses teknikleri üzerine yönelmişlerdir. Bu yönelim, plastik sektöründeki AR-GE çalışmalarına da bir ivme kazandırmıştır. Buna bağlı olarak plastiklerin işlenmesinde değişik yöntem ve teknikler ortaya çıkmıştır. Bu yöntemler ve teknikler arasında en yaygın olarak tercih edilen termoplastik enjeksiyon yöntemi olmuştur.

Özellikle pek de yeni olmayan termoplastik enjeksiyon teknolojisinde büyük bir gelişme sağlanmış ve en çok kullanılan işleme teknolojisi haline gelmiştir [1].

Bu metodun işlem basamakları sekiz fazdan oluşmaktadır.(Bknz. Tablo 1.)

Tablo 1. Ürün geliştirme ortamındaki metodlar

1.Plastikleştirme,	5.Tutma,
2.Kalıbın Kapatılması,	6.Soğutma,
3.Kalıbın Doldurulması,	7.Kalıbın Açılması,
4.Ütüleme,	8.Kalıptan Çıkarma

Bu metodun temel amacı, kalıplanacak plastik malzemeyi homojen olarak kalıplama sıcaklığına kadar ısıtmak ve enjeksiyon makinesindeki piston yardımı ile eriyik malzemeyi kalıbın meme ve yolluk sisteminden geçirerek ısıtılmış kalıp boşluğuna belli bir ısı ve basınç yardımıyla enjekte etmektir. Özetle granül haldeki plastik sekiz farklı aşamadan geçerek, kalıp boşluğu yardımı ile son şeklini almaktadır.

Yukarıda bahsedilen fazların toplamı yani çevrim süreci (enjeksiyon işlemini meydana getiren tüm safhaların toplam gerçekleşme zamanı) işlem maliyeti bakımından son derece önemlidir. Bunun için tüm safhaların minimum zamanda gerçekleşmesi sağlanmalıdır.[2] Genele olarak plastik enjeksiyon prosesinde karşılaşılan en önemli problemlerden biri YUDA(yeni ürün devreye alma süreci)'nın uzun olmasıdır. Bu sürece, işgücü, makina ve malzeme maliyetlerinin yanı sıra ürün tasarım ve kalıp tasarım hataları da eklendiğinde ciddi bir maliyet zafiyeti ortaya çıkmaktadır. Bu da üretim maliyetlerini etkilemektedir. Kaliteli bir plastik ürün elde etmek için plastik ürün tasarımı, kalıp tasarımı ve plastik enjeksiyon proses süreçlerinden maksimum verimlilik sağlanmalıdır.

Plastik enjeksiyon yöntemi ile üretim yapan bir çok işletme, bu süreci en kısa hale getirmek ve karşılaşılan maliyetleri en düşük seviyeye çekmek amacıyla, ürünün makinedeki ilk üretimlerini tecrübeli operatörler kullanarak gerçekleştirmek istemektedirler. Operatörün makineye girdiği ilgili parametre değerleri, uygun parça üretimi için gerekli değerlere ne kadar yakın olursa bu süreç de o kadar kısalacaktır. Optimum değerlere, makineden ürün alınmaya başlandıktan sonra deneme yanılma yolu kullanılarak ulaşılmaktadır.[3]

Üretim sahasında enjeksiyon prosesinde hedeflenen çevrim döngüsü içerisinde bazı durumlarda ne yapılırsa yapılsın, üretim sonrası genel olarak parçalarda bazı üretim problemleri ile karşılaşılır ve bu problemlerden olan sapma problemi, üretim problemlerinin başlıca en önemli ayaklarından birini oluşturmaktadır. Üretim sonunda üretilen parçalarda her zaman hedeflenen tolerans aralıklarında ve hedeflenen sapma değerleri elde edemeyebiliriz. Bunun nedeni müşteri gerekliliklerinden kaynaklı ürün tasarımında parça et kalınlıklarının her yerde üniform yapılamaması buna bağlı olarak parça geometrisinden dolayıda su kanalları her yere eşit uzaklıkta dönemediğinden veya bunun yanında uygun üretim şartlarının sağlanamaması olabilir. Bu durumda kalıptan çıkan parçanın kalıp pozisyonuna göre Z eksenindeki sapma değeri de hedeflenenden yüksek değerlerde çıkacaktır. Kısacası ürün ve kalıp tasarımı ile üretim birlikte değerlendirerek sonuca ulaşmalıyız.

2. ÇALIŞMANIN ANA HATLARI

Literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde, plastik enjeksiyon da, plastiğin katılaşma sürecinde meydana gelen sapma'nın tamamen ortadan kaldırılmasının gerçekleştirilmesi zor bir hedef olduğu belirtilmiştir. [4-5]. Sapma, enjeksiyon sürecinde düzgün olmayan sıcaklık dağılımı nedeniyle parçada oluşan farklı çekme miktarları nedeniyle meydana gelmektedir [4]. Minimum da olsa sapma probleminin plastiğin doğasında da var olduğu gerçeğinden yola çıkarak, bunun yanında üretimde karşılaşılan bazı problemlerinde eklenmesi bu çalışmanın konusu olacak sapma probleminin doğmasında etkili olmuştur.

Bu çalışmada yukarıda bahside geçen, üretim sonunda üretilen parçalarda karşılaşılan kalıp pozisyonuna göre Z eksenindeki sapma üretim problemi ve çözümü üzerinde durulmuştur.

2.1. Problem Tanımı

Problem: Üçgen ayağın araç sacına oturtulması esnasında, üçgen ayağın uç bölgesinin saca tam oturmaması veya üçgen ayağın uç kısmı ile sac arasında kalan boşluk mesafesinin istenilen toleranslar aralığının(±0.8mm) üstüne çıkmıştır(Bknz. Şekil 1).

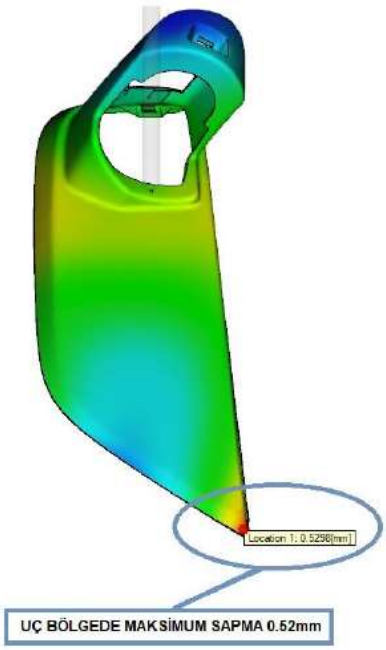


Şekil 1. Üçgen ayağın araç sacı oturtulması sonrası oluşan sapma görüntüsü

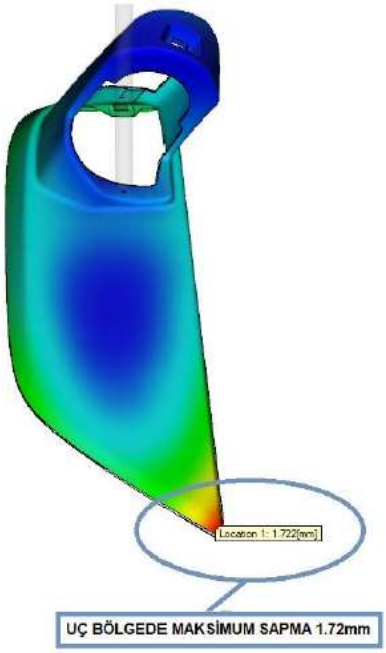
Bu çalışmanın amacı, otomotivde kullanılan üçgen ayak parçasının plastik enjeksiyon da basılması sonucunda uç bölgesinde oluşan, sapma'ya etki eden kök nedenlerin belirlenmesi ve yok edilmesidir.

Problemin Kök Nedeni: Üretim sonrasında elde edilen üçgen ayağın uç bölgesindeki sapmanın beklenenden fazla olması.

Kalıp pozisyonuna göre Z eksenindeki sapma problemi kalıp işleme onayı verilmeden önce ürün dizayn sürecinde yapılan ilk etap moldflow analiz değerlendirmelerinde(su kanalsız) görülmüş olup, bahsedilen eksende hesaplanan sapma değerleri öngörülen tolerans limitlerinin altında idi(0.52mm)(Bknz. Şekil 2). Devamında kalıp dizayn sürecinde yapılan 2. etap moldflow analiz değerlendirmelerinde(su kanallı) de bahsedilen eksende hesaplanan sapma değerleri tekrar incelenmiş olup, hesaplanan değerler öngörülen tolerans limitlerinin üstünde idi(1.72mm)(Bknz. Şekil 3). Nedeni müşteri gerekliliklerinden kaynaklı ürün tasarımında parça et kalınlıklarının her yerde üniform yapılamaması ve buna bağlı olarak parça geometrisinden dolayıda su kanalları her yere eşit uzaklıkta dönememesi gösterilebilir. Kısaca homojen bir sıcaklık dağılımının kalıp yüzeyinde yakalanamaması diyebiliriz. Müşteriden gelen maliyet kısıtlamaları nedeniyle bu şekilde kalıp tasarımı başlatılmıştır. Üretim sonunda basılan kalıptan çıkan numunelerin kalıp pozisyonuna göre Z eksenindeki sapma değerleri hedeflenenden yüksek değerlerde çıkmıştır. Ek olarak bu duruma bir de uygun üretim şartlarının sağlanamamasını da ekleyebiliriz. Tüm tespitler belirlenip ilgili müşteri ile paylaşılmıştır. Kısacası ürün ve kalıp tasarımı ile üretim birlikte değerlendirerek sonuca ulaşmalıyız. Yani ürün ve kalıp tasarımında bulunan kısıtlamalar dikkate alınarak problemin çözülmesi gerekmektedir.



Şekil 2. Su kanalsız çalışmalarda parçanın uç bölgesinde görülen atıklık



Şekil 3. Su kanallı çalışmalarda üçgen ayak parçasının uç bölgesinde görülen atıklık

3. ÇALIŞMANIN YAPISI VE İYİLEŞTİRME ADIMLARI

Çalışma iki aşamada gerçekleştirilmiş olup ilk aşamada basılan numuneler detaylı olarak incelenerek parça, kalıp ve proses dizaynı kapsamında probleme etki eden kusurlar belirlenmiştir.

İkinci aşamada seri kalıp öncesi kalıp pozisyonuna göre Z ekseninde görülen sapma problemi neticesinde süreci etkileyen tüm unsurlar(Problem, ürün tasarım ve proses tasarım) tekrar değerlendirilmiştir. Görülen bu problemin kök nedenleri incelenerek çözüme ulaştıracak iyileştirme adımları belirlenmiştir. Bahsedilecek bu iyileştirme adımlarının en önemli ayağını ön sapma veya diğer adıyla ters atıklık çalışması oluşturmaktadır. Bu yöntem bir nevi tersine mühendislik olarak da adlandırılabilir.

3.1. Tersine mühendislik teknolojisi

Tersine mühendislik, bir aygıtın, objenin veya sistemin; yapısının, işlevinin veya çalışmasının, çıkarımcı bir akıl yürütme analiziyle keşfedilmesi işlemidir.

Bu çalışmada konusu bahsedilen tersine mühendislik çalışması, ön sapma veya diğer adıyla ters atıklık çalışması literatürde çok fazla örneği bulunmayan bir uygulama tekniğidir. Nedeni;

Çünkü bu yöntem, birçok deneme ve hata gerektiren zor bir süreçtir; bu nedenle, yalnızca son çare olarak kullanılması daha doğru olur. Bu yöntem genel anlamıyla (1) Tahmin etme ve (2) çarpıtmayı zıt yönlerde modelleme mantığını dikkate alır.Birçok araştırmacı bu yolda geliştirilmiş ve önemli hususları barındıran bazı analiz programlarını(moldflow vb.), bahsedilen amaçlar ile kullanılması konusunda kararsızdırlar. Yani analiz programları esas olarak nitel sonuçları tahmin etmek için kullanılsa da, tersine mühendislik için CAE(Bilg. destek. Müh.) nicel analiz gerektirir. Bu sebepten, yapılan değerlendirmeler mevcut analizlerinkinden farklıdır.

Özetle tahmin sürecinde oluşacak bir hata, kalıpların karmaşık yapıları nedeniyle daha maliyetli bir kalıp modif sürecinin doğmasına neden olabilir. Kısaca riskli bir süreçtir.

3.2.Gereçler

Bu çalışma sürecinde aşağıdaki destek ekipmanlarından faydalanılmıştır:

A. 350 tonluk plastik enjeksiyon makinası,
B. Dış dikiz aynası üçgen ayak kalıbı,
C. Moldflow simülasyon yazılımı,
D. Deney çalışmasında ASA hammaddesi.

3.3. Parça Geometrisi ve Termoplastik Malzeme

Parça geometrisi çalışmaya çok yatkındır (Bknz. Şekil 4)

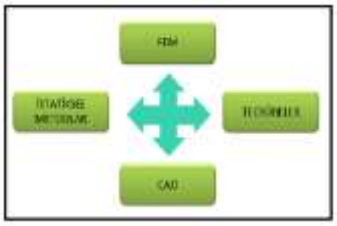


Şekil 4. 3D CAD Data genel görüntüleri

Çalışmada kullanılan hammadde ASA ilk kez BASF tarafından yaklaşık 1970 yılında Luran S. tarafından geliştirilmiştir. Akrilik stiren akrilonitril olarak da adlandırılan akrilonitril stiren akrilat (ASA), akrilonitril bütadien stiren (ABS)'e alternatif olarak geliştirilmiş, bunun yanında hava direncinin artmasıyla önemini arttırmış ve otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılan bir termoplastiktir. İyi hava direnci, yüksek kimyasal direnç, yüksek ısıya direnç, iyi UV direnci ve iyi darbe direnci… vb teknik özelliklere sahiptir. Kullanım alanları olarakta otomotiv, dış mekan uygulamaları, otomotiv dış parçaları, elektrik/elektronik uygulamaları, ev eşyaları… vb. birçok alanda tercih edilmektedirler.

3.4. Çalışmanın Ana İskeleti

Bu çalışmanın ana iskeleti Tablo 2'de gösterilen dört adet metod üzerine kurulmuştur.



Tablo 2. Ürün geliştirme ortamındaki metodlar [6]

3.5. Çalışmanın Metodolojisi

CAD ile FE simülasyon sistemleri arasındaki ilişki Tablo 3'de şematik olarak gösterilmiştir.



Tablo 3. CAD ve FEM sistemlerinin basamakları arasındaki ilişki grafiği [6]

3.6. Sonlu Eleman Modeli

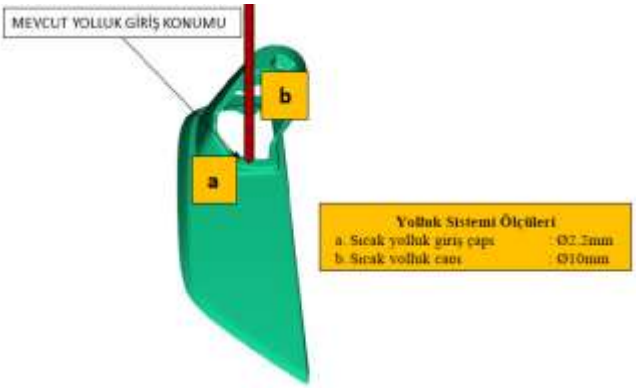
Simülasyon çalışma başlangıcında 3D CAD model Moldflow programının ara yüzüne tekrar transfer edildi ve geometri değerlendirilerek analiz çalışmaları için mesh tipi gözden geçirildi. Yapılan düzenlemeler sonrasında, daha öncede uygun görüldüğü gibi 2D mesh aşamasında devam edilmiştir. 3D mesh yapısı parçadaki fazla et kalınlıklarını ortaya çıkartmada da kullanılabilir. 2D ve 3D mesh arasındaki seçim yapılırken parça et kalınlıkları ve dolum, ütüleme analizlerinin hassasiyeti ve hesaplama süreleri göz önünde bulundurulur. Bu çalışmanın devamında 2D mesh modeline ait doldurma, ütüleme ve soğutma analizi sonuçları tekrar gözden geçirilmiştir. 2D mesh ile yapılan analiz çalışmalarında aşağıdaki sonuçlara varılmıştır;

- Daha önce tanımlanan giriş konumunun(kalıplanabilirlikte dikkate alınarak) uygun olduğuna,
- Polimerin akış yönü değerlendirilerek uygun olduğuna,
- Isıl - akış dağılımının önemli olduğuna,
- Parçanın enjeksiyon zamanı, enjeksiyon basıncı, çöküntü, birleşim izi, atıklık analizi..vb. tekrar gözden geçirilmiştir.

Ayrıca bu konunun değerlendirilmesi yapılırken kalıplanabilirlik ve işlenebilirlikte tekrar göz önüne alınmıştır.

3.7. Yolluk Tasarımı

Yapılan tekrar analiz değerlendirmeleri ile birlikte mevcut parça geometrisi için belirlenen yolluk tipi ve adeti kullanılan plastik hammaddenin mekanik, fiziksel ve kimyasal özellikleri ile özel kriterlerin yanında parça için plastiğin son dolum noktasına kadar olan akış yolu uzunluğu da göz önüne alındığında bir adet parça yüzeyinden patlamalı direkt sıcak yolluk girişi kullanımının uygun olduğu kanaatine varılmıştır. Yolluk girişi parçaya aşağıda Şekil 5'de verilen yeşil renkteki model üzerinden OK ile gösterilen bölgeden parça üzerine patlamaktadır.



Şekil 5. Direkt sıcak yolluk sisteminin görüntüsü

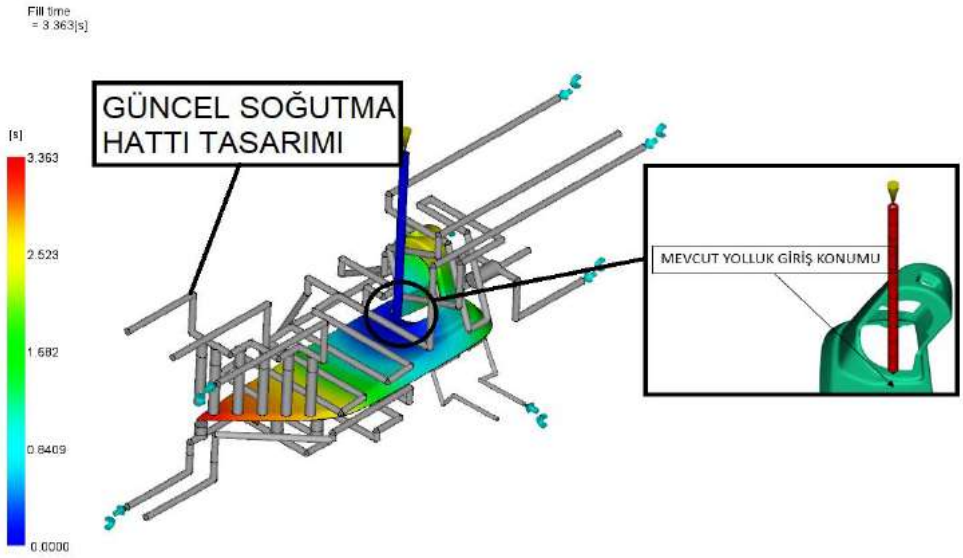
3.8. Dolum Analizi Çalışmaları

Çalışma başlangıcında süreci etkileyen girdi parametrelerinin minimum ve maksimum aralıkları Tablo 4'de verilmiştir.

Tablo 4. Girdi parametreleri

No.	KONTROL FAKTÖRLERİ		SEVİYE NO: 1	2	3
1	Ergime Sıcaklığı (°C)	A	240	250	280
2	Kalıp Sıcaklığı (°C)	B	40	60	80
3	Ütüleme basıncı(%F)	D	60	80	100
4	Ütüleme Zamanı (sn)	E	5	10	15

Devamında kalıp besleme sistemlerinin ve kalıp soğutma sisteminin tasarımında da ufak revizeler yapılmıştır ve çalışmaya su kanalları da dahil olarak analiz çalışmaları devam ettirilmiştir. Analiz çalışmalarında erimiş plastik, sıcak giriş ile ürün yüzeyine patlayarak kalıp gözüne giriş yapmaktadır. Üçgen ayak için güncel sıcak yolluk sistemi ve kalıp soğutma sistemi Şekil 6'da gösterilmiştir.



Şekil 6. Üçgen ayak için güncel sıcak yolluk sistemi ve kalıp soğutma

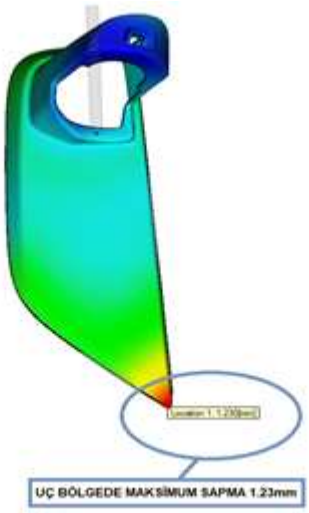
Belirlenen yolluk girişi konumuna göre yolluk tipi de doğrulandıktan sonra, sonraki aşamada Moldflow plastik akış programı kullanılarak plastik akış analizleri(Su kanallı olarak) tekrar edildi.

Su kanallı olarak yapılan moldflow analiz çalışmalarında her bir faktör tek tek değiştirilerek analizler tekrar ettirilmiştir. Son durumda güncel analiz sonuçlarının değerlendirilmesi ile parametrelerin üçgen ayak parçaları için yaklaşık en iyi parametre ayarları aşağıdaki Tablo 5'te verilen şekilde olacağı hesaplanmıştır.

Tablo 5. Elde edilen en iyi parametreler

No.	FAKTÖRLER	Parametreler
1	Malzeme Sıcaklığı (°C)	255
2	Kalıp Sıcaklığı (°C)	60
3	Enjeksiyon Zamanı (sn)	3.22
4	Tutma basıncı(Bar)	51
5	Tutma Zamanı (sn)	15

- Moldflow programında kalıp pozisyonuna göre Z eksenindeki optimum seviye sapma miktarı(Bknz. Şekil 6)(1.23mm) hesaplandı,

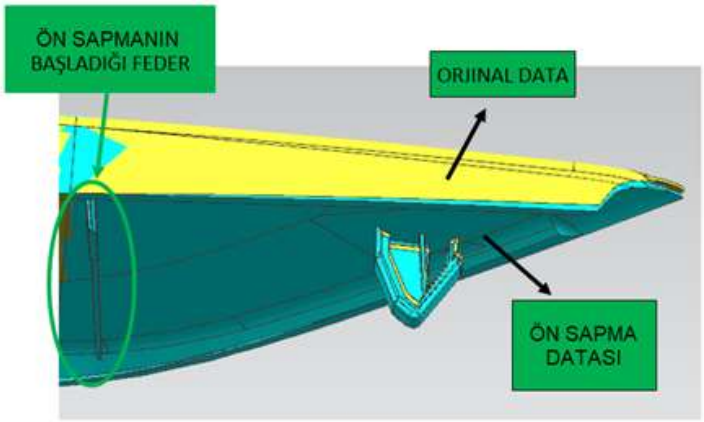


Şekil 6. Su kanallı çalışmalarda üçgen ayak parçasının uç bölgesinde görülen atıklık

- Su kanallı analiz çalışmaları sonucunda kalıp pozisyonuna göre Z ekseninde hesaplanan sapma miktarının en minimum değerin 1.23mm olduğu konusunda hem fikir olundu. Devamında ürün tasarımında değişiklik yapılması gerektiği belirlendi. Yeni durumda kalıp pozisyonuna göre Z ekseninde ön sapma çalışması yapıldı.

- Hesaplanan kalıp pozisyonunda Z eksenindeki sapma'ya göre programın verdiği ön sapma datası(moldflowun verdiği 3D data çıktısı) olarak export edildi,

- Export edilen 3D data ile çekmesiz orjinal 3D data çakıştırılarak(Bknz. Şekil 7), kalıp pozisyonuna göre Z eksenindeki ön atıklık miktarının ne kadar olacağı ve parçanın neresinden başlayarak nasıl olacağı belirlendi. Bu süreç oluşturulacak yeni 3D data, moldflow analiz sonuçları ve çalışılan müşterinin şartname kriterleri(test ve montaj kabul kriteri(±0.8mm)) dikkate alınarak oluşturulmuştur.



Şekil 7. Export edilen ön sapma 3D data ile çekmesiz orjinal 3D data çakıştırılması

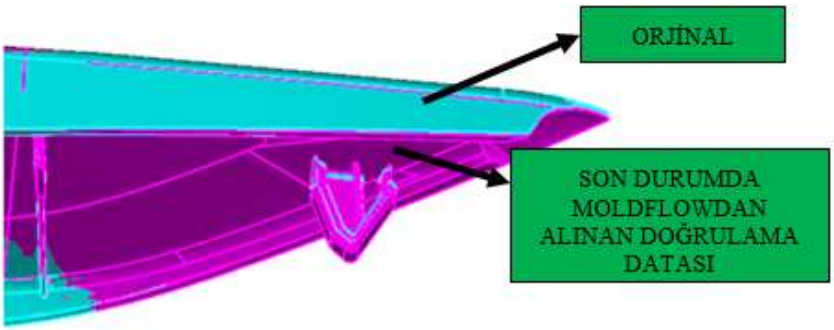
- Özetle, orjinal 3D dataya verilecek ön sapma'ın, parçanın ölçüsel ve fonksiyonel olarak müşteri istek ve gerekliliklerini karşılayacak nitelikte olması konusunda hem fikir olundu. Kısaca ürün tasarımı yeniden gözden geçirilerek daha tasarım sürecinde yapılaması gereken adımlar belirlenmiştir.

- Orijinal ürün tasarımında yapılan değişiklik ile birlikte yeni durumda ön sapma çalışması tamamlandı.

- Yeni durumda kalıp pozisyonuna göre Z ekseninde hesaplanan sapma miktarına göre revize edilen ürün datası

tasarımında yapılan değişiklikler neticesinde, su kanallı çalışmalar olarak optimum paramatreler ile analiz çalışmaları devam ettirilmiştir.

- Devamında yine programın verdiği ön atıklık datası(moldflowun verdiği 3D data çıktısı) olarak export edildi, Export edilen 3D data ile çekmesiz orjinal 3D data çakıştırıldı(Bknz. Şekil 8), yapılan doğrulama ile birlikte elde edilen sonuçlara göre neredeyse tüm 3D dataların birbiri ile örtüştüğü gözlemlendi.



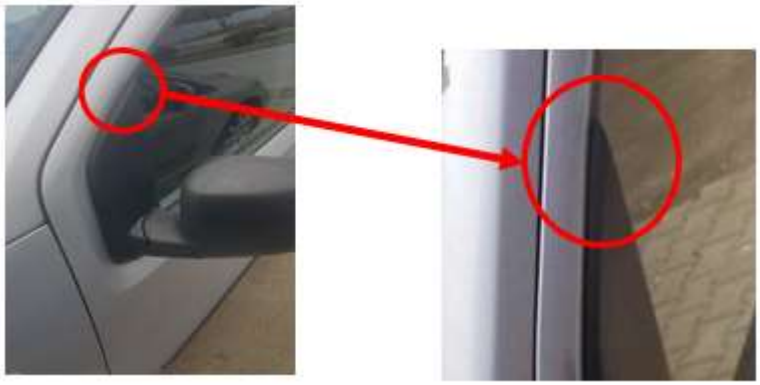
Şekil 8. Export edilen doğrulama 3D datası ile çekmesiz orjinal 3D data çakıştırılması

- Son aşamada da yapılan değişikliklerin kalıba yansıtılması sonrası çalışmanın güvenirliliğini ve efektifliğini kontrol etmek için elde edilen optimum güncel moldflow parametreleri ile üretim denemeleri tekrarlanmış ve bu denemelerde parametre kontrolü sağlanarak, kalıp pozisyonuna göre Z eksenindeki sapma'ya ait en uygun durum optimize edilmiştir. Bunun yanında elde edilen optimum güncel parametreler ile tekrarlanan üretim sonrasında basılan numunelerde herhangi bir görsel problem de görülmemiştir. (Şekil 9).



Şekil 9. Optimize elde edilen parametrelerle kalıplanan parçaların görüntüleri

- Ön sapma ile malzemenin akış durumu ve kalıp pozisyonuna göre Z eksenindeki sapma kontrol altına alınmıştır. Son durumda ürün datası, kalıp datası ve soğutma sisteminde yapılan revizeler neticesinde üretimden elde edilen yeni numuneler ile araç sacı üzerinde montaj çalışmaları tekrarlanmıştır. Tekrarlanan çalışmalar neticesinde üçgen ayağın uç bölgesinin hemen hemen araç sacına tam oturduğu gözlemlenmiştir. Özetle üçgen ayağın uç kısmı ile sac arasında kalan boşluk mesafesi istenilen toleranslar aralığının(±0.8mm) altında kalınarak istenilen hedeflere ulaşılmıştır(Bknz. Şekil 10).



Şekil 10. Güncel üçgen ayağın araç sacına oturtulması sonrası oluşan sapma görüntüsü

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Projenin amacı, sektör genelinde firmalar arasında artan rekabet ile birlikte hedefin kısa sürede, düşük maliyetle hatayı en aza indirgeyerek üretim yapmak olduğu, neticesinde kalite seviyesi en üst düzeyde üretimler gerçekleştirebilmektir. Bu amaç doğrultusunda, plastik enjeksiyon prosesinin yeni ürün devreye alma sürecinde karşılaşılan üretim problemlerinin en önemli ayaklarından olan sapma problemi öneminin büyük olduğuna vurgu yapılmıştır. Ayrıca ürün, kalıp ve proses tasarımının birlikte değerlendirilmesi gerektiğine değinilmiştir.

Yapılan çalışmalarda oluşan kısıtlamalar neticesinde hesaplanan sapma miktarı mevcut su kanalları ile belli bir oranda düşülebildiği sonucuna varılmıştır. Varılan noktada hedeflenen tolerans limitlerin altına düşülemediğinden farklı çözüm yollarının aranması yoluna başvurulmuştur. Devamında ürün tasarımında değişiklik yapılarak, yani yeni durumda ön sapma çalışması yapılmasına karar verilerek sonuca ulaşma konusundan bahsedilmiştir.

Son aşamada basılan parçaların laboratuvar ortamında daha detaylı incelenmesi yapılarak, araç sacı üzerinde montaj çalışmaları tekrarlandı. Tekrarlanan çalışmalar neticesinde üçgen ayağın uç bölgesinin hemen hemen araç sacına tam oturduğu gözlemlendi. Özetle üçgen ayağın uç kısmı ile sac arasında kalan boşluk mesafesi istenilen toleranslar aralığının altında kalınarak istenilen hedeflere ulaşılmıştır. Bunun yanında tüm diğer enjeksiyon problemleri kapsamında parçaların görsel kontrolleri de yapılmıştır. Yapılan görsel kontroller neticesinde en uygun duruma ait parametre değerleri kayıt altına alınmıştır.

Bu çalışmalarda ayrıca parametre faktörlerinin basılan parçada karşılaşılan sapmanın(atıklığın) durumuna etkisi hem sanal ortamda hem de laboratuvar ortamında incelendi. Analiz ve laboratuvar sonuçları uyumludur.

Çalışılan parametre verileri içerisinde ayrıca toplam sapma ve tüm yönler üzerinde hangi faktörün nedenli önemli olduğu da hesaplanmıştır. Buna göre kalıp pozisyonuna göre Z ekseninde sapma'yı etkileyen en önemli faktörün, ütüleme süresi olduğu görülmüştür. Bunun yanında sırası ile etkin olan diğer parametreler ise ütüleme basıncı, ergime sıcaklığı ve kalıp sıcaklığı olarak sıralanabilmektedir. Çalışma sonuçlarına göre elde edilen en iyi parametre durumunun yaklaşık kombinasyonu neticesinde yapılan enjeksiyon denemeleri ile sapma için en uygun enjeksiyon işlem parametresi aralıklarının; kalıp sıcaklığı (55-65)˚C, eriyik sıcaklığı (250-260)°C, enjeksiyon basıncı (65-70)MPa, enjeksiyon süresi (2.5-3.5)sn, ütüleme basıncı (50-55)MPa, ütüleme süresi (10-15)sn ve soğutma süresinin (30-35)sn olduğu görülmüştür.

KAYNAKLAR

1. H. Turaçlı, *"Enjeksiyoncunun El Kitabı"*, Pagev Yayınları, İstanbul,2003
2. MEB, Plastik teknolojisi, Enjeksiyon makinelerinde üretim-2, Meb Basımevi,Ankara, 2006.
3. Öztürk N., Keçe A., Akyürek A., 2009, Otomotiv yan sanayi plastik enjeksiyon süreci optimizasyonunda yapay zeka tekniklerinin kullanımı, 11. Otomotiv sempozyumu, (8 - 9 Mayıs 2009)., Bursa, s1.
4. S. Korke, *Analysis and measurement of warpage for linear flow of amorphous and crystalline materials*, Master Thesis, New Mexico State University United States of America, 1997.
5. J. Jelodar Mostafa, M. Aghdam Mohammad, M. A. Ehsan, A *hybrid response surface methodology and simulated annealing algorithm: a case study on the optimization of shrinkage and warpage of a fuel filter*, World Applied Sciences Journal, 13, 2011, pp. 570-576.
6. F. İbişoğlu, İ. Kamaş, *Plastik enjeksiyon kalıplarında basınç ve sıcaklık parametrelerinin ürün kalitesi üzerindeki etkileri*, 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi,OTEKON 16, 2016.

FULL VEHICLE MODELING OF AN 8X8 VEHICLE FOR SAFETY CRITICAL ASYMMETRIC BRAKING PHENOMENON

Ismail Gocer, C.Bartu Yazici, Cagil Ciloglu

[1,2,3] FNSS Savunma Sistemleri A.S., Ankara, Turkey
[1] Correponding Author: ismail.gocer@fnss.com.tr

ABSTRACT

This study proposes a modeling approach for possible safety critical occurrences in the brake system of an 8x8 vehicle, where a cut off in the brake circuit results in an asymmetrical braking motion. In this scenario, braking action is lost in a group of left or right wheels, and thereby the vehicle gains a yaw motion during braking. Testing this phenomenon can be dangerous; therefore, a simulation study would help in the determination of safety boundaries. To observe the behavior of the vehicle in such conditions, a model that includes longitudinal and lateral dynamics, and load transfer effects is required. Due to the nature of the problem, a multi-axle two-track handling model is used to investigate the lateral dynamics of the vehicle. Non-linear Magic Formula tire model is used to calculate tire forces in the longitudinal and lateral directions, together with load transfer equations. Firstly, conceptual checks of lateral dynamics and powertrain operational functions for acceleration, speed control, and braking maneuvers are conducted. Finally, asymmetric braking simulations are conducted to observe the severity of the maneuvers in which different brake groups are disabled. Simulation results show that the deviation of the vehicle from the straight-ahead trajectory may reach dangerous levels depending on the particular combinations of disabled brakes on the vehicle.

Keywords: Full vehicle modeling, powertrain modeling, multi-axle vehicle, handling model, asymmetric braking, safety simulations

1. INTRODUCTION

Vehicle brake systems may be subject to failures in mechanical, hydraulic, or pneumatic components. Failures may be due to leakages at lines, rust, defective hoses, or brake fade. To prevent unwanted behavior of the vehicle in case of failure, brake systems are designed with failsafe strategies. In most heavy vehicle applications, each axle has its own brake circuit, and these circuits have their own components to maintain brake operation at that particular wheelset in case of failure. In this study, an 8x8 vehicle, with brake circuits arranged such that adjacent wheels on the same side of vehicle share common brake circuit, is investigated. Thereby the brake system of the vehicle consists of four independent sub-circuits, as illustrated in Figure 1.

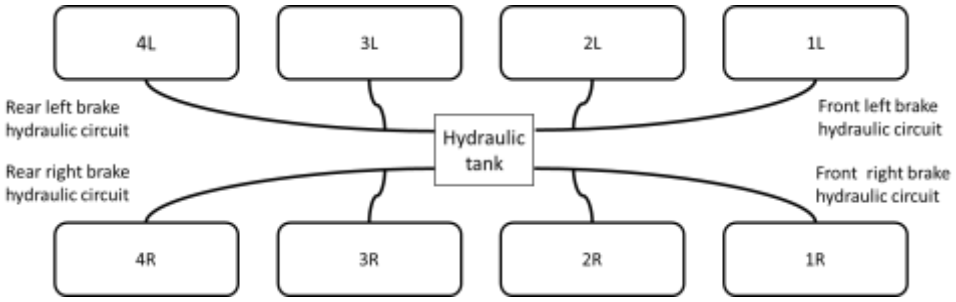


Figure 1 Brake circuit layout of the 8x8 vehicle

In a normal braking operation, the kinetic energy of powertrain is dissipated by the brake system. But in case of a failure in the brake system, a portion of this energy will be transferred to the ground by non-braking tires. This phenomenon results in the non-uniform distribution of brake and traction forces at wheels which produce yaw moment on the vehicle body. During this maneuver, the vehicle might lose its stability, depart from the roadway, or even roll over. Since testing such a scenario is quite dangerous in real life, a full vehicle simulation model would reveal useful insight into the severity of the danger level.

Among full vehicle modeling studies, Setiawan et al. [1] provides an extensive explanation for system modeling. In the literature, however, most studies do not include powertrain model, and vehicle models generally assume constant speed. The study by Onder and Baslamisli [2] is an example of full vehicle modeling, including powertrain equations. Zhang et al. [3] presents safety simulations in which brake failure occurs. In the mentioned study, the departure of the vehicle at

both longitudinal and lateral direction are analyzed for different cases of brake component failures. The results of these maneuvers are then compared with normal vehicle braking cases.

In the present study, a full vehicle two-track handling model for asymmetric braking conditions is developed. The model comprises five main blocks: Powertrain block, load transfer block, two-track lateral dynamics block, tire force calculation block, and vehicle body force equations block. The blocks are interconnected with each other and their signal routing in MATLAB/Simulink, as illustrated in Figure 2.

.

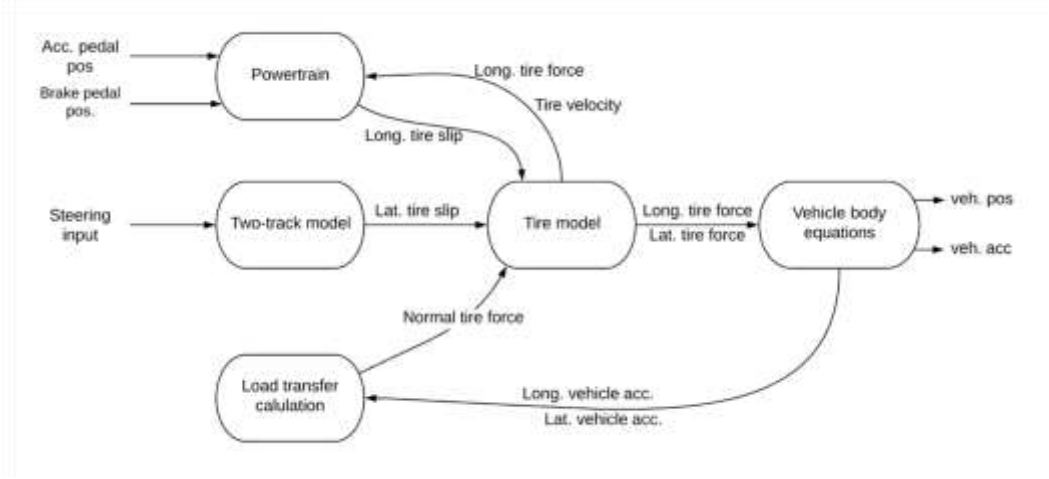


Figure 2 Full vehicle model signal routing chart

Powertrain equations are implemented to calculate longitudinal tire slips resulting from traction and braking. Load transfer equations are derived and the outputs are fed to the tire model. Using vertical loads on each wheel and tire slips, the non-linear tire model provides both longitudinal and lateral forces. Finally, motion states of the vehicle body are calculated in global coordinates by vehicle motion equations block. Note that in the study, nonlinear lateral slip angle and tire force calculations are used, in contrast to most of the studies in the literature where the use of linearized equations is common. After modeling efforts, verification studies are done for the longitudinal and lateral dynamics of the model. Simulations for asymmetrical braking scenarios are conducted in which different sub-circuits of the brake system are disabled. Finally, the effects of disabled brake circuit combinations on vehicle dynamics are analyzed.

2 MODEL OVERVIEW

2.1 Lateral Slip Angle Calculation

Lateral dynamics of the full vehicle model is calculated using two-track handling model equations. This model calculates the lateral slip angles, using the states of the vehicle body and kinematic relations of each tire. The slip angle of each tire is used in the tire force calculation model to determine lateral forces in the wheel-based coordinate system. Later, these forces are converted into the body fixed coordinate system to be used in the vehicle body equations block. In Figure 3, angle definitions of wheels of the two-track model for a left-hand turning maneuver are presented.

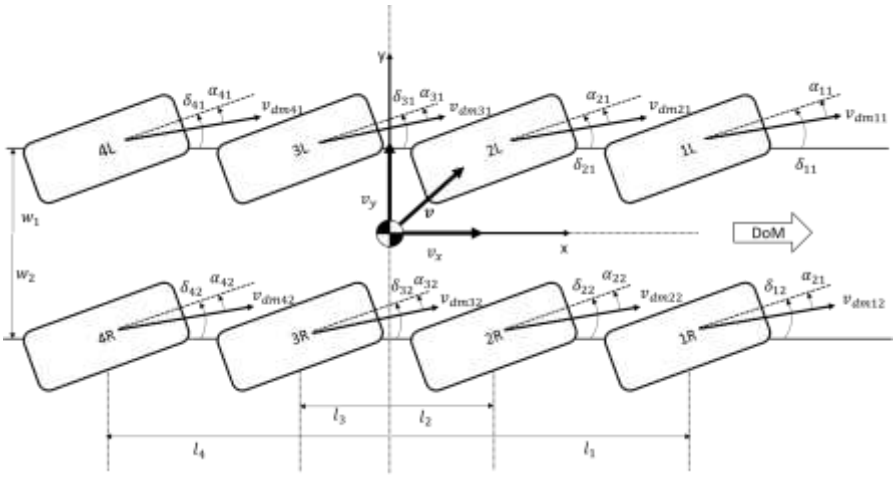


Figure 3 Kinematic definitions for an 8x8 vehicle

The slip angle for each wheel is calculated according to equation 1. As it is seen from equation, slip angles are calculated non-linearly.

$$\alpha_{ij} = \delta_{ij} - \text{atan}\left(\frac{vy_{dmij}}{vx_{dmij}}\right) = \delta_{ij} - \text{atan}\left(\frac{vy + li \cdot \dot{\psi}}{vx + w_j \cdot \dot{\psi}}\right) \quad (1)$$

Note that body coordinate system origin is located at center of gravity of the vehicle, therefore signs for distance definitions differ with respect to center of gravity.

2.2 Powertrain Model

In the asymmetrical braking scenario, some part of the kinetic energy in the powertrain is consumed by available brake power. The rest of the energy is transmitted to the ground through non-braking wheels. To be able to observe the effects of this phenomenon, a detailed powertrain model is implemented into the full vehicle model. Powertrain model calculates wheel speeds and slips; hence tire forces can be calculated with these outputs in the tire model block. A typical drivetrain layout for 8x8 vehicle is shown in Figure 4.

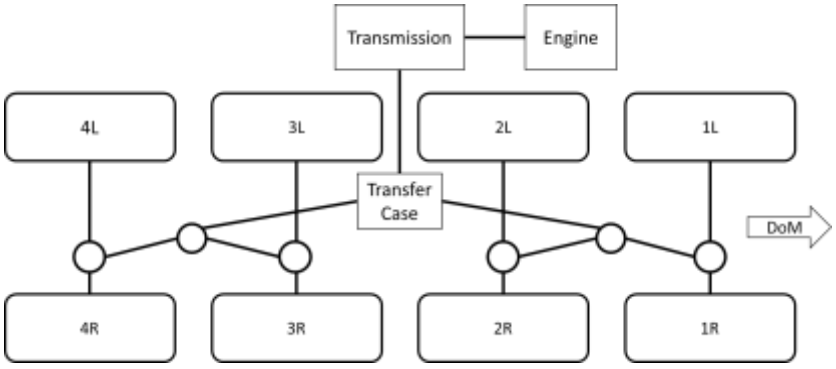


Figure 4 Driveline layout of a typical 8x8 vehicle

Powertrain components are engine, auxiliary loads, transmission, transfer case, differentials (Inter-axial and side differential), final drive gear sets, and brakes. Torque equation from the engine until the transfer case output is shown in equation 2.

$$\tau_{tcase-out} = \tau_{eng} \cdot i_{trans} \cdot \lambda_{trans} \cdot i_{tcase} \cdot \lambda_{tcase} \quad (2)$$

Throttle opening fraction of engine can be defined either by the user with respect to time or with a closed-loop control which is applied to be able to reach desired vehicle speed. Transmission block determines the current gear and gear ratio according to the gear shifting algorithm, which is modeled with the Stateflow tool. Desired shifting gear is

determined according to the output of the implemented gear shift maps. Whenever the gear ratio reaches the desired value, the shifting process ends, and the gear state in the Stateflow algorithm changes. Intermediate process until gear shift is completed is handled by rate limiter block of Simulink which implements a delay to gear ratio signal with a certain rate so that it represents gear shifting duration and the events happening in this period.

Torque is split in half at the output of transfer case and transmitted to the two inter-axial differentials (front and rear). These inter-axial differentials split the torque into each separate axle (See the layout in Figure 4). A simple differential component allows output shafts to rotate at different speeds while the torques of output shafts are equal. The speed and torque relations of a differential are given in equations 3 and 4. The speeds of the differential shafts are calculated by reverse calculation from wheels through the driveline.

$$\tau_{diffout1} = \tau_{diffout2} = \frac{\tau_{diffin} \cdot i_{diff} \cdot \lambda_{diff}}{2} \tag{3}$$

$$\omega_{diffin} = \frac{\omega_{diffout1} + \omega_{diffout2}}{2} \tag{4}$$

Equation 5 provides the torque equation after the transfer case.

$$\tau_{wheel} = \frac{\tau_{tcase-out} \cdot i_{iadiff} \cdot \lambda_{iadiff}}{2} \cdot \frac{i_{diff} \cdot \lambda_{diff}}{2} \cdot i_{fd} \cdot \lambda_{fd} \tag{5}$$

The state of each wheel is calculated according to equation 6.

$$\tau_{wheel} - \tau_{rollres} - \tau_{brk} - F_{traction} \cdot r_{wheel} = I_{eq} \cdot \dot{\omega_{wheel}} \tag{6}$$

The tire slip for each tire is finally calculated according to equation 7. Note that tire velocities are calculated in the wheel-based coordinate systems for each wheel separately. To calculate tire velocity in wheel-based coordinates, the velocity vector at the direction of motion is calculated. Then the velocity vector at the wheel direction is found by using trigonometric relation with slip angle as presented in equation 9.

$$\kappa_{ij} = \frac{\omega_{wij} \cdot r_{wheel} - v_{xtij}}{\omega_{wij} \cdot r_{wheel}} \tag{7}$$

$$v_{dmij} = \sqrt{vx_{dmij}^2 + vy_{dmij}^2} \tag{8}$$

$$v_{xtij} = v_{dmij} \cdot cos\ (\alpha_{ij}) \tag{9}$$

Brake torque calculation can be expressed in a simplified form, as in equation 10.

$$\tau_{brake} = PedPos_{brk} \cdot Fmax_{brk} \cdot r_{brk} \cdot -sign(\omega_{wheel}) \tag{10}$$

Brake force is activated as a time-based function by the user. Delays such as hydraulic power build-up, duration until reaching maximum brake forces are represented with a first order transfer function. Brake forces can be disabled at certain wheels to represent hydraulic power cut off in the model, as in asymmetrical braking scenarios.

2.3. Load Transfer Model

The load transfer calculation block contains a vehicle body connected to suspension stations with equations based on the mass-spring-damper modeling approach. The model described above is illustrated in Figure 5. Inputs of load transfer model are longitudinal and lateral acceleration of vehicle body and outputs are normal tire forces produced from states of the sprung and unsprung masses. In this study, the load transfer model provides the motion in the vertical direction for the unsprung and sprung masses, pitch motion, and roll motion of the vehicle body. Load transfer model equations are given in equations 11-16

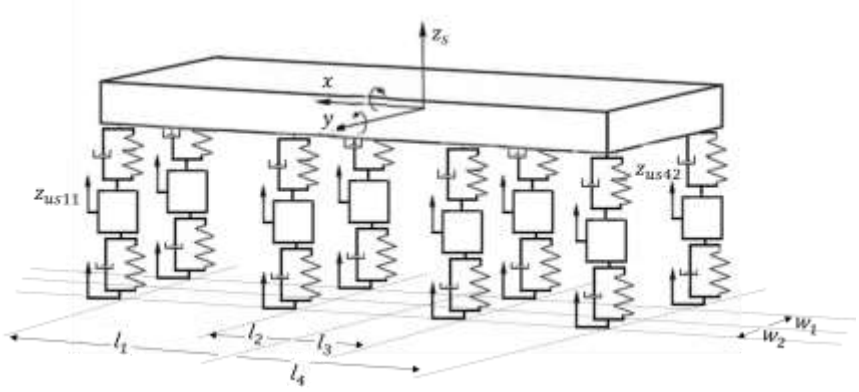


Figure 5 Vertical dynamics model for the full vehicle

$$m_S \cdot \ddot{z_S} = \sum F_{Suspij} - m_S \cdot g \tag{11}$$

$$\dot{z}_{usij} = \dot{z_s} + w_i \cdot \dot{\Phi} + l_j \cdot \dot{\theta} \tag{12}$$

$$z_{usij} = z_s + w_i \cdot \Phi + l_j \cdot \theta \tag{13}$$

$$F_{Suspij} = k_{Suspij} \cdot \left(z_{usij} - z_{sij}\right) + c_{dampij} \cdot \left(\dot{z}_{usij} - \dot{z}_{sij}\right) \tag{14}$$

$$J_{xx} \cdot \ddot{\Phi} = w_1 \cdot \sum F_{Suspi1} + w_2 \cdot \sum F_{Suspi2} + m_S \cdot a_y \cdot h_{roll} \tag{15}$$

$$J_{yy} \cdot \ddot{\theta} = l_1 \cdot \sum F_{Susp1j} + l_2 \cdot \sum F_{Susp2j} + l_3 \cdot \sum F_{Susp3j} + l_4 \cdot \sum F_{Susp4j} + m_S \cdot a_x \cdot h_{pitch} \tag{16}$$

2.4. Tire Model

In this study, non-linear tire characteristics are represented with the Magic Formula model. Tire force non-linearity is important, especially for simulating braking characteristics where tires may reach high slip values and they might even lock since ABS is not implemented in this study. Equation 17 shows the generalized Magic Formula model. The same formula is applied for both the longitudinal and lateral forces, with different sets of parameters. [4]

$$Tire\ Force = D \cdot \sin\left(C \cdot \arctan\left(Bx - E \cdot \left(Bx - \arctan(Bx)\right)\right)\right) + S_v \tag{17}$$

2.5. Vehicle Body Model

The vehicle body model collects all tire forces from the tire force calculation block and implements Newton's 2nd law to calculate states of vehicle body motion in the longitudinal, lateral, and yaw directions. Figure 6 demonstrates the vehicle body during a left turn. Motion vectors of the vehicle in global and body-fixed coordinate systems can be seen in Figure 6.

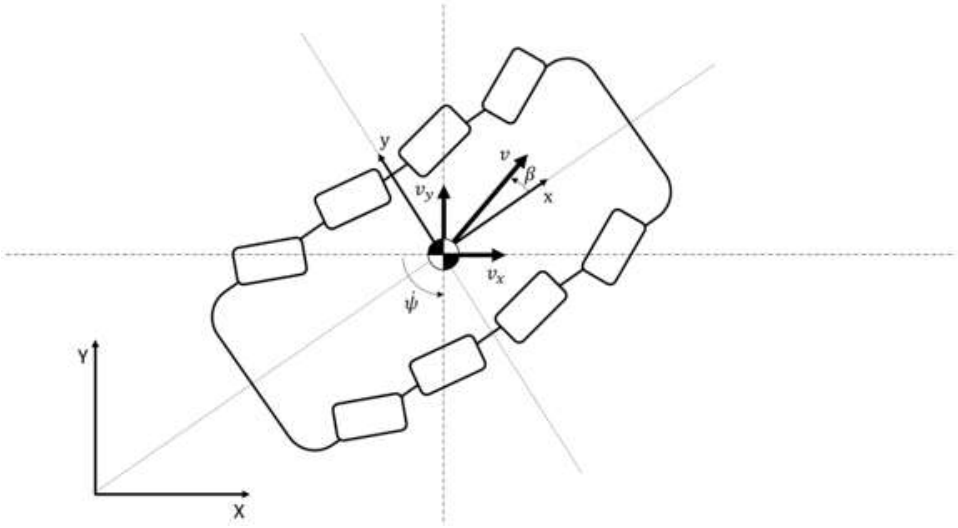


Figure 6 Velocity vectors in global and body-fixed coordinate systems

The force and moment equations are given in equations between 18-23.

$$\sum Fx = m_{veh} \cdot (\dot{v_x} - v_y \cdot \dot{\psi}) = \sum Fx_{ij} - Fx_{Res} \tag{18}$$

$$Fx_{Res} = 0.5 \cdot C_d \cdot A_{veh} \cdot \rho_{air} \cdot v_x^2 \tag{19}$$

$$\sum Fy = m_{veh} \cdot (\dot{v_y} + v_x \cdot \dot{\psi}) = \sum Fy_{ij} \tag{20}$$

$$Fx_{ij} = f_{xtij} \cdot cos(\delta_{ij}) + f_{ytij} \cdot sin(\delta_{ij}) \tag{21}$$

$$Fy_{ij} = f_{xtij} \cdot sin(\delta_{ij}) + f_{ytij} \cdot cos(\delta_{ij}) \tag{22}$$

$$\sum Mz = J_{zz} \cdot \dot{\psi} = w1 \cdot (Fx_{11} + Fx_{21} + Fx_{31} + Fx_{41}) + w2 \cdot (Fx_{12} + Fx_{22} + Fx_{32} + Fx_{42}) + l1 \cdot (Fy_{11} + Fy_{12}) + l2 \cdot (Fy_{21} + Fy_{22}) + l3 \cdot (Fy_{31} + Fy_{32}) + l4 \cdot (Fy_{41} + Fy_{42}) \tag{23}$$

After calculating velocity vectors in the vehicle body coordinate system, velocity vectors in the global coordinate system can be found with trigonometric relations (equations 24 and 25). Eventually, the vehicle body position can be calculated by taking the integrals of these vectors with respect to time, as in equations 26 and 27.

$$V_X = v_x \cdot cos(\psi) + v_y \cdot sin(\psi) \tag{24}$$

$$V_Y = v_x \cdot sin(\psi) + v_y \cdot cos(\psi) \tag{25}$$

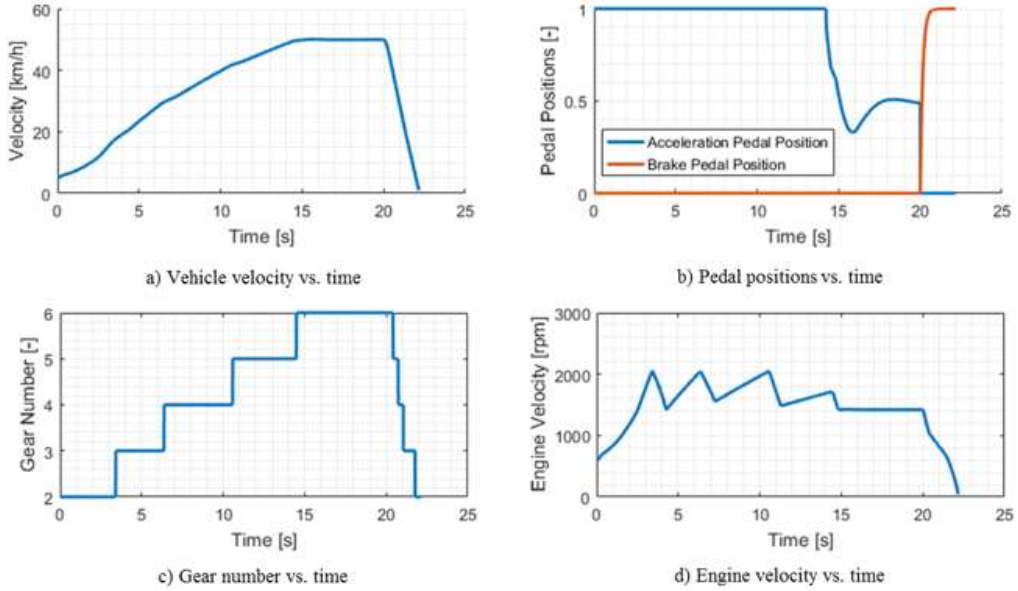
$$X = \int V_X \cdot dt \tag{26}$$

$$Y = \int V_Y \cdot dt \tag{27}$$

3 VERIFICATION OF THE VEHICLE MODEL

3.1. Conceptual Test of Powertrain Functions

To test the longitudinal dynamics of the model, a simulation that consists of acceleration, constant speed, and braking periods is conducted. In this simulation, the vehicle accelerates with full load until it reaches 50 km/h, Figure 7-a. During this maneuver, gear shifts up when the engine speed reaches the corresponding upshift speed, Figure 7-c. Then, the vehicle speed is kept around 50 km/h. Finally, at the 20th second, the vehicle is fully braked, Figure 7-b, the transmission downshifts, and vehicle stops, Figure 7-a. Note that the torque converter is not included in this study, and the engine is directly connected to the transmission.

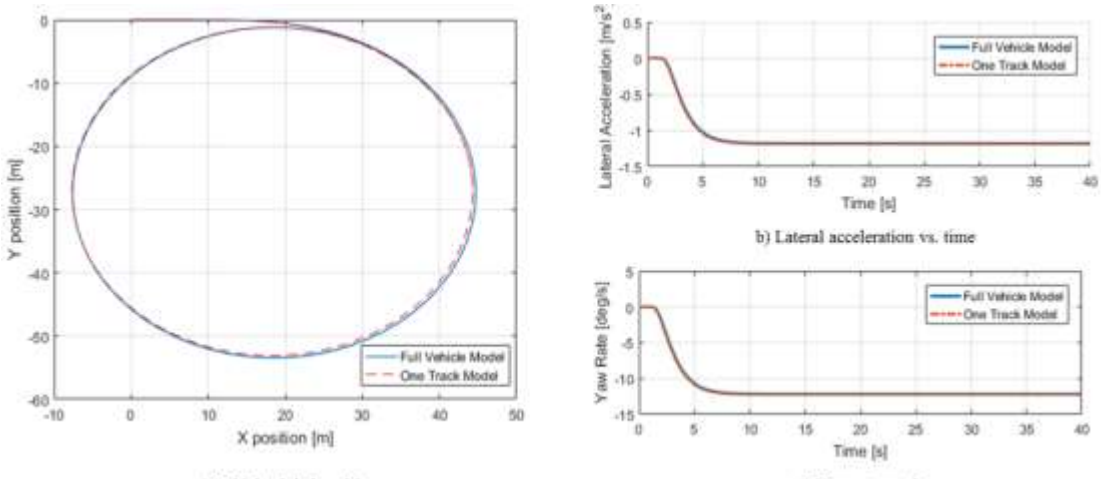


a) Vehicle velocity vs. time
b) Pedal positions vs. time
c) Gear number vs. time
d) Engine velocity vs. time

Figure 7 Longitudinal dynamics simulation results

3.2. Conceptual Test of Handling Characteristics

To test the lateral dynamics of the proposed full vehicle model, a handling maneuver with 20 km/h constant speed and 5 degree steering step input (with a certain transfer function delay) is conducted for both the full vehicle model and well established multi-axle one-track model. In this maneuver, all-wheel steering operation in which wheels on the two front axles are steered by +5 degrees and wheels on the rear two axles are steered by -5 degrees is applied. The results for these models are compared as illustrated in Figure 8. It is observed from the figure that multi-axle handling model accomplishes desired steering maneuvers



a) Vehicle global position
b) Lateral acceleration vs. time
c) Yaw rate vs. time

Figure 8 Lateral dynamics simulation verification results

4. SIMULATION OF ASYMMETRICAL BRAKING SCENARIO

As shown in Figure 9, the brake system of the vehicle model comprises four separate brake circuits. In this study, the behavior of the vehicle in case of a failure in any one of these circuits is analyzed. In the simulation scenario, the vehicle accelerates to a certain speed at full throttle, cruises at a constant speed for a short period of time and then brakes are applied. This maneuver is assumed to happen on wet ground where the upper boundary of friction coefficient is taken as 0.5.

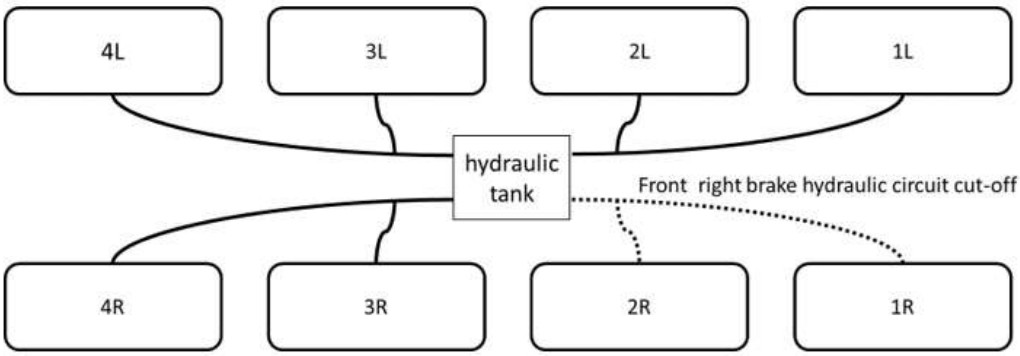
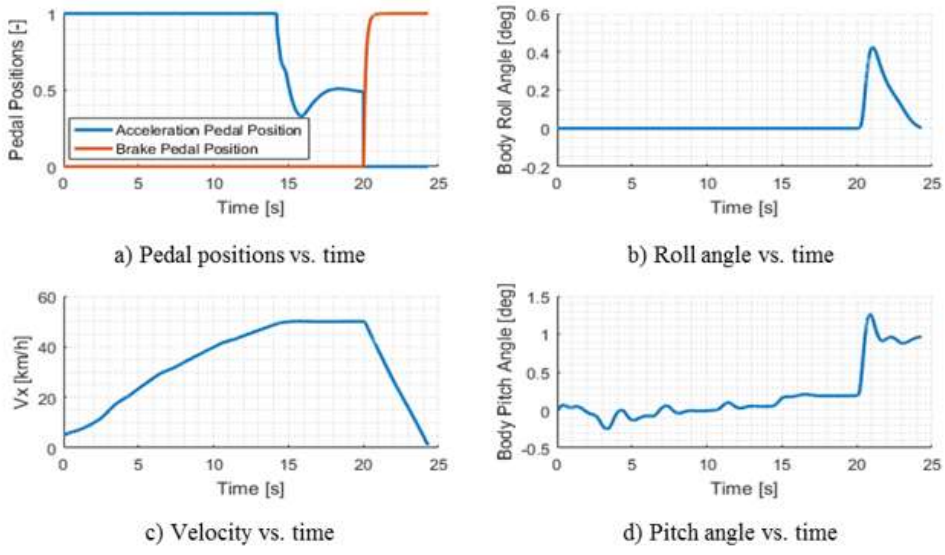


Figure 9 Brake circuits layout for asymmetrical braking scenario: Brakes at 1R and 2R wheels are disabled.

Results of the simulation, in which brakes on the first and second front right wheels (1R and 2R) are disabled, are illustrated in Figure 10. Note that no steering angle is applied to the wheels during this maneuver. It can be seen from Figure 10-g that in this braking scenario, all the wheels are locked except the wheels with disabled brakes. The vehicle gains a certain yaw motion due to the asymmetrical tire force distribution and this leads to a roll motion. Thus, the vehicle deviates from its straight-ahead motion. Further, as observed in Figure 10-d, the body exhibits pitch motion during braking as expected.

In Figure 11 vehicle trajectories are plotted for different brake failure scenarios. In the 1st scenario brakes at 1R and 2R wheels are disabled, in the 2nd scenario 3R and 4R brakes are disabled, in the 3rd scenario 1R, 2R, 3R, and 4R brakes are disabled, and in 4th scenario 1R, 2R, 3L, 4L brakes are disabled. Among these scenarios, the most critical one in terms of deviation in the lateral direction is the 3rd scenario in which all brakes on the right side of the vehicle are disabled. It is observed that the 1st scenario results in more deviation than the 2nd. The reason for this behavior is that, losing front brake capacity at front tires is more impactful than losing rear brakes in the condition of load transfer towards the front. Consequently, the stopping distance and yaw rate increase. Stopping distances in the 3rd and 4th scenarios are similar but they differ in terms of deviation from the straight-ahead direction in the lateral direction. The vehicle in the 4th scenario does not significantly deviate from the straight-ahead direction since forces at braking and non-braking tires compensate for each other.

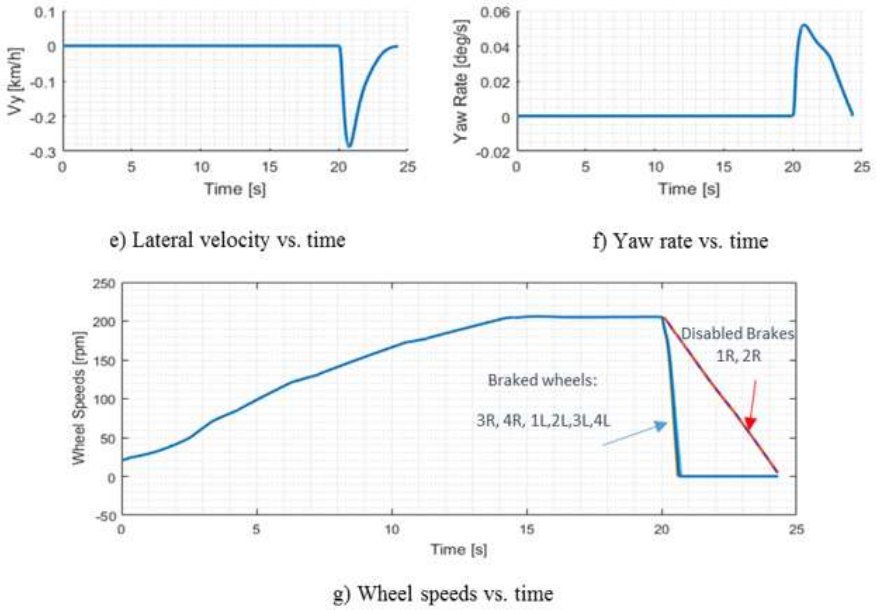


a) Pedal positions vs. time

b) Roll angle vs. time

c) Velocity vs. time

d) Pitch angle vs. time



e) Lateral velocity vs. time

f) Yaw rate vs. time

g) Wheel speeds vs. time

Figure 10 Asymmetrical braking scenario simulation results

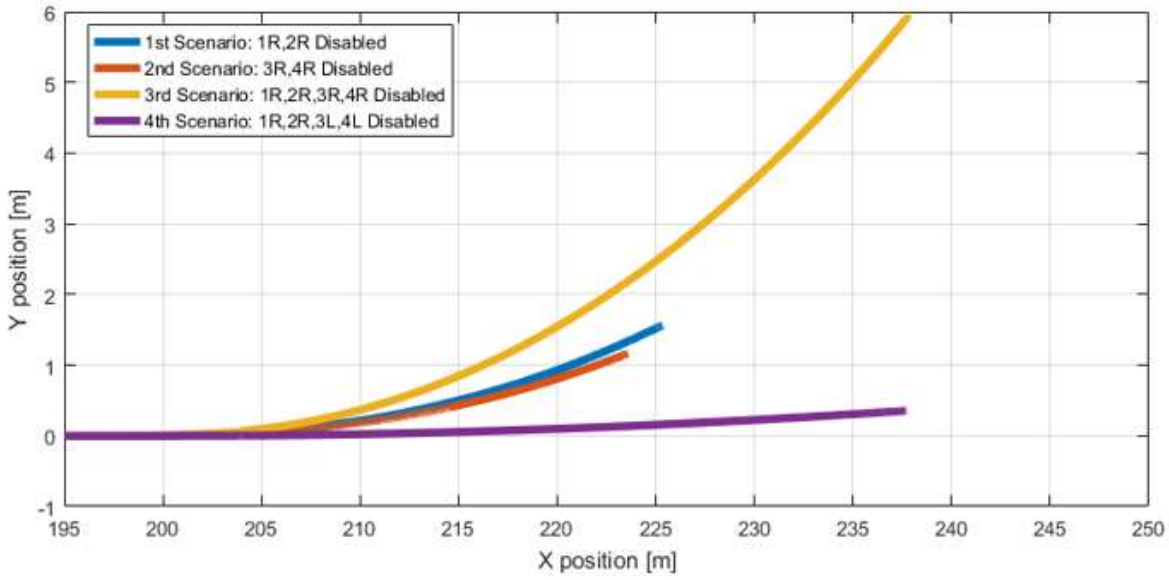


Figure 11 Asymmetrical braking scenario simulation results for different disabled brake combinations

5. CONCLUSION

In this study, an approach for the investigation of asymmetrical braking scenarios by simulations is proposed for an 8x8 vehicle. A modular full vehicle model that includes longitudinal, lateral and vertical dynamics equations is developed. The model includes the powertrain states, load transfer calculation block, and the Magic Formula tire model for tire forces in both the longitudinal and lateral directions. Finally, vehicle body equations calculate states of the vehicle body. The lateral dynamics of the model are verified with a multi-axle single track model. Longitudinal dynamics part of the model accomplishes acceleration, speed control and braking functions. After verification with simple models, asymmetrical braking scenarios are investigated, in which different hydraulic brake line cut off occurs. The results from the simulations show that the vehicle departs from straight-line motion during asymmetrical braking. The scenarios also lead to roll and pitch motions of the vehicle body. According to the asymmetrical braking simulations, resulting roll and pitch motions are negligible. However, vehicle deviates from the straight-ahead direction drastically on wet roads especially in the scenario where all brakes at the same side of the vehicle are disabled.

6. FUTURE WORK

Planned future work includes

- Implementation of the ABS system,
- Implementation of steering system dynamics,
- Inclusion of torque converter with lock-up clutch functions, and

Asymmetric braking scenario validation with road tests or multibody simulation tools.

SYMBOLS AND ABREVIATIONS

α	Slip angle
δ	Toe angle – steering angle of that wheel.
X, Y	Position of vehicle in global coordinates
x, y	Position of vehicle in vehicle body coordinates
V, V_x, V_y	Vehicle velocity and its vectors in global coordinates
v, v_x, v_y	Vehicle velocity and its vectors in vehicle coordinates
a, a_x, a_y	Vehicle acceleration and its vectors in vehicle coordinates
i	Axle number
j	Wheel number on the axle (1 for left, 2 for right wheel)
li	Position of ith axle with respect to c.o.g. in longitudinal direction
w_j	Position of jth wheels with respect to c.o.g. in lateral direction
$\psi, \dot{\psi}, \ddot{\psi}$	Yaw angle, velocity and acceleration
v_{dm}, vy_{dm}, vy_{dm}	Velocity of tire at direction of motion
v_t, v_{xt}, v_{yt}	Velocity of tire in tire coordinates
$\tau_{eng}, \tau_{wheel}, \tau_{tcase-out}, \tau_{brk}$	Torque of engine, wheel, transfercase output and brake
$i_{trans}, i_{tcase}, i_{iadiff}, i_{diff}, i_{fd}$	Gear ratio of transmission, transfercase, interaxial differential, side differential and final drive
$\lambda_{trans}, \lambda_{tcase}, \lambda_{iadiff}, \lambda_{diff}, \lambda_{fd}$	Efficiency of transmission, transfercase, inter-axial differential, side differential and final drive
$\tau_{diffin}, \tau_{diffout1}, \tau_{diffout2}$	Torque of differential input ,1st output and 2nd output
$\omega_{diffin}, \omega_{diffout1}, \omega_{diffout2}$	Speed of differential input ,1st output and 2nd output
$F_{traction}$	Total traction force of vehicle
r_{wheel}	Wheel dynamic radius
$\omega_{wheel}, \dot{\omega}_{wheel}$	Rotational speed and acceleration of wheel
ω_{wij}	Speed of ith jth wheel
κ	Slip of wheel
$PedPos_{brk}$	Brake pedal position
$Fmax_{brk}$	Maximum brake force
r_{brk}	Brake disc effective radius
$z_s, \dot{z}_s$	Position and velocity of sprung mass

$z_{us}, \dot{z_{us}}$	Position and velocity of unsprung mass
$\Phi, \dot{\Phi}, \ddot{\Phi}$	Roll angle, velocity and acceleration
$\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$	Pitch angle, velocity and acceleration
J_{xx}, J_{yy}, J_{zz}	Inertia around x, y and z axes
Fx_{ij}, Fy_{ij}	Tire forces in vehicle body coordinates
$f_{tij}, f_{xtij}, f_{ytij}$	Tire forces in tire coordinates
m_{veh}	Vehicle mass
$\mathrm{Fx}_{\mathrm{Res}}$	Resistance force in vehicle coordinates
C_d	Aerodynamic drag coefficient
A_{veh}	Front area of vehicle
ρ_{air}	Air density

REFERENCES

[1] Setiawan, J. D., Safarudin, M., & Singh, A. (2009). Modeling, simulation and validation of 14 DOF full vehicle model. International Conference on Instrumentation, Communication, Information Technology, and Biomedical Engineering 2009.

[2] Onder, E.T., Baslamisli, S.C. (2016). Dynamic Modeling and Simulation of Subcomponents of a 8x8 Four Axle Vehicle. O, 8th International Automotive Technologies Congress, OTEKON 2016.

[3] Zhang, J., Zhang, Y., & Li, G. (2018). Functional Safety Design of Four-Wheel Independent Brake System on Electric Vehicle. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 170, 042071.

[4] Pacejka, H. B. (2012). Tire and Vehicle Dynamics.

PVD KAPLAMA METODU İLE FARKLI ALAŞIMLAR KULLANILARAK ALTERNATİF RENKLERDE REFLEKTÖR İÇEREN ve ECE AYDINLATMA REGÜLASYONLARINA UYGUN ARKA STOP ÜRETİLMESİ

İ. Emrah Sözer, Serkan Geçim, Özgün Üzer, Ertuğrul Erkoç, M. Cemal Çakır

[1] Odelo Otomotiv Aydınlatma A.Ş. Production, Bursa, Turkey
[2,3] Odelo Otomotiv Aydınlatma A.Ş. Process Engineering, Bursa, Turkey
[4] Bursa Technical University, Chemical Engineering, Bursa, Turkey
[5] Uludağ University, Mechanical Engineering, Bursa, Turkey

[1] Corresponding Author: İbrahim Emrah Sözer, ibrahimemrahsozer@gmail.com

ABSTRACT

The sub-components that are used in automotive lighting products are coated with aluminum by PVD method due to their aesthetic appearance and reflectivity needs. The PVD coating process is the evaporation of atoms or molecules from the liquid or solid phase under low pressure and condensation of the steam on the substrate.[1] Maintaining the required optical needs, alloy coating is achieved on polymers with PVD coating in serial conditions. This is beyond the known application of PVD coating for lighting industry. Reflector based parts are alloy coated and with natural outer lens different coloured rear lamps are first time obtained. Homogeneous thin film layer is achieved with optimizing the evaporation tower position with the help of CFD analysis. In addition, geometry optimization of tungsten filament and alloy wire was carried out in order to make the most proper heat transfer between them. Different coloured rear lamps are applied to photometry measurements. The optical values and colour tone values were verified whether they fullfill the requirements of ECE regulation. The red colour for ECE regulation is obtained with modification of the LEDs.

Keywords: PVD, Physical Vapour Deposition, Alloy Coating, Thin Film Layer

1. GİRİŞ

Otomotiv dış aydınlatma ürünlerini oluşturan alt parçalar estetik görünüm ve yansıtıcılık ihtiyacı gereği PVD yöntemiyle alüminyum ile kaplanmaktadır. Bu çalışmada farklı bakır alaşımlar kullanılarak otomotiv aydınlatma alt parçalarında (reflektör ve bezel vb.) rose-gold renklerin elde edilmesi hedeflenmiştir. PVD kaplama metodu ile bilinen yöntemlerin dışına çıkılarak ilk kez seri şartlarda optik gereksinimler korunarak polimer malzemeye alaşım kaplama yapılmıştır. Yapılan ilk denemeler sonucunda alaşımı oluşturan farklı elementler farklı evaporasyon profilleri göstermiş ve parçalar üzerinde homojenite elde edilemediği gözlemlenmiştir. Uygun homojen film kalınlığının elde edilmesi ve evaporasyon profilinin iyileştirilmesi için CFD simülasyonları ile analizler yürütülmüş ve deneysel uygulamalar ile sonuçlar doğrulanmıştır. Farklı alaşımlar ile kaplanan parçalar ile toplanmış bitmiş ürünlere fotometri ölçümleri yapılarak optik değerler ve renk tonu değerlerinin ECE regülasyonuna uygunluğu doğrulanmıştır.



Şekil 1. Homojenite elde edilememiş alaşım kaplanmış alt parçalar

2. DENEYSEL TASARIM VE MODELLEME

Literatürde akışkanlar dinamiğinin mekanizmasını anlamak için kullanılan 3 yöntem vardır [2].

- Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD- Computational Fluid Dynamics)
- Monte Carlo'nun Doğrudan Simülasyonu (DSMC -Direct Simulation of Monte Carlo)
- Serbest Moleküler Dinamiği (FMD- Free Molecular Dynamics)

Her şeyden önce, PVD evaporasyon süreci ve metal buharı yoğuşması için hangi tip simülasyon yönteminin daha doğru olduğu iyi anlaşılmalıdır. Yapılacak analizler ile evaporasyon proses noktası detaylı şekilde irdelenebilecek ve mevcut proses koşulları, en etkili simülasyon yöntemi için belirleyici olacaktır. Farklı yöntemlerin kıyaslama tablosu aşağıda verilmiştir.

Tablo 1. Moleküler dinamiğinin analizi için kullanılan yöntemlerin kıyaslanması [2]

	Sonlu-Hacim	DSMC	Serbest Moleküler
Gereklilikler	● Ayrık Mesh Modeli ● Stabilizasyon Yöntemleri	● Çarpışma Modeli ● Moleküler Özellikler ● Zaman-Ortalama Çözüm	● Buharlaşma Profili ● Zaman-Ortalama Çözüm
Avantajlar	● En Yaygın Yöntem ● Ölçümlerle Kolayca Karşılaştırılması	● İstikrar Sorunu Olmaması ● Gerçek Vakum Çözümü	● En Hızlı Model ● Az Malzeme Özelliği Gerekliliği
Kn Aralığı	Kn ≤ 0.1	0.1 <Kn <1	Kn ≥ 1

En etkili simülasyon yönteminin belirlenmesi için öncelikle ortalama serbest yol (mean free path) hesaplanmalıdır. Ortalama serbest yol; bir molekülün diğer molekül ile çarpışmadan önce katettiği mesafedir. Ya da başka bir deyişle, bir parçacığın yaşadığı ardıl iki çarpışma arasında katettiği mesafedir. Atmosferdeki partiküllerin davranışlarını modellemek için kullanılır. Ortalama serbest yol denklemi aşağıdaki gibidir [3].

Tablo 2. Mevcut Proses Koşulları

Parametreler	**Değer**	**Birim**
Basınç	2,5 x 10^-4	mbar
Sıcaklık	50	ºC
Evaporasyon Süresi	10	s
Kütle	0,5	g
Ortalama Kütle Akış Hızı	0,05	g/s
Malzeme	99,99%	Alüminyum

$$I.p = \frac{k.T}{\sqrt{2}.\pi.d_m^2} \quad (1)$$

P: Basınç (0,02 Pascal) ($2x10^{-4}$ mbar)
k: Boltzman Sabiti ($1,38x10^{-23}$)
T: Sıcaklık (323 °K)
dm: Alüminyum çapı ($2,86x10^{-10}$)
I: Ortalama serbest yol (m)
I: 0,6135852 m

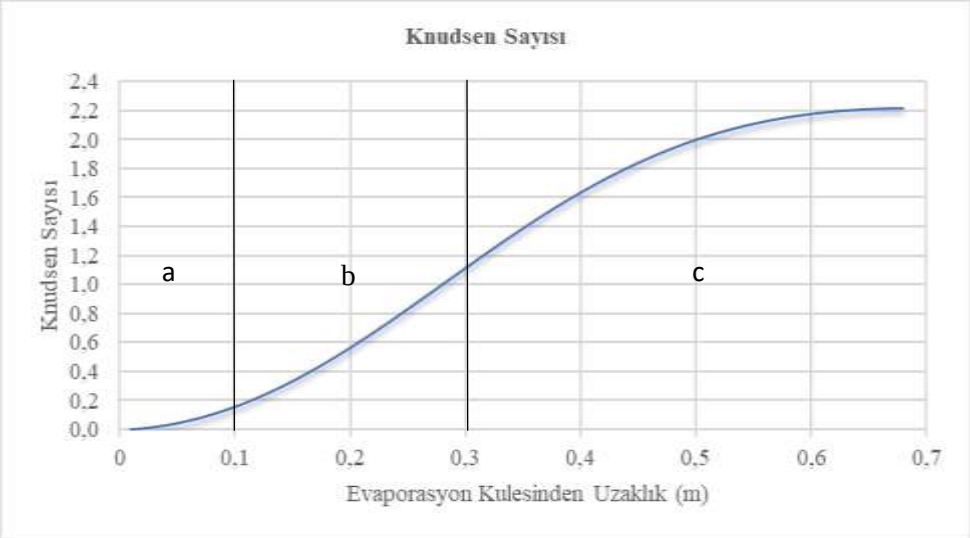
Ortalama serbest yol hesaplandıktan sonra Knudsen sayısı hesaplanır. Literatürde farklı Knudsen sayısı değerlerine göre akış rejimine uygun analiz metodları belirlenmiştir. Mevcut PVD makinası çan duvarı ile evaporasyon kulesi arası mesafe 0,9 m'dir. Knudsen sayısı denklemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir:
Kn=Ortalama serbest yol / Mekânsal ölçek (spatial scale) [4] (2)
Kn= 0,6135852 m / 0,9 m
Kn= 0,681761

Kn 'ye dayalı akış rejiminin analizi ile ilgili olarak aşağıdaki ayrımlar yapılabilir:
Kn ≤ 0,1 olduğu durumlar için, Navier-Stokes denklemlerine dayalı sürekli modeller Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) ile çözümlendiğinde genellikle gaz akışı için kesin bir açıklamaya izin verir [5].
Kn> 0,1 gibi tersine olduğu durumlarda, Navier-Stokes denklemlerinin nadirde olsa gaz akışlarının tanımlama için yetersiz kaldığı, seyrek gaz akış halleri olabilir [4]. Örnek olarak mikro/nano ölçekte gaz akışlarının analizi ya da yaygın olarak kullanılan düşük basınç PVD uygulamaları çözümlemeleri verilebilir.

Fiziksel Buhar biriktirme prosesi ile gerçekleştirilen kaplama proseslerinde önemli olan film kalınlığının ve yapışma kuvvetini etkileyen önemli parametrelerin kontrolünün iyileştirilmesini sağlamak, prosesin basamaklarını ve doğasını

anlamakla mümkündür. Bu amaçla Odelo şirket bünyesindeki PVD cihazlarının tasarımı kullanılarak buharlaşma anının simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Simülasyonlarda aluminyum buharının vakum çanı içerisindeki akışı incelenmiş, daha homojen buhar dağılımı için gerekli olan işlem yolları belirlenmiş ve analizler için belirlenen yollar tartışılmıştır.

Odelo bünyesinde gerçekleştirilen PVD prosesi metalin termal buharlaştırılması yöntemi ile gerçekleştirilmektedir. Set edilen vakum koşulları için hesaplanan Knudsen sayısının çan içi farklı bölgeler için hesaplamaları Şekil-2'de gösterilmektedir. İki filaman arasında kalan "a" bölgesinde Knudsen sayısının 0,1'den küçük olması "Sonlu Hacimler" yöntemiyle simüle edilebilir olduğunu göstermektedir. Bununla beraber filaman ile parça arasındaki "b" bölgesinde geçiş rejimi olduğu öngörülebilir ve "Sonlu Hacimler" yöntemiyle doğrulanabilecek şekilde yine simüle edilebilecektir [5]. Altlıklar ile filaman arasında kalan "c" bölgesi için "Serbest Moleküler" yöntemiyle çözülmesi daha doğru sonuçlar verecektir ancak anlatılacağı üzere o bölge çan içerisinde altlıkların hareketiyle sınırlandırılmaktadır, çalışma alanı içerinde yer almamaktadır.



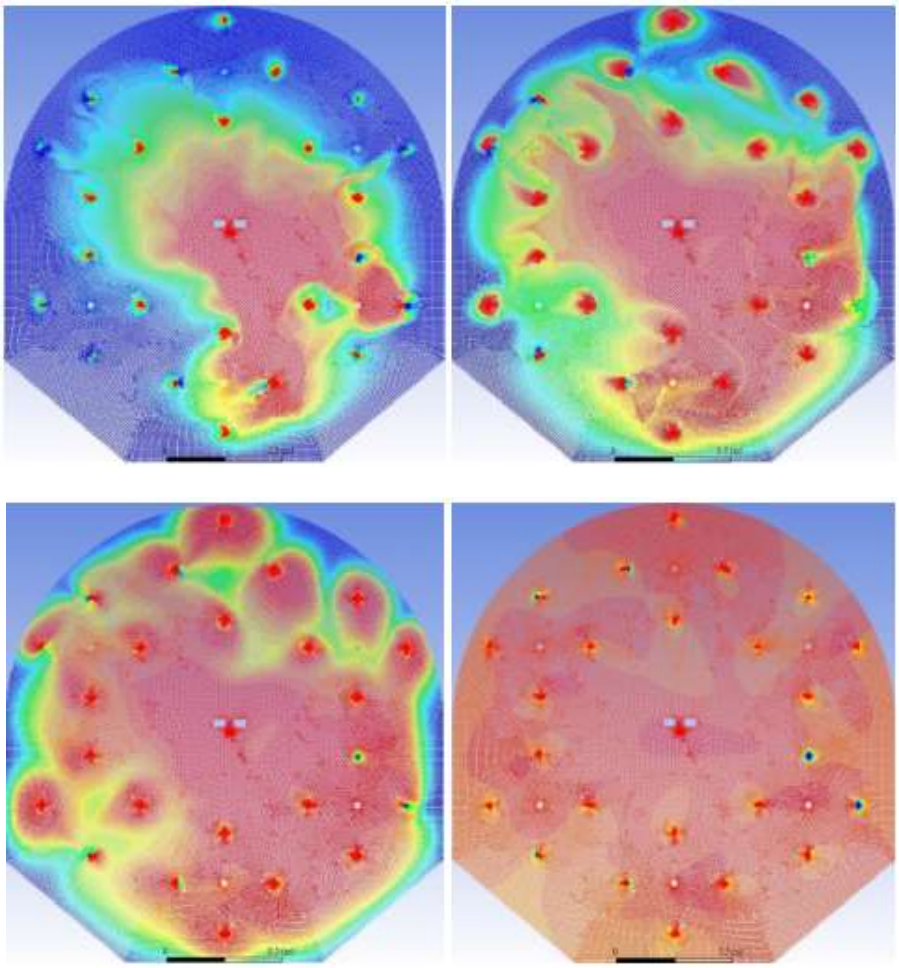
Şekil 2. Buhar kaynağından uzaklaştıkça Knudsen Sayısının değişimi a) iki filaman arasında kalan bölge, b) filaman ile parça arasında kalan bölge, c) altlıklar ile çan duvarı arasındaki bölge

Filamanlara yakın bölgelerde (a bölgesi) Newton fizik modelleri hâkimken, uzak bölgelerde (b bölgesi) moleküler dinamik fiziği hâkimdir. Bu açıdan, literatür incelendiğinde PVD simülasyon ve modellemesinde hem Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) hem de Monte Karlo (DSMC) yaklaşımlarının kullanıldığı görülmektedir [6]. Ancak iki farklı bölgenin mevcudiyeti düşünüldüğünde, seçilen herhangi bir teknikte (CFD veya DSMC) belirli stratejik yaklaşımların olması gerekmektedir. Zira moleküler dinamiğin hâkim olduğu bölgede CFD simülasyonları, yüksek Knudsen sayısından dolayı, fiziksel olayı açıklayamayacak ve geçersiz olacaktır. Ayrıca geometrik yapıya bağlı kalmak şartı ile $0,05<Kn<1,5$ aralığında geçiş akış rejimi süreklilik modelinde geçerliliğini korumaktadır [7]. Bu nedenle bu çalışmada özellikle gazların yoğun olduğu bölgenin (a bölgesi) etkisini görmek için CFD tekniği kullanılmış ve ANSYS Fluent 15.0 simülasyon yazılımı kullanılarak modellenmiştir.[8] Farklı Knudsen sayıları için kıyaslama tablosu aşağıda verilmiştir.

İnce film tabakası kalınlığın 80 nm boyutunu geçmesi ile geçirgenlik, saydamlık elemine olduğu için alüminyum kaplama sonrasında renk anlamında farklılık yaratmamaktadır. Yapılan ilk gözlemlerde homojenitenin, alaşımlardaki farklı elementlerin kompozisyonlarındaki değişimin ince film tabakasına direk etki ettiği ve renk farklılıklarını ortaya çıkardığı gözlemlenmiştir. Farklı elementlerin düşük güç ile evaporasyon öncesi sıvanma sıcaklığına getirilmesi ancak alaşıma aktarılacak ısının bütünüyle homojen şekilde aktarılması ve homojen evaporasyon ile sağlanacaktır. Bu da tel geometrisi ile doğrudan alakalıdır.

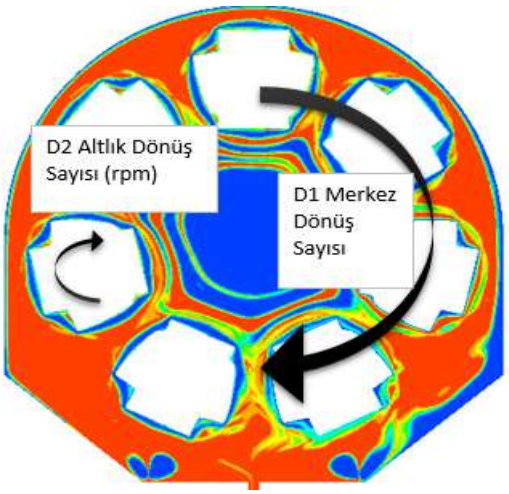
2.1. Analiz Sonuçları ve Tartışma

Alüminyum buharının çan içerisindeki kütle transferi ve yayılması modellenmiştir. Şekil-3'de alüminyum buharının yüksek vakum altında difüzyonunu 0,1-0,2-0,3 ve 0,4 ms için göstermektedir. Alüminyum buharının yayılımının 0,4 ms'de tamamlanmakta olduğu gözlemlenmiştir. Kırmızı renk alüminyum buharınının yoğun olduğu bölgeleri göstermektedir.



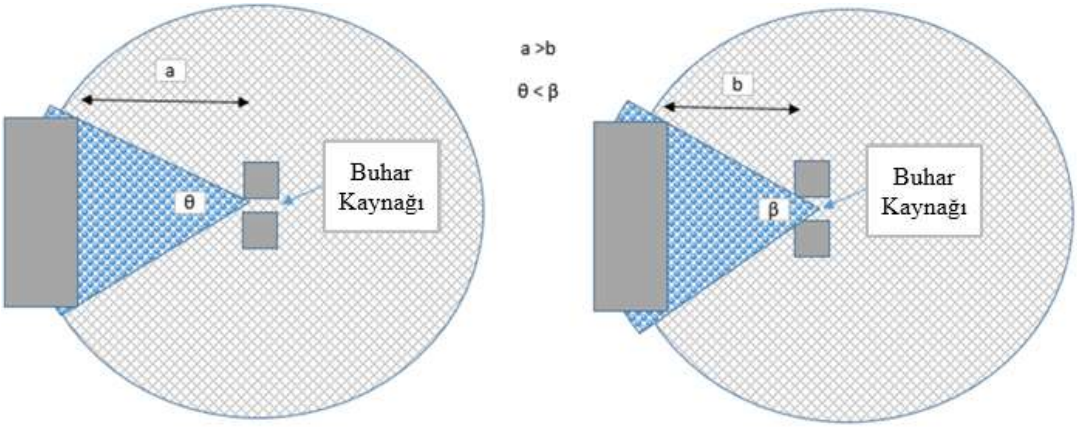
Şekil 3. Alüminyum buharının 2 x 10^{-4} mbar ortam koşullarındaki difüzyonu (sırasıyla 0,1-0,2-0,3 ve 0,4 ms deki halleri)

Difüzyon simülasyonları metal buharının, seyrek gaz ortamında çok hızlı yayıldığını ve bu yayılmanın aslında impuls şeklinde olduğunu öngörmektedir. Altlık ile karşılaşan metal buharı anında faz değişimine uğrayarak katı faza geçecektir. Simülasyondaki kırmızı yoğun gaz buharı reelde katı fazda geçmiş alüminyumdur. Filamanlara uzak bölgelerde (b bölgesi) altlık olmadığı durumlarda homojen dağılım gözlemlenecektir. Ancak 0,1 ms ile 0,4 ms arası görüntüler incelendiğinde, vakum ağzına doğru ve elektrotların gölgelemesiyle kaotik yönelmelerin fazla olduğu görülecektir. Bununla birlkte altlıkların hem merkezden hem de kendi başlarına dönüyor olmaları, evaporasyon esnasında filamanlara yakın bölgeden geçen altlık yüzlerinde kalınlık farklarının oluşmasına sebep olmaktadır. Bu durum 22 sn evaporasyon süresi boyunca her 0,1 ms için tekrarlanacak ve farklılaşmalara yol açacaktır. Bu yüzden buhar kaynağına yakın bölgelere yapılacak müdehalelerin sonuç vereceği öngörülmüştür.



Şekil 4. Vakum çanının yataydaki kesit görüntüsü, D1 merkez - D2 altlık dönüş sayısı

Mevcut PVD prosesinde çan içerisinde özellikle filamana uzak bölgelerde basıncın çok düşük seviyelerde olması boşlukta difüzyon modeli ile simüle edilmiştir. Öte yandan filamana yakın bölgelerde, atomlar arası çarpışmalar ve buna bağlı lokal basınç değişimleri ile atomların yön değiştirmesi söz konusu olacağından difüzyon modeli ile yorumlanamayacak durumlar söz konusudur. Simülasyonlar alüminyum için gerçekleştirilmiştir, alaşım için de aynı yayılma karakteristiği olacağı öngörülmüştür. Bu sebeple altlıkların ölü bölgelerden (0,1 ms durumunda yayılımın en az olduğu bölge) uzak tutularak kaynağa yakınlaştırılması gerektiği öngörülmüş, PVD çanında bulunan elektrotların pozisyonunun kalınlık ve homojenite üzerindeki etkisinin olduğu gözlemlenmiştir. Çalışmalarda alüminyum miktarı sabit tutularak elektrotların planetlere olan yakınlığı arttırılmıştır. Elektrotlar parçaya yaklaştıkça, altlıklar buhar kaynağı tarafından oluşturulan homojen yayılma alanını daha fazla kesmekte ve altlık yüzeyinde biriken atom sayısı homojen olarak artmaktadır.



Şekil 5. Elektrotun parçaya yaklaşması ile birim yüzeye gelen atom sayısının artması

Evaporasyon kulesi üzerinde sıralı 10 cm aralıklar ile 22 adet filaman bulunmaktadır. Filamanlar arasındaki Knudsen sayısı 0,1'den küçüktür. Buna bağlı her filamanın yarattığı lokal basınç değişimleri diğer filamanlar üzerinde etki yaratacak ve 3 boyutta kaotik yönelmelere sebebiyet verecektir. Filamanların evoparasyon esnasında birbirlerinden farklı ısı transferi yapması ile bu durum daha da karmaşık hale gelecek, her filamandan farklı evaporasyon sağlanması ile kaynaktan farklı beslemeler ve homojeniteyi bozan akış gerçekleşecektir. Bu düzensiz beslemelerin giderilmesi durumunda çok daha düzenli bir dağılım gerçekleşecektir. Filaman ile ergitilecek tel arasında en iyi ısı transferinin gerçekleştirilmesi doğrudan filaman geometrisi ile alakalıdır.

Özet olarak;

1. PVD prosesinde çanın, özellikle filamana yakın bölgelerinde, atomlar arası çarpışmalar ve buna bağlı basınç gradyeni ve yön değiştirmeler olacağından, altlıkların mümkün olduğunca homojen yayılımın olduğu kısımda tutulması gerekmektedir.
2. Evaporasyon esnasında filamanın buharlaştırılacak tele ısıyı homojen şekilde aktaramıyor olması ve buharlaşan her molekülün iç enerjilerinin farklı olması homojeniteyi bozmaktadır. Kaynak olarak düşünülen her filamanın farklı beslemeye neden olması ile yine açıklanamayan fiziksel olaylar gerçekleşecektir.

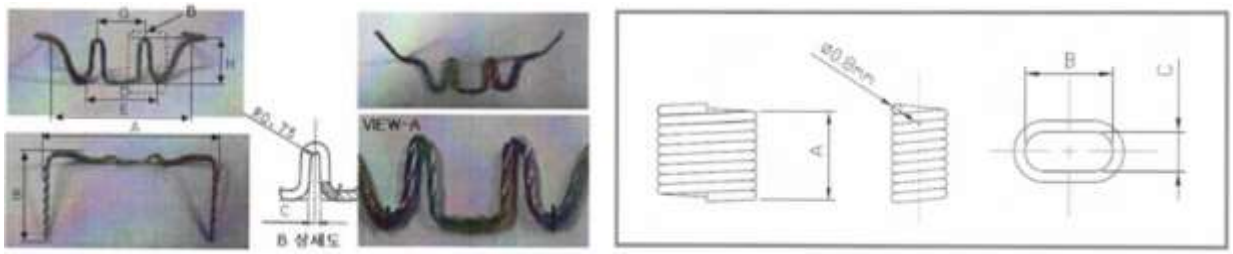
Prosesin daha homojen film kalınlıklarına ve tekrar edilebilirliliğine ulaşmak için 2 temel öneri öne çıkmaktadır:

1. Elektrotların parçaya yakınlaştırılarak alüminyum buharının daha fazla parçaya yakınlaştırılmasının sağlanması ve kalınlık homojenitesinin arttırılması.
2. Tungsten filaman geometrisinin iyileştirilerek evaporasyon esnasında homojen ısı transferinin gerçekleştirilmesi.

3. OPTİMİZASYON ÇALIŞMALARI VE DENEYSEL DOĞRULAMALAR

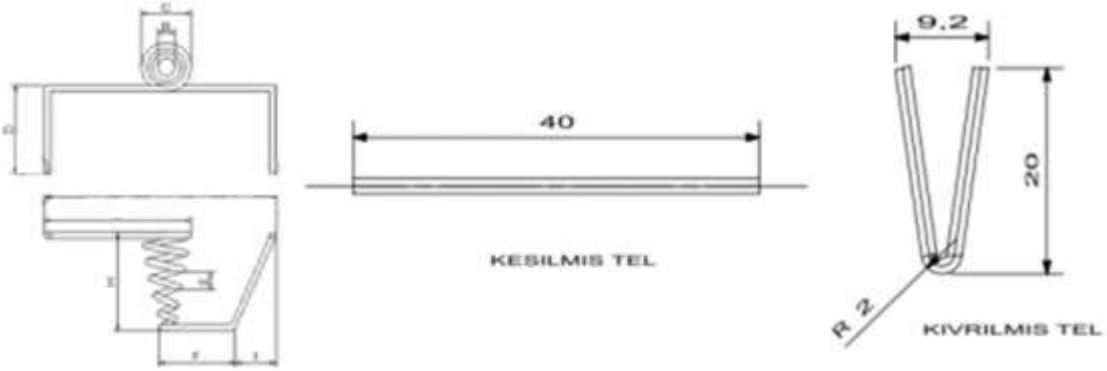
3.1. Tungsten Filaman Boyut ve Geometri Optimizasyonu

Mevcut tungsten filaman ve üzerine takılan alüminyum teller ile homojen ısı transferi sağlanamamakta, evaporasyon süresi boyunca yukarıdan aşağı olan 22 adet telde farklı evaporasyon profili gözlemlenmektedir. Tel ile filamanın farklı yerlerden pozisyonlanması ve akkorlaşan filamanın tele içeriden ısı vermesi homojen ısı transferini engellemektedir. Ayrıca tungsten filament ortamda oksijen bulunması halinde farklı sıcaklık aralıklarında farklı tepkimelere girerek yüzeyde sararma ve mavileşme etkisi yaratabilmektedir [9]. Şekil 6'da gösterilen mevcut deveboynu W filamanlara yine aynı şekilde olan sarmal tip alüminyum tel yüklenebilmektedir.



Şekil 6. W Tipi Filaman Yapısı ve Sarmal Tip Alüminyum Tel

Yüksek vakum altında filamanın geometrisi konveksiyonel hava akışını etkileyebilmektedir. Özellikle alaşıma aktarılan ısı ön ısıtma fazında tele tam olarak iletilebilirse, mevcut yöntemdeki gibi alaşıma içeriden değil dışarıdan sarılması yoluyla aktarılabilirse, telin tam olarak tavlanması ve faz değişimi ile tam olarak sıvanması söz konusu olacaktır. Bu sebeple pod tipi filaman geometrisinin faydalı olacağı düşünülerek tungsten filaman tedarikçi firma ile iletişime geçilmiş ve sepet tip filaman tipinin geliştirilmesi çalışmalarına başlanmıştır. Tedarik edilen, ihtiyaçlara çözüm sağlayacak ilk tel geometrisi Şekil 7'deki gibidir. Tel ağırlığı, geometrisi ölçüleri Tablo-3'de verilmiştir.



Şekil 7. Sepet Tipi(Yeni) Filaman Geometrisi ve Düz-V Şekil Yapısına Sahip Tel Yapısı

Tablo 3. Yeni Sepet Tipi Filaman Ağırlığı ve Ölçüleri

Tanım	Özellik	Kısım	Ölçü
Ağırlık	6,69 g	A	60 mm + 2,0
Sarım Adedi	3C R	B	8 mm ± 1,0
Sarım Aralığı	3,5 mm	C	13 mm ± 1,0
Bir Sarım Çapı / Toplam Sarım Çapı	0,8 / 1,7	D	20 mm ± 1,0
Ayak Tipi	Paralel	E	4,5 mm ± 0,5
Dönüş Yönü	Sol	F	20 mm ± 2,0
		G	35 mm ± 2,0
		H	20 mm ± 1,0

Yapılan deneme üretimlerinde yeni tungsten filaman için tespit edilen uygunsuzluklar aşağıda sıralanmıştır:

- Normalde 8 saat dayanan ve vardiya sonlarında değiştirilen mevcut tungsten filamanlar 4 çevrim, yaklaşık 2 saat sonrasında kırılgan hale gelmekte ve yükleme esnasında kırılabilmektedir. Tel saflığı diğer tellerde olduğu gibi %99,95'dir.
- Isı etkisiyle Şekil 8'deki gibi kimi tungsten filaman çarpılmakta ve alt kısımlar da büzüldüğünden kıvrılmış teller 3 çevrim, yaklaşık 1,5 saat sonra yüklenemez hale gelmektedir.



Şekil 8. Sepet Tipi Filamanın Isı Etkisiyle çarpılması

- Mevcutta kullanılan 0,25 gr alüminyum teller deveboynu filamanda 0,5 gramları bulabilmekte ve 0,25 gr alüminyum teller dâhi tungsten filamana yüklendiğinde tam olarak kavranmamaktadır. Bu sebeple sepet ağzı "C" ölçüsünün sabit tutulması ile spiral sayısı arttırılarak "H" ölçüsünde (derinlik) artış sağlanmalıdır.
- Tungsten filaman sepet altı ölçüsü büyük olduğundan filamana tel yüklenmesi esnasında teller Şekil 9'deki gibi düşebilmekte, düşmemesi için yükleme operasyonu özel itina gerektirmektedir. Yükleme operasyonunu kolaylaştırmak amacıyla sepet altı "B" ölçüsünün daraltılması gerekmektedir.

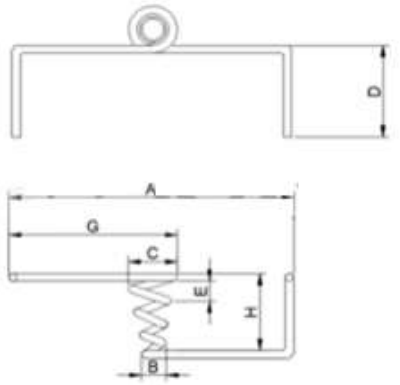


Şekil 9. Yeni Sepet Tipi Filamandan Tellerin Düşmesi

Yeni teller ile yapılan deneme üretimlerinde sağlanan iyileşmeler aşağıda sıralanmıştır:

- Tel sıçrama problemi kesinlikle gözlemlenmemiştir. Ön ısıtma fazı optimize edildikten sonra tungsten filamana tam sıvanma gerçekleşmiş, yüklenen telin tam evaporasyonu sağlanmıştır.
- Tel geometrisinde ve ağırlığında yapılan değişiklik ile tel çarpılmaları engellenmiş, kırılma dayanımı arttırılmıştır.
- Bu sebeple sepet ağzı "C" ölçüsü sabit tutulan, spiral sayısı arttırılarak "H" ölçüsünde (derinlik) artış sağlanan yeni tungsten filamanlara yüklenen teller tam olarak kavranmaktadır.
- Sepet altı "B" ölçüsünün daraltılması ile tellerin düşmesi ortadan kaldırılmış ve daha kolay yükleme operasyonu sağlanmıştır.

Geliştirilmiş nihai filamanın geometrisi Şekil 10'daki gibidir. Tel ağırlığı, geometrisi ölçüleri Tablo-4'de verilmiştir. Filaman son özellikleri ve ölçüleri koyu renk ile belirtilmiştir.



Şekil 10. Geliştirilmiş Sepet Tipi Filaman Geometrisi

Tablo 4. Geliştirilmiş sepet tipi filaman ağırlığı ve ölçüleri

Tanım	**Özellik**	**Kısım**	**Ölçü**
Ağırlık	6,69 g → **8,85 g**	A	60 mm + 2,0
Sarım Adedi	3C R	B	8 mm ± 1,0 → **6,2 mm ± 1,0**
Sarım Aralığı	3,5 mm	C	13 mm ± 1,0 → **14,5 mm ± 1,0**
Bir Sarım Çapı / Toplam Sarım Çapı	0,8 / 1,7	D	20 mm ± 1,0 → **25 mm ± 2,0**
Ayak Tipi	Paralel	E	4,5 mm ± 0,5
Dönüş Yönü	Sol	F	20 mm ± 2,0
		G	35 mm ± 2,0 → **40 mm ± 2,0**
		H	20 mm ± 1,0 → **30 mm ± 2,0**

3.2. Elektrotların Parçaya Yakınlaştırılması

Daha önce belirlenen filaman sayısı ve her filamana yüklenecek alaşım tel miktarı sabit tutularak elektrot pozisyonunun film kalınlığına etkisinin incelenmesi amacıyla denemeler yürütülmüştür. Daha önce belirlenen proses parametreleri kullanılmıştır.

Alüminyum tel miktarları sabit tutularak makine çanı içerisindeki elektrotların planetlere olan yakınlığı arttırılmıştır. Bu deneme sonrasında bir önceki denemeye göre farklı kalınlık elde edilmiştir. Böylece elektrotların parçaya olan uzaklığının renk tonuna etkisi olduğu ispatlanmıştır. Elektrotlar parçaya yaklaştıkça kalınlıkta artış meydana gelmektedir. Elektrotlar parçaya yaklaştıkça, buhar kaynağı tarafından oluşturulan yayılma alanını daha fazla kesmekte ve birim yüzeye biriken atom sayısı artmaktadır.



Şekil 11. Elektrotun parçaya yakınlık uzaklığa göre farklı konumlandırmalar

3.3. Deneysel Doğrulamalar ve Değerlendirme

CFD analizlerini doğrulamak amacıyla sabit parametreler ile kaplama denemeleri yapılmış ve CFD analizlerde elde edilen sonuçların etkisi incelenmiştir. Filaman sayısı sabit tutularak alüminyum tel miktarı azaltılmış, hazırlanan deney planetinde 5 x 10 cm plakalar kaplanmış ve alüminyum film kalınlığı ölçümleri alınmıştır. Şekil 12'de yapılan planet görülmektedir.



Şekil 12. Prototip kaplama planeti ve 20 filaman seri bağlı evaporasyon kulesi

Yapılan deneyde analizlerde elde edilen, çanın merkezden dönme hızı değeri 7 dev/dak ve her planetin devir sayısı ise 29,2 dev/dak değerleri kullanılmıştır. Bu haliyle çan 22 sn evaporasyon süresi boyunca toplamda 2,5 tam tur atmakta ve her planet ise kendi etrafında 11 tam tur dönmektedir. 3 çevrim boyunca farklı 4 deneme plakası prototip kaplama planetine dikey konumlandırılarak kaplanmıştır.

Toplam 6 çevrimde 2 farklı alüminyum yüklenme kurgusu Şekil 12'deki evaporasyon kulesine yüklenmiş ve sonuçlar gözlemlenmiştir. Bu deneyler sonrasında CFD analizler sonuçları ortaya çıkan 2 öneride doğrulanmıştır. Setuplar aşağıdaki gibidir;

1. Birbirine seri bağlı toplam 20 filamanın her birine çift tel yüklenmesi. Toplam 40 alüminyum tel, herbiri 0,25 g.
2. Birbirine seri bağlı toplam 20 filamanın her 3 tanenin birine tek ve sonraki 4. filamana çift tel yüklenmesi. Toplam 40 alümiyum tel, herbiri 0,25 g.

Yapılan deneyler sonrası elde edilen ve Şekil 13'te gösterilen 5 x 10 cm plakaların herbiri, yine aynı gösterilen ölçüm mastarı sayesinde ölçüm noktaları garanti edilmiş 5 ölçüm alınmasını sağlamıştır. Alüminyum film kalınlığı ölçümleri Şekil 14'te gösterilen Klaus Weiss Elektroanlagen cihazı ile tamamlanmıştır. Ölçüm cihaz probunda bulunan 5 yaylı iğne yüzeye temas ettirilmekte ve önceden referans olarak tanıtılmış alüminyum elementinin elektrik iletkenliğinden yola çıkılarak film kalınlığı ölçülebilmektedir. Şekil 14'te probun alüminyum kaplı yüzeye dokundurularak ölçüm anı görülmektedir.



Şekil 13. 5 x 10 cm plakaları ve 5 noktadan Ölçüm Mastarı



Şekil 14. Klaus Weiss Elektroanlagen Cihazı ve Probun Alüminyum Yüzeyine Dokundurularak Ölçüm Alınması

Plakalar üzerinden 5 farklı noktadan alınan nanometre alüminyum kalınlıkları Tablo 5'de yeralmaktadır. Sonuçlar aşağıda sıralanmıştır;

1. 3 tek 1 çift tel alüminyum yükleme setupı ile çift tel alüminyum yükleme setupı karşılaştırıldığında CFD analizleri sonrası, bulk akış ile birlikte atomların birbirleri ile çarpışmaları sonucu düzensizlik olduğu doğrulanmıştır. Filaman sayısı azaltılmamış ancak alüminyum tel miktarı azaltılarak bulk akış durumu aza indirgenmiş ve sapmalara bakıldığında gözle görülür (%70 civarında) bir azalma tespit edilmiştir. Beslenen tel 10 gramdan 5,75 grama düşürülmüş yaklaşık % 42 dozaj azalmasına ve %30 civarında ortalama kalınlık azalmasına sebebiyet vermiştir.

2. Öte yandan plakaların kalınlıkları 3 çevrimde de farklılık göstermektedir. Elde edilen ölçüm sonuçları alüminyum tellerin buharlaşmaya başladığı andaki planet pozisyonlarının kaplama kalınlıklarını etkilediğini, daha önceki CFD analizlerindeki önerinin doğruluğunu kanıtlamaktadır.

Tablo 5. Deneyler sonrası farklı plakalarda alüminyum kaplama film kalınlığı

		3 Tek 1 Çift Alüminyum					Çift Tel Aluminyum				
		1. Çevrim	2. Çevrim	3. Çevrim	Ortalama	Sapma	1. Çevrim	2. Çevrim	3. Çevrim	Ortalama	Sapma
1	Ö-1	79,3	75,3	77	77,2	1,6	121,3	131,9	134,4	129,2	5,7
1	Ö-2	90,2	85,2	88	87,8	2,0	123,7	133,5	135,9	131,0	5,3
1	Ö-3	84,5	80,5	82,5	82,5	1,6	124,5	134,2	137,8	132,2	5,6
1	Ö-4	88,5	85	85	86,2	1,6	125,5	135,0	138,2	132,9	5,4
1	Ö-5	91,3	86,8	86,8	88,3	2,1	120,9	132,0	134,6	129,2	5,9
2	Ö-1	94,7	90	90	91,6	2,2	126,9	141,0	139,8	135,9	6,4
2	Ö-2	104,5	99,6	99,6	101,2	2,3	126,0	142,4	140,6	136,3	7,3
2	Ö-3	116,2	112	112	113,4	2,0	125,4	142,4	139,2	135,7	7,4
2	Ö-4	101,4	96	96	97,8	2,5	125,4	143,0	140,3	136,2	7,7
2	Ö-5	97,8	91,8	91,8	93,8	2,8	120,7	136,8	136,3	131,3	7,5
3	Ö-1	101,7	96	96	97,9	2,7	123,8	144,9	141,4	136,7	9,2
3	Ö-2	99,8	92,8	92,8	95,1	3,3	121,1	143,6	140,6	135,1	10,0
3	Ö-3	109,5	102,5	102,5	104,8	3,3	120,8	144,7	140,6	135,4	10,4
3	Ö-4	98,8	92,7	92,7	94,7	2,9	118,3	141,0	140,1	133,1	10,5
3	Ö-5	101,5	96,3	96,3	98,0	2,5	116,1	135,7	135,1	129,0	9,1
4	Ö-1	94,1	90	90	91,4	1,9	122,1	143,6	140,6	135,4	9,5
4	Ö-2	100,2	96	96	97,4	2,0	122,5	144,0	139,2	135,2	9,2
4	Ö-3	97,5	93	93	94,5	2,1	121,9	142,6	138,0	134,2	8,9
4	Ö-4	97,8	92,3	92,3	94,1	2,6	120,3	143,4	138,0	133,9	9,9
4	Ö-5	92,7	88,7	88,7	90,0	1,9	117,9	138,8	133,4	130,0	8,9
Çan Ortalama		97,1	92,1	92,5	93,9	2,3	122,3	139,7	138,2	133,4	8,0

Buharlaşma anında film kalınlıklarının, plakalar elektrotlara en yakın konumdayken yüksek, uzak konumdayken de düşük olduğu gözlemlenmiştir. Elektrotların parçalara yaklaştırılması ile alüminyum buharının daha fazla parçaya yakınlaştırılması sağlanmış ve kalınlık homojenitesi arttırılmıştır.

3. Plakalar planete Şekil 13'te görülen siyah bölge üzerinden sabitlenmektedir. Bu bölgeye en yakın olan ölçüm noktası-5'te, çift alüminyum tel beslenen durumda, alüminyum kaplama kalınlıklarının daha düşük seviyede olduğu görülmektedir. Bunun nedeni olarak bölgedeki metal yapının, planetin kendi ekseni etrafında dönüş hareketiyle girdap etkisi oluşturması ve alüminyum buharını bölgeden uzaklaştırması şeklinde yorumlanmıştır.

4. ROSE-GOLD FOTOMETRİ ÖLÇÜMLERİ

Farklı versiyon rose-gold için fotometri ölçümleri tamamlanmıştır. Amerika versiyonu için yan refleksler dış lensi şeffaf olarak üretilen versiyonda basılmamıştır. Bu sebeple ölçümler yalnız ECE versiyon için yapılmıştır.

Ürün fotometri aparatıyla birlikte Ganiometre üzerine spesifik aparat yardımıyla tabla üzerine civatalar yardımıyla sabitlenir. Arka stop fotometri ve renk ölçümlerinde ön 1. fotoseller kullanılır. 3,5 metre uzaklıkta konumlandırılmış sensör komple ürünün belirli açılardaki ışığını ölçmektedir. Homojenite ölçümü yapılamamaktadır, ancak müşteri %30 ile %50 arası talep etmektedir. Ölçüm sonuçları için tanımlar aşağıdaki gibi sıralanabilir;
U: up, D: down, R: right, L left, V: vertical, H: horizontal, H-V: nominal



Şekil 15. Ganiometre ve 1. Ön Fotosel

4.1. Çamurluk Pozisyon (SL) 30 Dakika Fotometri Ölçümleri

Işık şiddeti, rose-gold reflektörler için, seri ile karşılaştırıldığında 10% düşüş ile gerçekleşmiştir. ECE regülasyonuna uygun minimum değer sağlanmıştır ve Daimler KLH şartnamesinde istenen değerlerin %10 üzerindeki değerlere ulaşılmıştır.

Tablo 6. Seri ve rose gold çamurluk pozisyon (SL) 30 dakika ölçüm karşılaştırılması

10U - 5L	8	17	4.93
10U - 5R	8	17	6.00
5U - 20L	4	17	2.42
5U - 10L	8	17	3.85
5U - V	2.8	17	5.25
5U - 10R	8	17	7.54
5U - 20R	4	17	8.07
H - 10L	1.4	17	3.97
H - 5L	3.6	17	4.40
H - V	4	17	4.99
H - 5R	3.6	17	5.92
H - 10R	1.4	17	6.73
5D - 20L	4	17	1.90
5D - 10L	8	17	2.91
5D - V	2.8	17	4.64
5D - 10R	8	17	5.55
5D - 20R	4	17	8.45
10D - 5L	8	17	3.11
10D - 5R	8	17	5.02
GeoVis Inward			
15U - 45 Inner	0.05	17	0.50
10U - 45 Inner	0.05	17	0.36
5U - 45 Inner	0.05	17	0.23
H - 45 Inner	0.05	17	0.19
5D - 45 Inner	0.05	17	0.30
10D - 45 Inner	0.05	17	0.42
15D - 45 Inner	0.05	17	0.17
GeoVis Outward			
15U - 80 Outer	0.05	17	10.37
10U - 80 Outer	0.05	17	10.59
5U - 80 Outer	0.05	17	10.59
H - 80 Outer	0.05	17	10.42
5D - 80 Outer	0.05	17	9.30
10D - 80 Outer	0.05	17	9.95
15D - 80 Outer	0.05	17	9.38

Nr.	Funktion	Min	Max	Wert	Einheit	N.i.O.
1	GeoSi					
2	45° innen					
3	15O-45°	0,05	17	0,27	cd	
4	10O-45°	0,05	17	0,22	cd	
5	5O-45°	0,05	17	0,15	cd	
6	HV-45°	0,05	17	0,13	cd	
7	5U-45°	0,05	17	0,12	cd	
8	10U-45°	0,05	17	0,09	cd	
9	15U-45°	0,05	17	0,07	cd	
10	80°außen					
11	15O-80°	0,05	17	8,29	cd	
12	10O-80°	0,05	17	9,64	cd	
13	5O-80°	0,05	17	9,36	cd	
14	HV-80	0,05	17	9,42	cd	
15	5U-80°	0,05	17	8,36	cd	
16	10U-80°	0,05	17	7,97	cd	
17	15U-80°	0,05	17	8,47	cd	
18	10O-5L	0,8	17	4,30	cd	
19	10O-5R	0,8	17	5,30	cd	
20	5O-20L	0,4	17	1,91	cd	
21	5O-10L	0,8	17	3,12	cd	
22	5O-V	2,8	17	4,44	cd	
23	5O-10R	0,8	17	7,32	cd	
24	5O-20R	0,4	17	7,44	cd	
25	H-10L	1,4	17	3,53	cd	
26	H-5L	3,6	17	4,04	cd	
27	H - V	4	17	4,48	cd	
28	H-5R	3,6	17	5,30	cd	
29	H-10R	1,4	17	6,06	cd	
30	20L-5U	0,4	17	1,49	cd	
31	10L-5U	0,8	17	2,46	cd	
32	5U-V	2,8	17	3,86	cd	
33	10R-5U	0,8	17	6,06	cd	
34	20R-5U	0,4	17	7,48	cd	
35	5L-10U	0,8	17	3,01	cd	
36	5R-10U	0,8	17	4,70	cd	

4.2. Çamurluk Fren-Stop Pozisyon (BRL) 1 Dakika Fotometri Ölçümleri

Işık şiddeti, rose-gold reflektörler için, kullanılan kırmızı yerine şeffaf dış lens ile 14% artış sağlamıştır. Daimler KLH şartnamesi değerleri 23% aşılmıştır. Pozisyon ölçümleri 30 dk, fren ölçümleri 1 dk yapılmıştır. 30 dakikada ledler ısındığı için bir miktar ışık şiddeti düşecek, ancak bu azalma %20'yi geçmeyecektir. Oldukça emniyetli olduğu için 30 dk ölçüme gerek duyulmamıştır.

Tablo 7. Seri ve rose gold çamurluk fren-stop (BRL) 1 dakika ölçüm karşılaştırılması

Nr.	Funktion	Min	Max	Wert	Einheit	N.i.O.
1	GeoSi li					
2	15O-45L	0,3	730	1,10	cd	
3	10O-45L	0,3	730	1,84	cd	
4	5O-45L	0,3	730	2,47	cd	
5	H-45L	0,3	730	2,10	cd	
6	5U-45L	0,3	730	1,37	cd	
7	10U-45L	0,3	730	1,05	cd	
8	15U-45L	0,3	730	1,59	cd	
9	GeoSi re					
10	15U-45R	0,3	730	11,97	cd	
11	10U-45R	0,3	730	9,79	cd	
12	5U-45R	0,3	730	7,83	cd	
13	H-45R	0,3	730	6,95	cd	
14	5O-45R	0,3	730	6,07	cd	
15	10O-45R	0,3	730	5,39	cd	
16	15O-45R	0,3	730	4,90	cd	
17	Punktmessung					
18	10O-5L	12	730	70,65	cd	
19	10O-5R	12	730	69,65	cd	
20	5O-20R	6	730	48,99	cd	
21	5O-10R	12	730	148,30	cd	
22	5O-V	42	730	162,50	cd	
23	5O-10L	12	730	135,10	cd	
24	5O-20L	6	730	77,63	cd	
25	H -10L	21	730	150,10	cd	
26	H-5L	54	730	177,10	cd	
27	H-V	60	730	195,50	cd	
28	H-5R	54	730	173,50	cd	
29	H -10R	21	730	166,90	cd	
30	5U-20R	6	730	62,77	cd	
31	5U-10R	12	730	159,10	cd	
32	5U -V	42	730	187,30	cd	
33	5U-10L	12	730	139,30	cd	
34	5U-20L	6	730	79,70	cd	
35	10U-5L	12	730	80,50	cd	
36	10U-5R	12	730	84,00	cd	

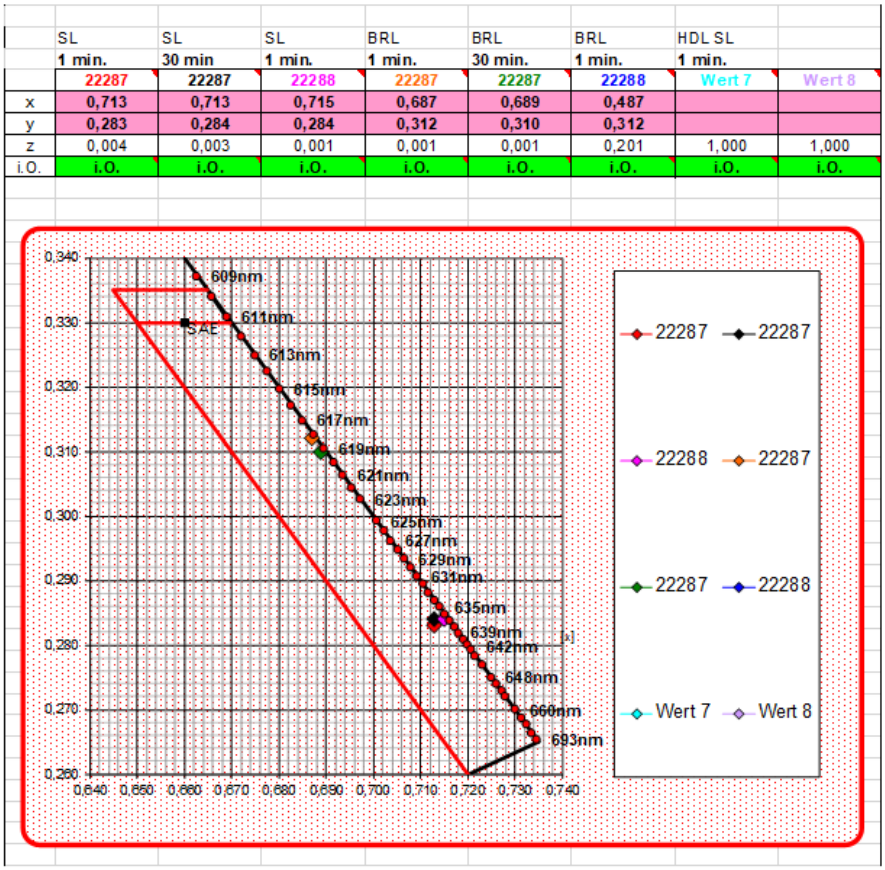
Nr.	Funktion	Min	Max	Wert	Einheit	N.i.O.
1	GeoSi					
2	15O-45°innen	0,30	260	1,38	cd	
3	10O-45°innen	0,30	260	2,05	cd	
4	5O-45°innen	0,30	260	2,66	cd	
5	HV-45°innen	0,30	260	2,19	cd	
6	5U-45°innen	0,30	260	1,39	cd	
7	10U-45°innen	0,30	260	1,34	cd	
8	15U-45°innen	0,30	260	2,89	cd	
9	15O-45°außen	0,30	260	5,98	cd	
10	10O-45°außen	0,30	260	8,20	cd	
11	5O-45°außen	0,30	260	8,93	cd	
12	HV-45°außen	0,30	260	7,83	cd	
13	5U-45°außen	0,30	260	9,01	cd	
14	10U-45°außen	0,30	260	11,00	cd	
15	15U-45°außen	0,30	260	14,04	cd	
16	10O-5L	12	260	70,45	cd	
17	10O-5R	12	260	77,44	cd	
18	5O-20L	6	260	84,58	cd	
19	5O-10L	12	260	146,67	cd	
20	5O-V	42	260	179,70	cd	
21	5O-10R	12	260	166,32	cd	
22	5O-20R	6	260	96,15	cd	
23	H - 10L	21	260	161,69	cd	
24	H-5L	54	260	188,56	cd	
25	H-V	60	260	222,64	cd	
26	H-5R	54	260	183,57	cd	
27	H - 10R	21	260	179,85	cd	
28	5U-20L	6	260	88,24	cd	
29	5U-10L	12	260	149,01	cd	
30	5U -V	42	260	184,34	cd	
31	5U-10R	12	260	170,16	cd	
32	5U-20R	6	260	70,90	cd	
33	10U-5L	12	260	91,92	cd	
34	10U-5R	12	260	92,84	cd	

Seriye göre farklı olarak "C BIN" kodu ledlerin kullanılması Daimler KLH şartnamesi için yeterli olmuştur. "D BIN" kodu ledlerin sisteme entegre edilebilmesi mümkündür. Her BIN kodu değişimi ile %10 fazla ışık şiddeti elde etmek de

mümkündür. Bunun dışında ışık şiddeti daha da arttırılmak istenirse yine elektronik devrede (PCB) değişikliğe gidilerek akım şiddeti arttırılabilir ve %10 ışık şiddeti yine arttırılabilinir.

4.3. Çamurluk Posizyon (SL), Fren-Stop Pozisyon (BRL) Kalorimetre Ölçümleri

Renk 2 koordinat ile belirtilmiş ve renk ölçüm değerleri grafiğe işlenmiştir. Yukarıya doğru açık, aşağıya gidildikçe koyu kırmızı renk gösterilmektedir. Kırmızı ile çerçevelenmiş kısım ECE ve SAE için gereksinimleri belirtmiştir. Regülasyon için yeterli kırmızı renk alınmıştır. Daimler KLH şartnamesi taleplerini de karşılamaktadır. Fren renk ölçümleri uygundur ancak rengin açık kırmızıya kaydığı gözlemlenmektedir.



Şekil 16. Çamurluk Posizyon (SL), Fren-Stop Pozisyon (BRL) Kalorimetre Ölçümleri

5. SONUÇLAR

Alaşım kaplamalarında yaygın olarak sputtering metodu kullanılmaktadır, sputtering prosesinde buharlaşma neredeyse ideale yakın seviyededir ve homojen kaplamaya olanak sağlamaktadır [10]. Bu durumun tersine termal evaporasyon PVD metodu, homojen alaşım kaplamaya ve farklı çevrimlerde tekrar edilebilirlik gerçekleştirilemesine zorluklar getirmektedir. Yapılan nümerik analizler sonrasında elde edilen çıktılar yorumlanarak, prosesin en kritik noktalarından biri olan buhar kaynağının geometri ve konumunda iyileştirmeler yapılmıştır. Doğrulama deneyleri bakır alaşım kaplamanın farklı çevrimler içerisinde bile homojen kalınlıkta olduğunu göstermektedir. Bu sayede yapılan çalışma sonrasında arka stoplar için ilk kez termal evaporasyon PVD prosesi ile alaşım kaplama gerçekleştirilmiştir.

Öte yandan ürünün bütünü düşünüldüğünde, normalde alüminyum kaplı reflektörler yerini alaşım kaplamaya bırakmış ve bitmiş üründe farklı renkte reflektörler elde edilmiştir. Arka stop yanmaz iken (soğuk hal) rose-gold renkte görünmekte, yanar haldeyken ECE regülasyonuna uygun kırmızı renk elde edilmiştir. Eski halinde kırmızı rengi dış lens vermekte iken, çalışma sonrası kırmızı renk şeffaf dış lens ve kırmızı renk LED ler ile gerçekleştirilmiştir.

Plakalar üzerinden kalınlık doğrulamaları ve ayrıca bitmiş ürün üzerinden yapılan optik ölçümlerde homojenitede yeterlilik sağlandığı gözlemlenmiştir. ECE regülasyonuna uygun farklı renkte reflektör içeren arka stoplar elde edilmiştir. Orijinal alt parçalar ile üretilen arka stop yanmaz (soğuk hal) ve tüm fonksiyonları yanar (sıcak hal) hali Şekil 17'de, gold-rose renkli alt parçalar ile üretilen arka stop yanmaz (soğuk hal) ve tüm fonksiyonları yanar (sıcak hal) hali Şekil 18'de gösterilmektedir.



Şekil 17. Orijinal Alt Parçaları ile Üretilen Arka Stop Lambası (Sırasıyla Soğuk ve Sıcak Halde)



Şekil 18. Gold-Rose Renkli Alt Parçalar İle Üretilen Arka Stop Lambası (Sırasıyla Soğuk ve Sıcak Halde)

Otomotiv aydınlatma ürünleri için uygulanan en ağır testlerden biri olan VW TL207 şartnamesi de başarıyla karşılanmıştır. Özellikle yeni alaşımın polimere adezyonu ve üst koruyucu katman ile uyumu testlerde sorun çıkmamasını sağlamıştır.

Elde edilen farklı renkte reflektör içeren yeni nesil bitmiş ürünler müşteri beğenisine sunulmuştur. Daimler MBA AMG "Special Edition" araçlarda kullanılması fikri görüşülmekte, ticarileştirme çalışmları sürdürülmektedir. Belirlenen proses parametreleri, geliştirilmiş tungsten filaman ve tel geometrisi, evaporasyon kulesi pozisyonu ile seri üretim konfigürasyonları belirlenmiştir.

Bu çalışmada elde edilen sonuçlar şunu göstermektedirki; teorik bilgilerin bilgisayar destekli simülasyonlar ile analiz edilmesi ve yorumlanması, pratik uygulamalarda karşılığını göstermekte ve faydalı bir model oluşturmaktadır. Bu çalışmaya benzer çalışmalar ileri seviyede hesaplama gücü olan bilgisayarlar ile ayrıkfaz modeli veya DSMC yöntemi kullanılarak kaplama kalınlığı, renk tonu, farklı geometriler için öngörebilir. Ayrıca bu çalışmadan elde edilen renk

tonları haricinde farklı alaşımlar ile mavi, süper-red gibi renkler elde edilebilir ve gelişmekte olan elekrikli araç endüstrisinde fark yaratmak için kullanılabilir.

KAYNAKLAR

[1] Mattox, D.M., (1998) " Handbook of physical vapor deposition processing" Socaity of vacuum coaters, pp. 410-423

[2] Gott, K., Kulkarni, A., Singh, J. , (2013) "A comparison of continiuum, DSMC and free moleculer modelling techniques for physical vapor deposition", In Advanced Manufacturing. American Society of Mechanical Engineers (ASME). 2013. (ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings IMECE-66433

[3] Huang, D., (2019) " a new turbulance analysis method based on the mean speed and mean free path theory of the molecule thermal motion", Physica A 523, pp. 66-74

[4] Dongari, N., Agrawal, A., (2012) " Modeling of Navier-Stokes equations for high Knudsen number gas flows", International Journal of Heat and Mass Transfer 55, pp. 4352-4358

[5] Lugscheider, E. , Bobzin, K., Papenfuss-Janzen, N., Parkot,D., (2005) " Continuum and kinetic simulations of the neutral gas flow in an industrial physical vapor deposition reactor" Surface & Coating Technology, 200, pp. 913-915

[6] Yang, Y.G., Johnson, R.A., Wadley, H.G.N. , (1996), " a Monte Carlo simulation of the phsycal vapor depasation of nickel", Acta Metallurgica Inc. , 45, pp. 1455-1468

[7] Bobzin, K., Brinkman, R., Mussenbrock, T., Bagcivan Papenfuss-Janzen, N., Parkot, D., " Continuum and kinetic simulations of the neutral gas flow in an industrial physical vapor deposition reactor"

[8] Canonsburg PA, (2013), Ansys Inc. ANSYS FLUENT theory guide, Release 15.0, pp. 39-132

[9] Lassner,E., Schubert, W.D., (1999) "Properties, Chemistry, Technology of the Element, Alloys, and Chemical Compounds" Vienna University of Technology, pp 31-89

[10] Fancey, K.S., (1994) " A coating thickness uniformity model for physical vapor deposition systems: overwiew ", Surface and Coating Technology, 71, pp.16-29

BENZİNLİ MOTORLARDA KİRLETİCİ EMİSYONLAR İLE POLİHALKALI AROMATİK HİDROKARBON (PAH) EMİSYONLARININ SOĞUKTA İLK ÇALIŞMA DURUMU İÇİN TESPİTİ

Hafize Durmus[1], Merve Tekin[2], S. Sıddık Cindoruk[1], Necati Türköz[2], M. Ihsan Karamangil[2]*

[1] Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Çevre Müh. Bölümü, Bursa – Turkey
[2] Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Otomotiv Müh. Bölümü, Bursa – Turkey
*Sorumlu Yazar: M. İhsan Karamangil, e-mail: ihsan@uludag.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada, benzinli motorlardaki egzoz gazı kirletici emisyonları ile Polihalkalı Aromatik Hidrokarbon (PAH) emisyonları motorun soğukta ilk çalışma durumu için tespit edilmiştir. Deneyler dört zamanlı, dört silindirli, buji ateşlemeli çok noktadan püskürtmeli bir motor üzerinde yapılmıştır. 5˚C ve 10˚C lik ortam sıcaklıkları için yakıt tüketimi ve kirletici emisyon değerleri belirlenmiştir. İlk çalışma esnasında ortamın soğukluk derecesine göre yakıt tüketimindeki artış miktarı gözlemlenmiştir. Motor cidarlarının henüz soğuk olması nedeniyle motordaki zenginleştirme işlemi sonrası HC emisyonlarının 800-1000 ppm ve CO emisyonlarının da %8-10 mertebelerine kadar yükseldiği görülmüştür. PAH emisyonlarının ölçümünde kullanılan Polyurethane Foam (PUF) malzemesinin uygun yerleşimi için egzoz sisteminde ayrı bir düzenek yapılmıştır. Bulunan PAH değerleri 3 μg/m^3 mertebelerinde çıkmıştır.

Anahtar Kelimeler: Buji ateşlemeli motor, Kirletici emisyonlar, PAH

DETERMINATION OF POLLUTANT EMISSIONS AND POLYCYCLIC AROMATIC HYDROCARBON (PAH) EMISSIONS IN GASOLINE ENGINES FOR THE INITIAL OPERATING CONDITION IN THE COLD

ABSTRACT

In this study, exhaust gas pollutant emissions and Polycyclic Aromatic Hydrocarbon (PAH) emissions in gasoline engines were determined for the engine's initial operating condition in the cold. Experiments were carried out on a four-stroke, four-cylinder, spark-ignition engine with multipoint fuel injection. Fuel consumption and pollutant emission values were determined for ambient temperatures of 5˚C and 10˚C. During the first run, the increase in fuel consumption was observed according to the coldness of the environment. Since the motor walls are still cold, it has been observed that after the enrichment process in the engine, HC emissions increased up to 800-1000 ppm and CO emissions increased up to 8-10%. For the proper placement of Polyurethane Foam (PUF) material used in the measurement of PAH emissions, a separate device was made in the exhaust system. The PAH values found were around 3 μg / m^3.

Key Words: Spark ignition engine, Pollutant emissions, PAH

1. GİRİŞ

Motorlu taşıtların enerji ihtiyacı fosil yakıt diye tabir edilen petrol ve türevleri olan yakıtlarla karşılanmaktadır. 1900'lü yılların başından itibaren motorlu araçlar benzinli ve dizel olarak iki yakıt türünde yakıtı kullanabilecek şekilde üretilmişlerdir. Günümüzde ise yavaş yavaş elektrikli ve hibrit araçlar bu yapılardan farklı teknolojide kendilerine yer edinmeye çalışmaktadır. Şarj altyapısı gerektirmeleri, menzil problemleri ve üretim maliyetleri gibi sebeplerden dolayı henüz yaygınlaşamamışlardır. Bu geçiş sürecinin daha da uzun süreceği görülmektedir.

Benzin motorlu araçlar yaygın kullanıma sahip olup atmosfere önemli miktarda kirletici deşarjına sebep olmaktadır. Otomotiv sektörünün benzinli motorlarda sınırlama getirdiği kirletici emisyonlar CO, HC ve NOx emisyonlarıdır. Bu çalışmada özellikle motorun ekstrem (soğukta ilk çalışma ve ısınma periyodu safhası ile tam yük çalışma şartları) diyebileceğimiz durumlar için bu emisyonların aldığı değerler irdelenmiştir. ***Karbon monoksitin*** kandaki oksijeni taşıma görevine sahip olan hemoglobine bağlanma yeteneği oksijene oranla yaklaşık 200 kere daha fazladır. Bu nedenle, karbonmonoksit gazı vücut hücrelerinin oksijen alma olanağını engelleyerek zehirlenmelere ve boğulmalara neden olur. ***Hidrokarbonlar*** genellikle kötü kokulu ve tahriş edici maddelerdir. Solunum yollarındaki mukozayı tahriş

edici ve kanser yapıcı etkileri bulunur. Azot oksitler de CO gibi kandaki hemoglobinlerle birleşmektedirler. Fakat bu oksitlerin en önemli zehirleyici etkileri, akciğerlerde nemle birleşerek nitrik asit oluşturmalarıdır. Biriken bu asit miktarı, az olmasına karşın, solunum sorunu yaşayan insanlar için büyük bir tehlike arz eder. ***Partikül Madde (PM)***, kısmen HC absorbe etmiş yanmamış karbon partikülüdür ve özellikle dizel motorlarında oluşmaktadır. Bu partiküller, insan solunum sisteminde birikerek sağlık sorunlarına neden olurlar. ***Kükürt dioksit*** renksiz, sert kokulu bir gazdır. Solunum yolu, akciğer ve karaciğer hastalıklarına neden olmaktadır. Ayrıca su buharı ile birleşerek oluşturduğu sülfirik asidin insan sağlığı ve bitki örtüsü üzerinde olumsuz etkileri bulunmaktadır. Benzine, yakıtın oktan sayısını arttırmak için eklenen ***kurşun tetraetil*** gibi katkı maddeleri, yanma ürünleri arasında kurşun bileşenlerinin de olmasına neden olur. Bu bileşikler, gerek doğrudan gerekse dolaylı yoldan insan vücuduna girerler. Kurşun zamanla insan vücudunu etkileyen kuvvetli bir zehirdir. Metabolizma ve beyin üzerinde olumsuz etkileri mevcuttur, (Krahl vd.,2009; Alkurdi vd., 2013; Kong vd., 2013; Perrone vd., 2014; Bozek vd., 2016; Wei vd., 2015).

Küresel ısınmaya bağlı olarak karbondioksit (CO_2) ve zararlı yanmamış hidrokarbon (HC) emisyonlarının motorlu araçlardan salımları sınırlandırılmaya çalışılsa da özellikle polihalkalı aromatik hidrokarbonlar (PAH) için herhangi bir kısıtlama bulunmamaktadır. PAH'lar 2-7 halkalı hidrokarbon bileşikleri olup her türlü yanma prosesi sonucu atmosfere verilebilen zararlı kimyasal gruptur. PAH'lar genellikle renksiz, bazen beyaz veya açık sarı-yeşil renkte olup hafif güzel kokuludurlar. PAH'lar hafif ve ağır molekül ağırlıklı PAH'lar olarak iki gruba ayrılabilir. Yapısında dörtten az benzen halkası bulunduran PAH'lar hafif, dört ve daha fazla benzen halkası bulunduran PAH'lar ise ağır molekül ağırlıklı olarak tanımlanır (Danyi vd., 2009). PAH'ların molekül ağırlıkları arttıkça toksik ve kanserojenik özellikleri artmaktadır, (Wenl vd., 2006).

PAH'lar tümör başlatıcı ve ilerletici özellikleri olan bileşiklerdir. Hayvanlar üzerinde yapılan çalışmalarda kısa ya da uzun vadede PAH'lara maruz kaldıklarında bağışıklık sisteminde, vücut sıvılarında problemlere, akciğer, mesane ve deri kanserlerine neden olduğu görülmüştür, (Peter, 2003).

PAH'ların yanma kökenli olmaları sebebiyle özellikle motorlu taşıt emisyonlarındaki PAH'ların incelenmesi güncel konuları arasında yer almaktadır. Kentsel havada özellikle ısınma, ulaşım ve endüstri faaliyetlerinin yoğun olduğu zamanlarda ve bölgelerde PAH konsantrasyonlarının yüksek seviyelerde tespit edilmesine yönelik literatürde birçok araştırma mevcuttur, (Du vd., 2018; Hanedar vd., 2011; Hazarika vd., 2019; Thang vd., 2019; Wu vd., 2014). Ancak kent havasındaki PAH konsantrasyonlarının ısınma ve endüstri faaliyetlerinin kısmen daha az bulunduğu şartlarda da önemli seviyelerde tespit edilmesi, ulaşım faaliyetlerinin de PAH kaynağı olarak önemli bir yere sahip olduğu belirtilmiştir,(Khpalwak vd., 2019; Soltani vd., 2015; Wei vd., 2015). Çevre Koruma Ajansı (EPA) 16 adet PAH türünü öncelikli kanserojen bileşikler olarak kabul etmektedir, (U.S. Department of Health & Human Services, 1995) . Özellikle nüfus ve trafik yoğunluğu yüksek kentlerde kanser riskinin büyüklüğü nedeniyle PAH'ların kaynakları ve önleme stratejileri üzerine yoğunlaşılması gerekmektedir. PAH'ların kent atmosferindeki potansiyel kaynakları arasında ulaşımın önemli bir yer tutması, bu kaynak grubunun daha yakından ele alınması gerektiğini göstermiştir.

Motorlu taşıt egzozlarından kaynaklanan emisyonlara yönelik çalışmalar literatürde yer almaktadır. Ancak PAH emisyonları ile ilgili çalışmalar yetersizdir. Bu çalışmada, benzinli motorda özellikle soğukta ilk çalıştırma ve ısınma periyodundaki kirletici emisyon değerleri ile PAH konsantrasyonları araştırılmıştır.

Literatürde benzinli motorların çoğunlukla lambda=1 değerinde çalıştığı belirtilir. Oysa soğukta ilk çalışma ve ısınma esnasında motor zengin bir karışımla çalışmak zorundadır. Bu çalışmada bu durumlardaki emisyon değerlerinin ne derece önemli olduğu gösterilmek istenmiştir. Özellikle soğukta ilk çalışma esnasında henüz devreye girmeyen katalitik konvertör nedeniyle oluşan kirletici emisyonlar direkt atmosfere salınmaktadır. Ayrıca literatürde PAH emisyonları ile ilgili çalımalar son derece yetersizdir. Bu nedenle bu çalışma PAH konsantrasyon değerleri ve türleri hakkında da bilgi vermektedir.

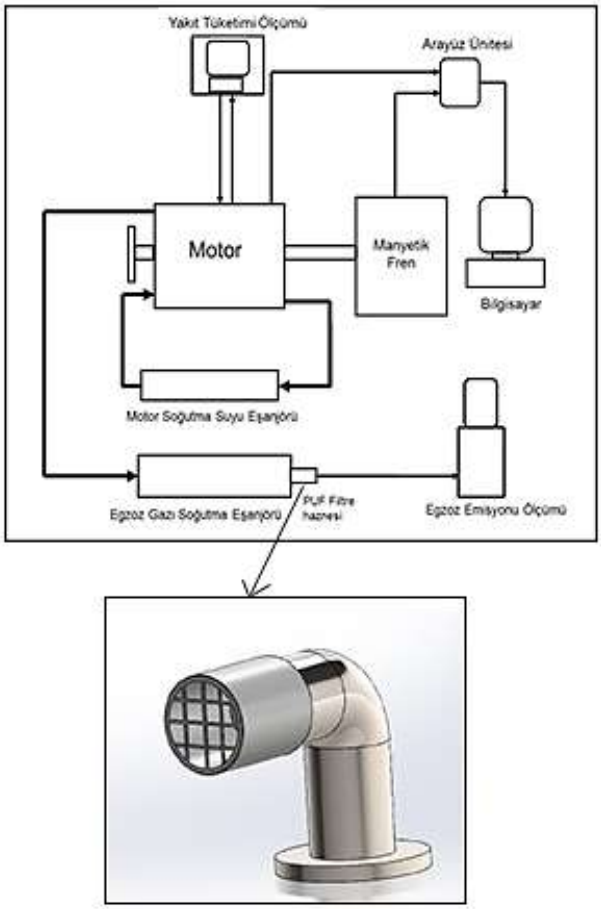
2. YÖNTEM

2.1. Deney Düzeneği

Egzoz emisyonlarının ölçüm ve örneklenmesi için özellikleri Tablo 1'de verilen Renault Clio II 1.4 araç motoru kullanılmıştır. Çalışmada kullanılan ölçüm ve örnekleme düzeneği Şekil 1'de, kullanılan yakıta ait özellikler ise Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 1. Deney motorunun teknik özellikleri

Motor Tipi	Renault Clio II K4J-712
Yakıt tipi	Benzin
Silindir Sayısı	4
Silindir çapı	79,5 (mm)
Silindir stroğu	70 (mm)
Silindir Hacmi	1390 cc
Maksimum Motor Gücü	94 (HP) (70 kW) 6000 d/d'da
Maksimum Motor Torku	127 (Nm) 3750 d/d'da
Sıkıştırma Oranı	10:1



Şekil 1. Deney düzeneğinin şematik olarak gösterilmesi

Tablo 2. Benzinin kimyasal özellikleri

	Benzin
Kimyasal formülü	$C_{6.97}H_{14.02}$
Alt ısıl değeri (MJ/kg)	42.6
Araştırma oktan sayısı	95
Yoğunluk (kg/m^3 15 °C'de)	750.8
Stokyometrik hava-yakıt oranı	14.73
Kendi kendine ateşleme sıcaklığı (°C)	257
Buharlaşma ısısı (298 K'de) (kJ/kg)	305
Laminer alev hızı @ 100 kPa, 325 K (cm/s)	~33
Damıtma sıcaklığı (°C)	
Hac. %10	54
Hac. %50	96
Hac. %90	168
Kaynama noktası	207

2.2. Emisyon Ölçümleri

Motor performans ölçümlerinde Dynostar Model ECB500 Eddy Current motor dinamometresi kullanılmıştır. Egzoz emisyonlarının ölçümünde BOSCH BEA-250 EU egzoz emisyon cihazı kullanılmıştır. Bu cihaz ile egzoz gazının CO, CO_2, HC, NO_x, O_2 ve hava fazlalık katsayısı değerleri ölçülebilmektedir. Deneyler esnasında alınan verilerin daha sağlıklı olabilmesi için en az üç ölçüm değeri alınmış ve bu değerlerin ortalamaları alınarak hassas ölçüm değerleri elde edilmeye çalışılmıştır.

2.3. PAH Örneklemeleri

PAH'lar yarı uçucu özellikte olup ölçümleri zahmetli ve masraflı analizler gerektirmektedir. PAH'ların sensörlerle anlık ölçümleri teknolojik olarak henüz mümkün olmadığından PAH örneklerinin bir adsorban malzeme üzerine alınıp laboratuvar şartlarında analize hazırlanarak gaz kromatografi ile ölçülmeleri gerekmektedir. Bu adsorban malzeme olarak literatürde en çok kabul görenler polyurethane foam (PUF) ve reçinedir (XAD-2). Bu çalışmada PUF kullanılmıştır. PUF'ların polimerik malzeme olduklarından sıcaklık maruziyetlerinin yaklaşık 50 ^oC'nin üzerinde olduğu durumlarda bozulmalar meydana gelebilmekte ve tutunan PAH'ların tekrar buharlaşabileceği değerlendirilmektedir. Motor çıkışında yükleme durumuna göre egzoz gazının 400 ^oC seviyelerine çıkabileceğinden dolayı egzoz gazının PUF ile örneklenebilmesi için gaz sıcaklığı soğutma eşanjörü kullanılarak 40 ^oC'nin altında tutulmuştur. PUF'lar yaklaşık 1,5 metre uzunluğundaki soğutucu eşanjörün üst kısmına yapılan teflon aparata takılmıştır (Şekil 1). Örneklerin bazılarında partikül fazdaki PAH'ların örneklenmesi için Whatman Cam elyaf filtreler kullanılmıştır.

Toplanan PUF örnekleri sokslet cihazı ile ekstrakte edilmiştir. Ekstraksiyon işlemi ACE/HEX (1:1) karışımı ile 24 saat süre boyunca gerçekleştirilmiştir. Bu işlemden elde edilen ekstrakt hacmi döner buharlaştırıcı (Laborota 4001 model, Heidolph, Almanya) kullanılarak 5 mL'ye kadar düşürülmüştür. 5 mL'ye indirilmiş örnek C18 içeren SPE kartuştan süzülerek alınmış ve N2 gazı ile hacmi 1 mL'ye düşürülerek GC-MS analizine hazır hale getirilmiştir.

Bu çalışmada belirlenen öncelikli PAH bileşikleri naftalen (Nap), asenfetilen (Acy), asenften (Ace), floren (Flu), fenantren (Phe), antrasen (Anth), fluoranen (Flt), piren (Pyr), benzo (a) antrasen (BaA), chrysene (Chr), benzo (b) floranthene (BbF), benzo (k) floranthene (BkF), benzo (a) piren (BaP), indeno (1,2,3-c, d) piren (Indeno), dibenzo (a, h) antrasen (DahA) ve benzo (g, h, i) perilen (BghiP) dir. Tablo 3'te 16 karakteristik PAH bileşeninin özellikleri gösterilmiştir.

Tablo 3. EPA tarafından belirlenen 16 karakteristik PAH bileşeni

Tür ismi	Kısaltma	Mol Kütlesi	Halka Sayısı	Molekül Formülü
Naphthalene	NAP	128	2	$C_{10}H_8$
Acenaphthylne	ACY	152	3	$C_{12}H_8$
Acenaphthene	ACE	154	3	$C_{12}H_{10}$
Fluorene	FLU	166	3	$C_{13}H_{10}$
Phenanthrene	PHE	178	3	$C_{14}H_{10}$
Anthracene	ANT	178	3	$C_{14}H_{10}$
Fluoranthene	FLT	202	4	$C_{16}H_{10}$
Pyrene	PYR	202	4	$C_{16}H_{10}$
Benz(a)anthracene	BAA	228	4	$C_{18}H_{12}$
Chrysene	CTY	228	4	$C_{18}H_{12}$
Benzo(b)fluoranthene	BBF	252	5	$C_{20}H_{12}$
Benzo(k)fluoranthene	BKF	252	5	$C_{20}H_{12}$
Benz(a)pyrene	BAP	252	5	$C_{20}H_{12}$
Benz(a,h)anthracene	DBA	254	5	$C_{20}H_{14}$
Benzo(ghi)perylene	BGA	276	6	$C_{22}H_{12}$
Indeo(1,2,3-cd)pyrene	IND	276	6	$C_{22}H_{12}$

2.4. Quality Assurance / Quality Control

Çalışma sırasında, tüm ekipmanlar ve cam eşyalar sırasıyla musluk suyu, saf su, aseton (ACE), diklorometan (DCM) ile temizlenmiştir. Tüm adımlarda teflon, cam ve paslanmaz çelik malzemeler kullanılmıştır.

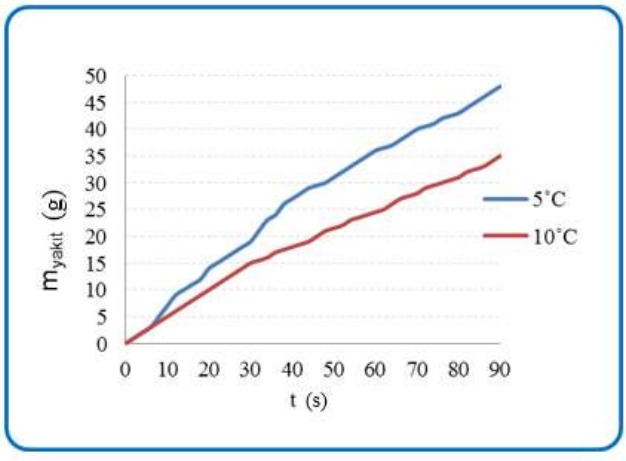
Örneklerin taşınması, laboratuvar ortamında analizinin yapılması esnasında sonuçlara etki edebilecek kirliliklerin elimine edilebilmesi amacı ile toplanan örnekler ile eş zamanlı olarak şahit numuneler toplanmıştır. Şahit olarak kullanılan PUF ve filtreler sokslet ekstraksiyonundan çıkarıldıktan sonra 60 °C'lik etüvde 1 gün boyunca kurutulmuş ve örnekleme noktasına taşınarak kaplarından çıkarılmış ve örnekleme yapılmıştır. Şahit numunelere örnek numunelere uygulanan aynı işlemler uygulanmıştır. Hesaplama işleminde şahit numunelerin ortalamaları ve standart sapma değerlerinin üç katı toplanarak tayin limit değerleri (Limit of detection, LOD) elde edilmiştir. Şahit numunelerde Indeno ve DahA türlerine rastlanmazken LOD değerleri 0.48 ng/m^3 ile 256 ng/m^3 (sırasıyla BaP ve Nap) aralığında değişim göstermiştir. Bu çalışmada LOD değeri altında kalan örnek sonuçları değerlendirmeye alınmamıştır. Tüm örnek ve şahitlere ekstraksiyon öncesinde PAH surrogate standartları eklenmiştir. Örneklerdeki verimler % 40-138 aralığında değişim göstermiştir.

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Soğukta İlk Çalışma Durumu İçin Emisyon Ölçümleri

Bu bölümde soğuk motorun ilk çalışmaya başlamasından 90 saniyelik sürede elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. Deney motoru soğuk durumda iken 5˚C ve 10˚C ortam sıcaklıklarında ilk çalıştırmaları yapılmak suretiyle egzoz emisyon değerleri ölçülmüştür. Her iki ortam sıcaklığında da motor 1050 dev/dak civarı çalışmaya başlamıştır. Her iki sıcaklık için de rejim sıcaklığına ulaşıldığında motor 750 dev/dak devir sayısına indiği görülmüştür.

İlk çalıştırma periyodu ve onu takip eden ısınma periyodu süresince ortam ve motor parçalarının sıcaklık değerleri ne kadar düşükse o kadar yüksek oranda bir zenginleştirme yapılır. Soğuk motorda emme manifolduna gönderilen yakıtın büyük kısmı manifold cidarları ve supabın arka yüzeyi üzerinde yoğuşarak sıvı bir yakıt filmi oluşturur. Bu nedenle bir miktar zenginleştirme yapılır ki bu yoğuşan miktara rağmen bir miktar yakıt buharlaşarak yanma olayına katılsın. Özellikle marş modunda krank milinin devir sayısı motorun rölanti devir sayısından bile daha düşüktür. Düşük marş devri silindir içi hava hareketlerini dolayısıyla türbülansı olumsuz etkiler. Bu da yakıt-hava karışım oluşumunun yetersizliğine işaret eder. Tüm bu olaylar yanma verimini düşürerek emisyonların ciddi seviyede artışına neden olur. Şekil 2'de iki farklı ortam sıcaklığında motor ilk çalışmaya başladığı andan 90 s'lik süre zarfında harcadığı yakıt miktarları gösterilmiştir. 5˚C'lik ortam sıcaklığında çalışmada 10˚C çalışmaya göre daha fazla yakıtın silindirlere gönderildiği görülmektedir

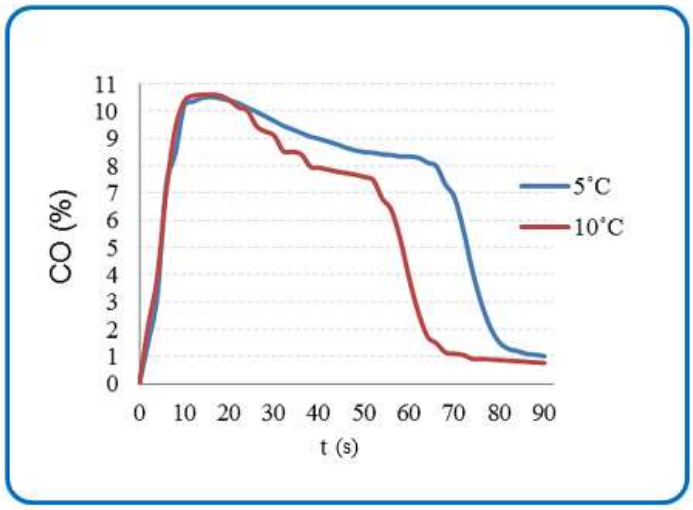


Şekil 2. Farklı ortam sıcaklıklarında ilk 90 s'lik çalışma durumu için yakıt tüketimi eğrileri

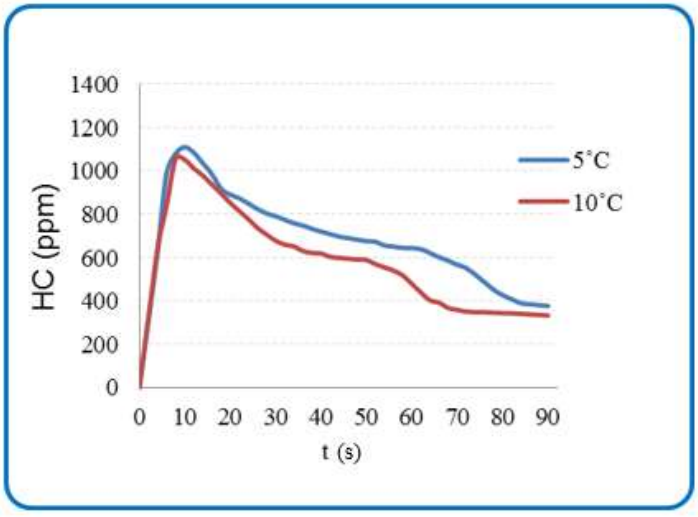
Şekil 3 ve 4'te sırasıyla CO ve HC emisyonları gösterilmiştir. Her iki durumda da CO emisyonlarının %10 mertebelerine kadar çıktığı görülmektedir. Yine 5 ˚C çalışmada, 10 ˚C çalışmaya göre motor parçalarının daha soğuk olmasından dolayı sisteme daha fazla yakıt gönderilmesi nedeniyle CO emisyonları 90 s'lik süre boyunca daha yüksek çıkmıştır.

Her iki durumda da HC emisyonlarının 1000 ppm mertebelerine kadar çıktığı görülmektedir. Yine 5 ˚C çalışmada, 10 ˚C çalışmaya göre motor parçalarının daha soğuk olmasından dolayı sisteme daha fazla yakıt gönderilmesi nedeniyle HC emisyonları 90 s'lik süre boyunca daha yüksek çıkmıştır.

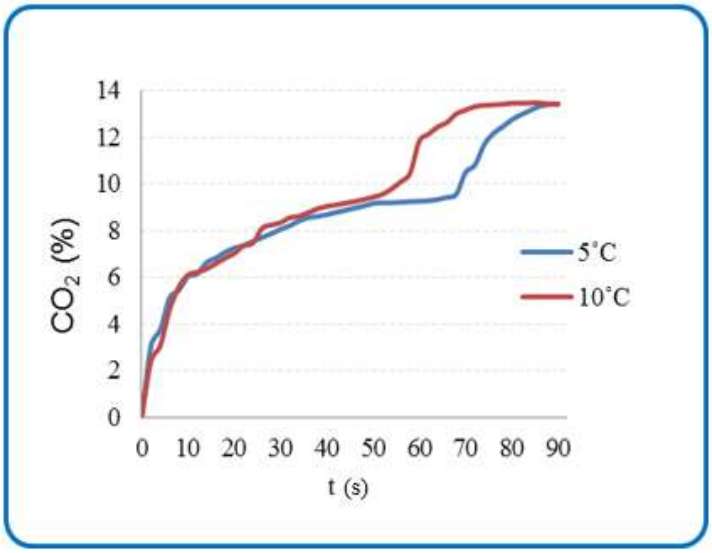
CO_2 emisyonu, CO emisyonu değerlerine bağlıdır. Şekil 3 ve Şekil 5 incelendiğinde CO ve CO_2 emisyonlarının birbirlerini tamamlar nitelikte olduğu görülmektedir.



Şekil 3. Farklı ortam sıcaklıklarında ilk 90 s'lik çalışma durumu için CO emisyon eğrileri

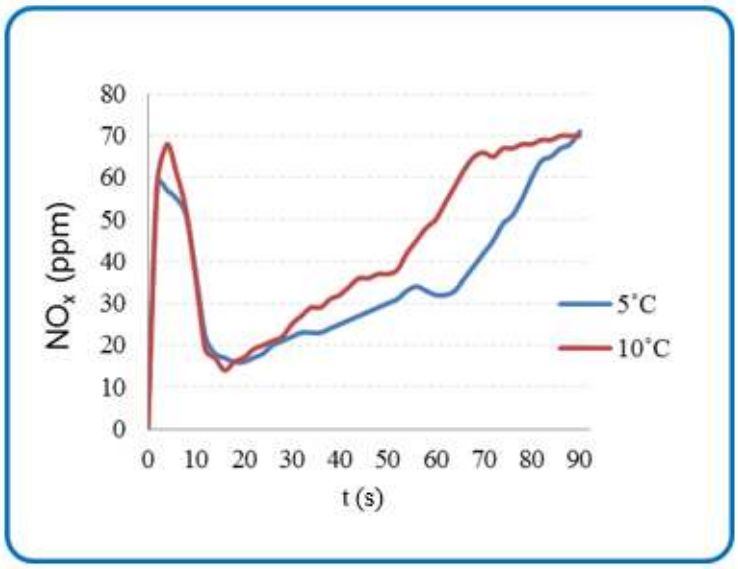


Şekil 4. Farklı ortam sıcaklıklarında ilk 90 s'lik çalışma durumu için HC emisyon eğrileri



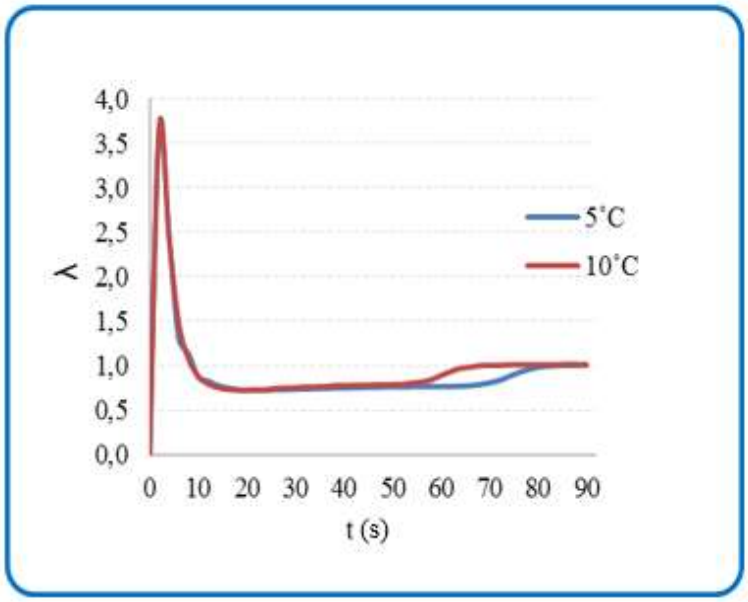
Şekil 5. Farklı ortam sıcaklıklarında ilk 90 s'lik çalışma durumu için CO_2 emisyon eğrileri

NO_x emisyonu motor içi yüksek sıcaklık değerlerinde ortaya çıkan bir kirletici emisyondur. Burada elde edilen değerler tam yük şatlarına göre önemsenmeyecek kadar düşük değerlerdir. Tam yükte 4000-4500 ppm değerlerine kadar ulaşılabilmektedir. Şekil 6'da görüldüğü gibi 10 ˚C'de çalışmaya başlayan motor 5 ˚C'lik ortam sıcaklığına göre daha yüksek silindir içi sıcaklığa sahip olduğu için bir miktar daha yüksek NOx emisyon değeri vermiştir.



Şekil 6. Farklı ortam sıcaklıklarında ilk 90 s'lik çalışma durumu için NO_x emisyon eğrileri

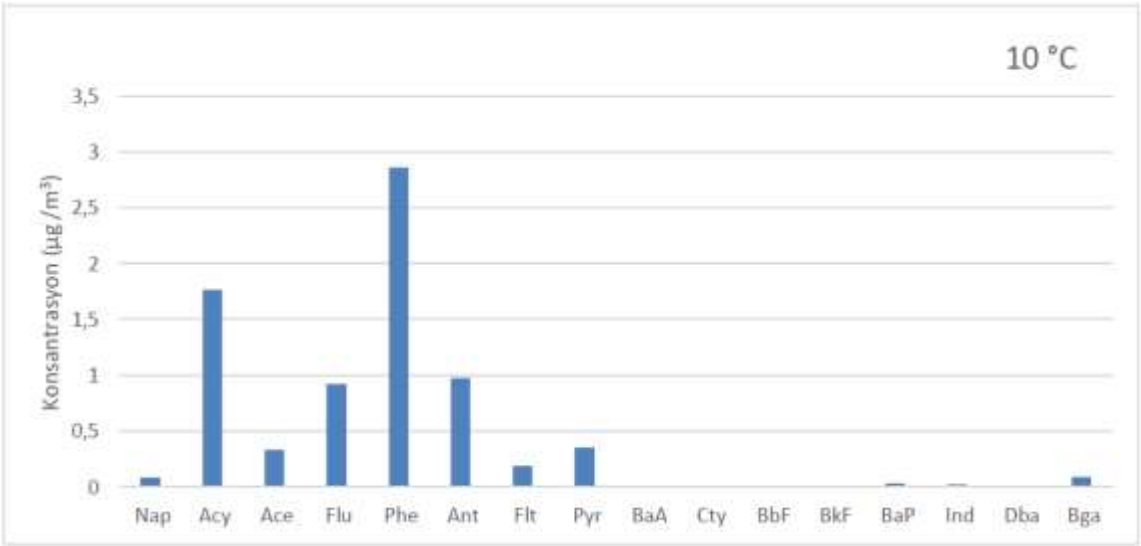
Her iki sıcaklık değerinde de hava fazlalık katsayısı 55-80 saniye aralığı haricinde aynı λ değerleri vermiştir. 80. saniyeden sonra her iki sıcaklık değerinde de λ =1 civarında çalışmaya başlamıştır, Şekil 7. İlk 55 s'lik zaman diliminde her iki ortam sıcaklığı içinde lamda=0,75 gibi ortalama bir hava fazlalık katsayısı değerinde çalışma sözkonusudur. İlk 5 saniye içinde hava fazlalık katsayısının 3,5 gibi oldukça fakir bir değerde çıkmasının nedeni ölçüm cihazı ile motor yanma odası arasındaki bölgede kalan havanın ilk olarak cihaza girmiş olmasından kaynaklanmaktadır. Yani yanmış gazlar cihaza giriş yapan bu havadan sonra cihaza alınmaktadırlar.



Şekil 7. Farklı sıcaklıklarda soğuk motoru ilk 90 s çalıştırma λ eğrileri

3.2. Soğukta İlk Çalıştırma Periyodu İçin PAH Ölçümleri

Bu kısımda 10 ˚C lik ortam sıcaklığında çalışma içi alınan değerler verilmiştir. Şekil 8'de ilk çalıştırma esnasında soğuk motorun ısınmasından kaynaklanan özellikle Phe, Acy, Flu ve Ant gibi hafif türler belirgin olarak bulunduğu görülmektedir.



Şekil 8. 10 ˚C'de soğuk motoru ilk çalıştırma PAH konsantrasyon değerleri

4. SONUÇ

Bu çalışmada, iki farklı ortam sıcaklık değeri için benzinli bir motorda temel kirletici emisyonlar ile PAH emisyonları ölçülerek sonuçlar yorumlanmıştır. Buna göre;

1. Soğukta ilk çalışma-ısınma periyodu sırasında motor zengin karışımla (lambda=0,7-0,8) çalıştırılır. Bu soğuk olan manifold içi cidarlarda ve supap arka yüzeylerinde yoğuşan yakıt nedeniyle yapılır. Ortam ne kadar soğuksa ısınma periyodu süresince harcanan yakıt miktarı da o kadar yüksek olur. 5 ˚C lik ortam sıcaklığında ik 90 s'lik zaman diliminde harcanan yakıt miktarı 48 gram iken, 10 ˚C sıcaklıkta 35 gram olarak gerçekleşmiştir.

2. İlk 55 s'lik süre içerinde her iki ortam sıcaklığında da içinde motor yaklaşık lambda=0,8 lik bir hava fazlalık katsayısı değerinde çalışmıştır. 10 ˚C lik ortam sıcaklığında çalışmada motor 15 s daha erken lambda=1 seviyesine ulaşmıştır.
3. Isınma periyodu sırasında her iki ortam sıcaklığında da CO emisyonları %10-11 mertebelerine kadar ulaşmıştır. 5 ˚C'lik ortam sıcaklığında çalışmada CO emisyon seviyelerinin daha yüksek seviyede seyrettiği görülmektedir.
4. Isınma periyodu sırasında her iki ortam sıcaklığında da HC emisyonları yaklaşık 1000 ppm mertebelerine kadar ulaşmıştır. 5 ˚C'lik ortam sıcaklığında çalışmada HC emisyon seviyelerinin daha yüksek seviyede seyrettiği görülmektedir.
5. Her iki durumda da henüz istenilen sıcaklığa ulaşmayan katalitik konvertör devreye girmeyeceği için bu kirletici emisyonlar olduğu gibi atmosfere atılacaklardır.
6. NOx emisyon seviyeleri önemsenmeyecek derecede düşük mertebelerdedir.
7. 10 ˚C'lik ortam sıcaklığında çalışmada hafif PAH emisyon seviyelerinin daha yüksek seviyede seyrettiği görülmektedir.
8. Ağır PAH türlerinden; BaP, Ind, Bga az seviyelerde tespit edilmiştir. Ancak bu türler genel olarak partikül fazda bulunduğundan az seviyede çıkmış olabilmektedir.
9. PAH konsantrasyonları maksimum 3 $\mu g/m^3$ mertebesindedir. En fazla konsantrasyonlarda Phe, Acy, Ant ve Flu türleri görülmektedir.

REFERANSLAR

[1] Krahl J, Knothe G, Munack A, Ruschel Y, Schroder O, Hallier E, et al. (2009) "Comparison of exhaust emissions and their mutagenicity from the combustion of biodiesel, vegetable oil, gas-to-liquid and petrodiesel fuels", Fuel 88,pp: 1064–1069.

[2] Alkurdi F, Karabet F, Dimashki M. (2013) "Characterization, concentrations and emission rates of polycyclic aromatic hydrocarbons in the exhaust emissions from in-service vehicles in Damascus." Atmos Res 120–121:68–77

[3] Kong, S.F., Ji, Y.Q., Li, Z.Y., Lu, B., Bai, Z.P., (2013) "Emission and profile characteristic of poly-cyclic aromatic hydrocarbons in PM10and PM2.5 from stationary sources based on di-lution sampling" Atmos. Environ. 77, 155–165

[4] Perrone, M.G., Carbone, C., Faedo, D., Ferrero, L., Maggioni, A., Sangiorgi, G., et al. (2014) "Ex-haust emissions of polycyclic aromatic hydrocarbons, n-alkanes and phenols from ve-hicles coming within different European classes" Atmos. Environ. 82, 391–400.

[5] Bozek, F., et al., (2016) "Polycyclic aromatic hydrocarbon adsorption on selected solidparticulate matter fractions" Atmos. Environ. 126, 128-135

[6] Wei, H., Guangbin, L., Yong, T., Qin, Z. (2015) "Emission of polycyclic aromatic hydrocarbons from different types of motor vehicles' exhaust" Environmental Earth Sciences, 74, 5557–5564

[7] Danyi, S., Brose, F., Brasseur, C., Schneider, Y.J., Larondelle, Y., Pussemier, L., Robbens, J., De Saeger, S., Maghuin-Rogister, G., Scippo, M.L., (2009) "Analysis of EU priority polycyclic aromatic hydrocarbons in food supplements using high performance liquid chromatography coupled to an ultraviolet, diode array or fluorescence detector" Anal. Chim. Acta 633, 293–299. https://doi.org/10.1016/j.aca.2008.11.049

[8] Wenzl, T., Simon, R., Anklam, E., Kleiner, J., (2006) "Analytical methods for polycyclic aromatic hydrocarbons (PAHs) in food and the environment needed for new food legislation in the European Union" TrAC - Trends Anal. Chem. 25, 716–725. https://doi.org/10.1016/j.trac.2006.05.010

[9] Peter E. T. Douben Unilever Colworth R&D, Safety and Environmental Assurance Centre, Sharnbrook, Bedford, U., (2003) PAHs : An Ecotoxicological.

[10] Du, W., Chen, Y., Shen, G., Wang, W., Zhuo, S., Huang, Y., Pan, X., Tao, S., (2018) "Winter air pollution by and inhalation exposure to nitrated and oxygenated PAHs in rural Shanxi, north China" Atmos. Environ. 187, 210–217. https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2018.06.004

[11] Hanedar, A., Alp, K., Kaynak, B., Baek, J., Avsar, E., Odman, M.T., (2011) "Concentrations and sources of PAHs at three stations in Istanbul, Turkey" Atmos. Res. 99, 391–399. https://doi.org/10.1016/j.atmosres.2010.11.017

[12] Hazarika, N., Das, A., Kamal, V., Anwar, K., Srivastava, A., Jain, V.K., (2019) "Particle phase PAHs in the atmosphere of Delhi-NCR: With spatial distribution, source characterization and risk approximation" Atmos. Environ. 200, 329–342. https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2018.11.064

[13] Thang, P.Q., Kim, S.J., Lee, S.J., Ye, J., Seo, Y.K., Baek, S.O., Choi, S.D., (2019) "Seasonal characteristics of particulate polycyclic aromatic hydrocarbons (PAHs) in a petrochemical and oil refinery industrial area on the west coast of South Korea" Atmos. Environ. 198, 398–406. https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2018.11.008

[14] Wu, D., Wang, Z., Chen, J., Kong, S., Fu, X., Deng, H., Shao, G., Wu, G., (2014) "Polycyclic aromatic hydrocarbons (PAHs) in atmospheric PM2.5 and PM10 at a coal-based industrial city: Implication for PAH control

at industrial agglomeration regions, China" Atmos. Res. 149, 217–229. https://doi.org/10.1016/j.atmosres.2014.06.012.

[15] Khpalwak, W., Jadoon, W.A., Abdel-dayem, S.M., Sakugawa, H., (2019) "Polycyclic aromatic hydrocarbons in urban road dust, Afghanistan: Implications for human health" Chemosphere 218, 517–526. https://doi.org/10.1016/j.chemosphere.2018.11.087

[16] Soltani, N., Keshavarzi, B., Moore, F., Tavakol, T., Lahijanzadeh, A.R., Jaafarzadeh, N., Kermani, M., (2015) " Ecological and human health hazards of heavy metals and polycyclic aromatic hydrocarbons (PAHs) in road dust of Isfahan metropolis, Iran" Sci. Total Environ. 505, 712–723. https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2014.09.097.

[17] Wei, C., Bandowe, B.A.M., Han, Y., Cao, J., Zhan, C., Wilcke, W., (2015) " Polycyclic aromatic hydrocarbons (PAHs) and their derivatives (alkyl-PAHs, oxygenated-PAHs, nitrated-PAHs and azaarenes) in urban road dusts from Xi'an, Central China" Chemosphere 134, 512–520. https://doi.org/10.1016/j.chemosphere.2014.11.052

[18] U.S. Dep. Heal. Hum. Serv. (1995) "Toxicological profile for polycyclic aromatic hydrocarbons" Journal og Toxicology : Cutaneous and Ocular Toxicology, pp. 141-147, https://doi.org/10.3109/15569529909037564

ALÜMİNYUM EKSTRÜZYONUNDA ENİNE VE BOYUNA KAYNAMANIN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ İLE İNCELENMESİ

Yalçın ŞENSOY[1], Gökhan TEKİN[2]

[1,2] Yeşilova Holding Ar-Ge Merkezi, Bursa, Türkiye
[1] Sorumlu Yazar: Yalçın ŞENSOY, e-mail: yalcin.sensoy@yesilova.com.tr

ÖZET

Ekstrüzyon prosesi geleneksel bir imalat yöntemidir. Alüminyum ekstrüzyon profiller inşaat ve endüstri mühendisliği, mobilya tasarımı ve ulaştırma sektörlerinde çeşitli uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Profil üretimi için direkt ekstrüzyon prosesinde biyetler basım için ayrı ayrı yüklenirler. İki biyetin birleşimi basınç ile gerçekleşir. Biyet birleşim yüzeyinin oksit toz ve yağlarla kirlenmesi sebebiyle mekanik özellikler düşmektedir. Düşük mekanik özelliklere sahip bu kaynama bölgesi imalat sonrası hurdalanmaktadır. Doğru bir hurdalama için bu bölgenin uzunluğu doğru bir şekilde tanımlanmalıdır. Delikli profillerin direkt ekstrüzyonu sırasında kalıp ayakları etrafından akan malzeme kaynama odasında birleşerek boyuna kaynak dikişini oluşturur. Boyuna kaynak dikişleri tüm profil boyunca uzanır. Bu kaynak dikişlerinin yeri ve kaynama kalitesi delikli akış bölgesi ve kaynama bölgesindeki akış koşullarına bağlıdır. Biyet - biyete kaynama mesafesinin ve delikli profillerde meydana gelen boyuna kaynamanın incelenmesi ile üründe meydana gelebilecek kalite hataları ve zaman kayıpları azaltılabilir. Bu kapsamda sonlu elemanlar analizi yazılımı kullanılarak enine kaynama bölgeleri, enine kaynama boyu ve boyuna kaynama kalitesi hesaplanmış ve enine kaynama sonuçları üretim sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Ekstrüzyon, Enine kaynama , Boyuna kaynama, Sonlu elemanlar analizi

INVESTIGATION OF TRANSVERSE AND LONGITUDINAL WELDING IN ALUMINUM EXTRUSION WITH FINITE ELEMENT ANALYSIS

ABSTRACT

The extrusion process is the traditional manufacturing method. Aluminum extruded profiles are used extensively in several types of applications in civil and industrial engineering, furniture design, and in transportation sectors. The billets are loaded separately for extrusion in the direct extrusion process for profile production. The combination of two billets takes place with pressure. Mechanical properties decrease due to the contamination of the billet junction surface with oxide dust and oils. This transversal welding zone that have low mechanical properties is scraped after manufacturing. The length of transversal weld must be accurately defined for correct scraping. The material flowing around the mandrel during the direct extrusion of hollow profiles combines in the welding chamfer zone to form a longitudinal seam weld. These longitudinal seam weld run along the entire profile length. The location and quality of seam weld depend on the flow conditions in porthole and welding chamfer zone. Quality problems and time losses that may occur in the product can be reduced by examining the transverse weld length and the longitudinal seam weld that observed in the direct extrusion process for hollow profiles. In this context, using the finite element analysis software, transverse weld length and the longitudinal seam weld quality were calculated and transverse weld length and weld length area results were compared with the production results.

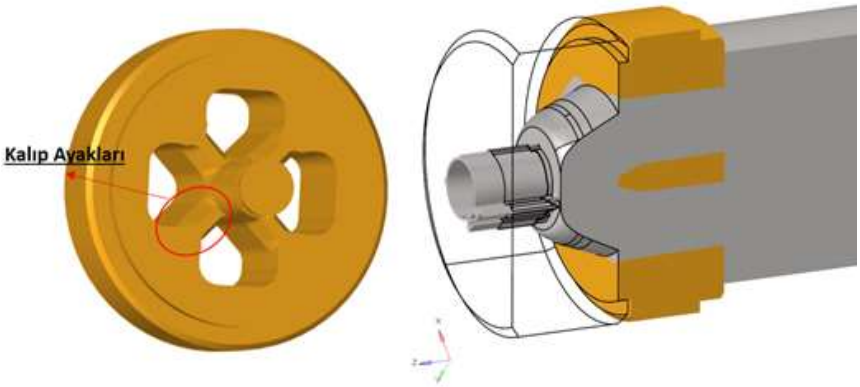
Keywords: Extrusion, Transverse weld, Longitudinal seam weld, Finite element analysis

1. GİRİŞ

100 yıldan uzun süredir ekstrüzyon prosesi geleneksel bir üretim yöntemi olarak uygulanmaktadır. Genellikle hafif metaller için kullanılan ekstrüzyon prosesi ürünleri inşaat, otomotiv, uçak ve makine sanayinde yaygın şekilde kullanılmaktadır. Otomotiv sektöründe alüminyum ekstrüzyon ürünleri başta alüminyumun hafifliği ve ekstrüzyon prosesinin avantajları sebebiyle tercih edilmektedir. Ekstrüzyon işlemi , metal parçaların seri üretimi için ticari olarak önemli bir işlemdir. CAE analiz yöntemlerinin doğrulanması ile sanal kalıp denemeleri ve malzeme akış analizleri gerçekleştirilerek geleneksel üretim deneme sayıları azaltılarak maliyet ve zaman kazancı sağlanacaktır.

Ardışık olarak biyetlerin ekstrüzyonu sırasında biyet-biyete kaynama gerçekleşmektedir. Bir biyetin ekstrüzyonu sonrasında prosese ara verilerek yeni biyetin ekstrüzyonu için yeni biyet makine tarafında konteynır içerisine yerleştirilmektedir. Ekstrüzyon işleminin yeniden başlatılmasıyla kalıp içerisinde kalan eski biyet malzemesi ile yerleştirilen yeni biyet malzemesi üretimin belli süresi boyunca birbirine karışmaktadır. Kalıp içerinde bir önceki basım işleminden kalan biyet malzemesi tamamen boşaldığında, yeni biyetle üretime tamamen geçilmiş olunmaktadır. Ekstrüzyon profilinde gözlenen iki biyetin kaynama durumu enine kaynama olarak bilinmektedir. Enine kaynama süresi boyunca profil kesiti üzerinde iki farklı biyete ait malzeme bulunmaktadır. Yerleştirilen yeni biyet ile üretime geçilen zamana kadar üretilen profil mesafesi biyet-biyete kaynama boyu mesafesi veya enine kaynama mesafesi olarak adlandırılır. Bu karışım uzunluğu boyunca farklı iki biyet malzemesinin olması ve sürekli bir proses içerisinde gerçekleşmemesi sebebiyle kalite hataları oluşturmaktadır. Proses içerisinde enine kaynama ara yüzeyinin oksit, toz veya yağlayıcı ile kirlenmesi , düşük mekanik özelliklere sebep olur. Düşük mekanik özelliklere sahip enine kaynama mesafesine kadar olan kısım üretim sonunda hurdalanmaktadır.[3]

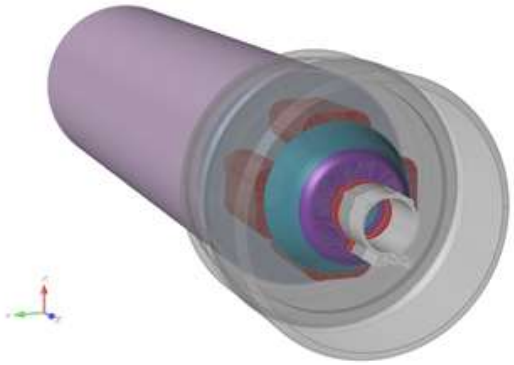
Delikli profillerin direkt ekstrüzyon makinesi ile ekstrüzyonu için kalıplarda maça niteliği taşıyan erkek kalıplar bulunmaktadır. Bu erkek kalıplar maça niteliği taşıyan bölümleri tutabilmek için destek geometrilerini içermektedir (Kalıp Ayakları) (Şekil 1). Bu ayaklar önünde ayrılan akış, ayak arkalarında tekrar buluşarak birbiri ile kaynamaktadır. Bu yeniden birleşme durumuna boyuna kaynama denilmektedir. iki biyet kalıp ayakları önünde soğuk birleşme (ergime olmayan) gerçekleştirmektedir. Bu kaynamanın profil üzerindeki bölgesi ve dayanımı , ürün ve profil kalitesi açısından önem teşkil etmektedir.[4]



Şekil 1. Erkek Kalıp ve Kalıp Ayakları

2. SONLU ELEMANLAR MODELİNİN HAZIRLANMASI

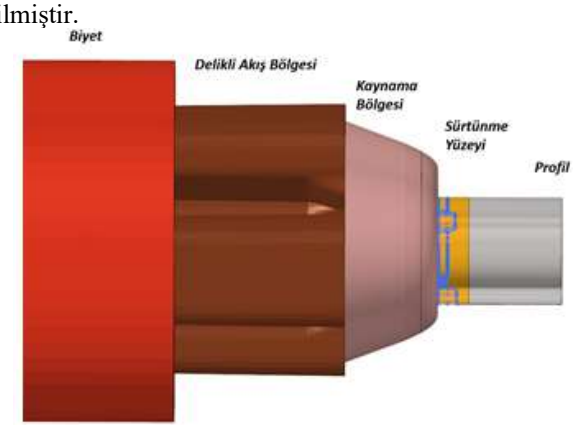
Sanal elemanlar modeli oluşturmada Inspire Extrude Metal ve HyperMesh-HyperXrude , sonlu elemanlar çözümü için Arbitrary Lagrangian-Eulerian (ALE) formulasyonu kullanan HyperXtrude yazılımı kullanılmıştır. Kalıp datası üzerinden kalıp geometrisinin negatifi alınarak, konteynır ve biyet uzunluğuna uygun olarak akışkan hacmi oluşturulmuştur.



Şekil 2. Kalıp ve Akış Geometrisi

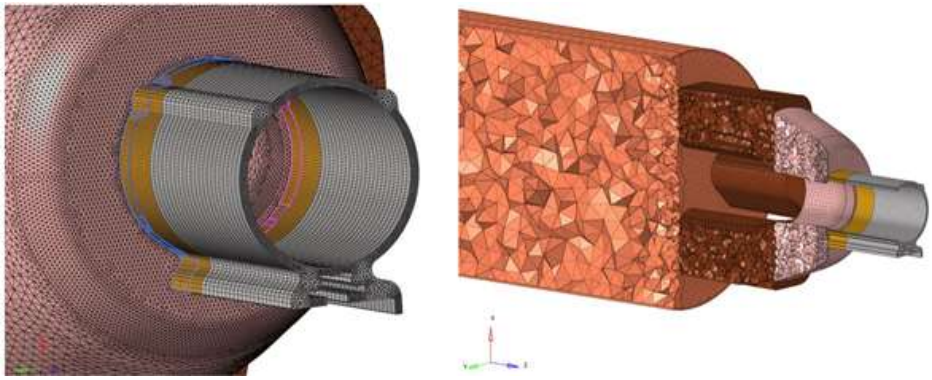
Akış hacmi bölgelere ayrılmış ve mesh yapısı akışın ve sürtünmelerin yoğun olduğu ve akış üzerinde etkili olan sürtünme yüzeyi bölgesinden biyete doğru büyür şekilde modellenmiştir. Sonlu eleman boyutları sürtünme yüzeyi bölgesinde 0.5 [mm], biyet kısmında ortalama 11 [mm] olarak oluşturulmuştur. Sınır koşullarının tanımlandığı yüzey

elemanları ile birlikte model 2d ve 3d elemanlarla birlikte toplam 702112 elemandan oluşmaktadır. Enine kaynama sonuçları için zamana bağlı analiz gerçekleştirilmiştir. 0-5 [s] arası için 5, 5-100 [s] arası için 48 adım belirlenmiş ve sonuçlar bu zaman adımlarında elde edilmiştir. Boyuna kaynama bölgeleri ve boyuna kaynama kalitesi sonuçları için sürekli rejim analizi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3. Kalıp Geometrisi Akış Bölümleri

Akış hacminde üçgen piramit (tetra4) elemanlar, sürtünme yüzeyi ve profil için üçgen prizma (penta6) elemanlar kullanılmıştır. Sürtünme yüzeyi bölgesinde 15 sıra , profil bölgesinde 22 sıra eleman kullanılmıştır. Profil kesiti üzerinde profil kalınlığı boyunca minimum 4 sıra eleman kullanımına dikkat edilmiştir.

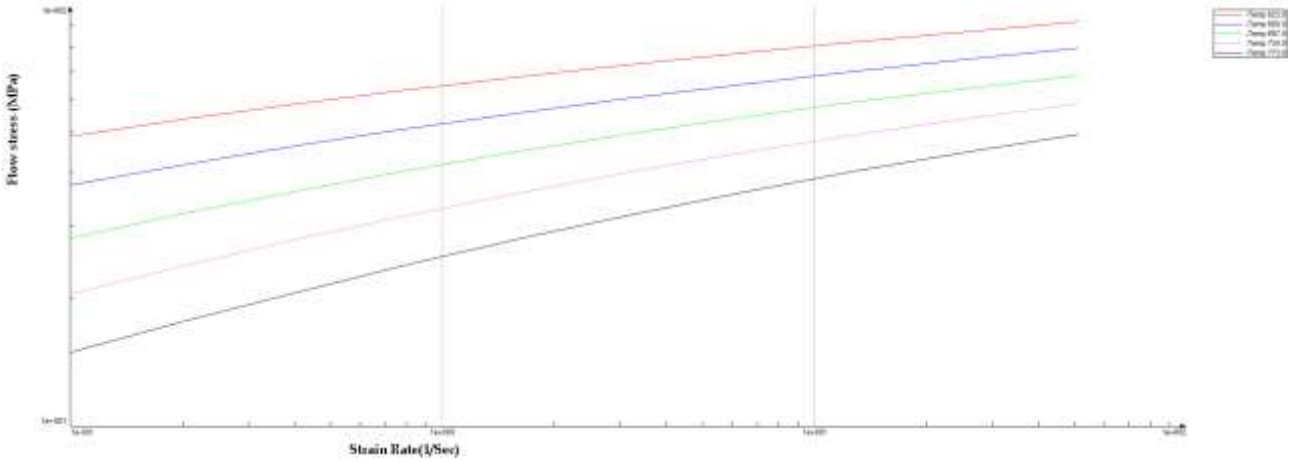


Şekil 4. Sonlu Elemanlar Modeli Ağ Yapısı

EN AW-6005 alaşımına sahip biyet malzemesi için yazılımın kütüphanesinde yer alan SineHypInv malzeme modeli bulunan AA6005 malzemesi kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir. SineHypInv malzeme modeli malzemenin farklı sıcaklık ve gerinme hızları için gerilme değerlerini ifade eden ampirik bir modeldir (1).

$$\sigma = \frac{1}{\alpha} Sinh^{-1}\left(\left(\frac{Z}{A}\right)^{\frac{1}{n}}\right)$$
$$Z = \dot{\varepsilon} * \exp(Q/RT) \quad (1)$$

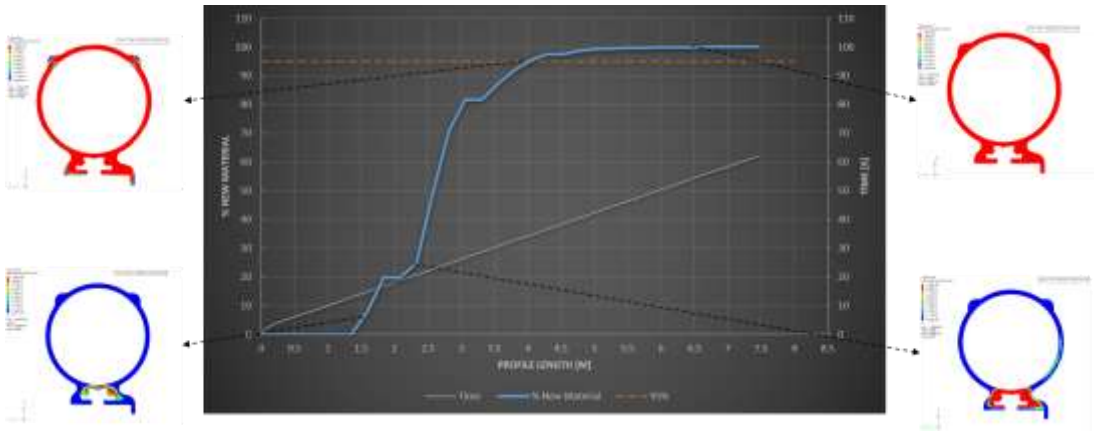
Formüldeki karakteristik katsayılar n,(Stress exponent)-A,(Reciprocal strain factor)-Q,(Activation energy)-R(Universal gas constant) – α,(Alpha) olmaktadır. σ , T, ve έ sırasıyla gerilme , sıcaklık ve gerinme oranı değişkenleridir. AA6005 alaşımına ait gerinim hızına bağlı gerilim grafiği aşağıda verilmiştir (Şekil 5).



Şekil 5. AA6005 Gerilim -Gerinim oranı

3. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ SONUÇLARININ İNCELENMESİ

Zamana bağlı gerçekleştirilen analiz sonucunda yeni biyetin profil uzunluğuna bağlı kesitteki yüzdesi hesaplanmıştır. Sonuçlar üzerinde kırmızı renk yeni biyet hacmini belirtirken mavi renk eski biyeti temsil etmektedir.



Şekil 6. Profil uzunluğu - %Yeni billet Alanı

Tablo 1. Enine Kaynama Sonuç Tablosu

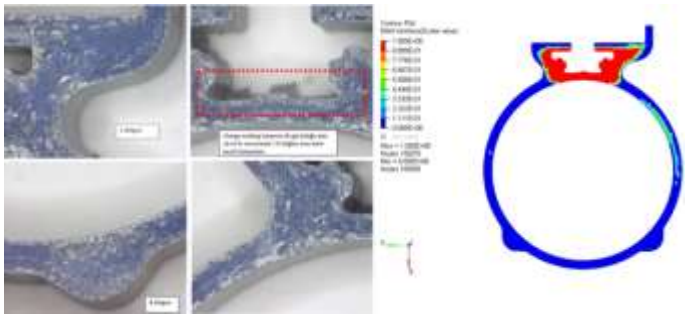
Zaman [s]	Profil Boyu [m]	% Yeni Biyet
14.9	1.6	8
34.6	4.0	95
56.3	6.7	100

Yeni biyet için ekstrüzyon basımının 1.metresinden alınan numune üzerinden hiçbir alanda biyet biyete kaynamaya yönelik bir oluşum gözlemlenmemiştir. Sadece C bölgesinin hemen üzerinde yer alan kalın kesitli alanda kalıp ayak izinin bir uzantısı olduğuna dair bir hat görülmüştür. Ancak bu hat üzerinde herhangi bir mikro-makro boşluk bulunmamaktadır. Ek yeri sonrasında ilk 1. metre de alınan numune kalıp içerisinde kalan alüminyumun, arkadan gelen baskının etkisi ile kalıptan boşalmaya devam ettiğinin bir göstergesidir. Bu sebeple henüz ikinci biyetin bir izine rastlanılmamıştır.



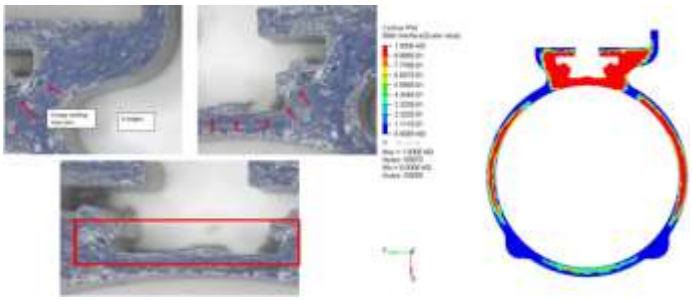
Şekil 7. Profil Kesiti 1. metresi

Yeni biyet için ekstrüzyon basımının 2.metresinden alınan numune üzerinden enine kaynama ilk olarak başladığı tespiti yapılmıştır. Simülasyon sonuçlarında enine kaynamanın profil kesiti üzerinde ilk görülmeye başlandığı ve büyüdüğü bölgeler metalografik sonuçlarla benzerdir.



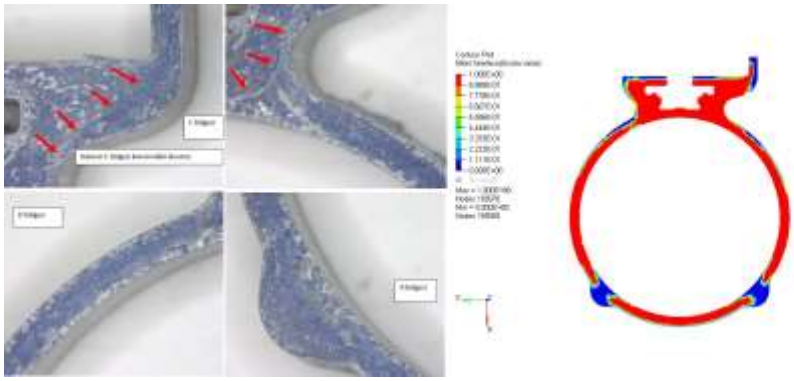
Şekil 8. Profil Kesiti 2. metresi

Profilin 3.metresinden alınan numune incelendiğinde yeni biyet hacminin arttığı fakat diğer alanlarda yeni biyetin varlığı gözlemlenmemiştir. Enine kaynama daha belirgin bir hale gelmiştir. Özellikle C-D bölgeleri arasında yoğunlaşmakta ve profil içindeki alanını arttırmaktadır. Ancak profilin diğer alanlarında henüz enine kaynama ile ilgili bir ize rastlanılmamıştır.



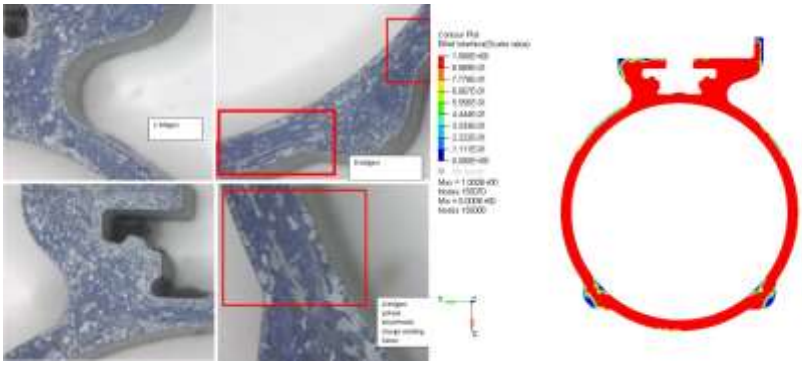
Şekil 9. Profil Kesiti 3. metresi

Profilin 4.metresinden alınan numunede enine kaynama özellikle kalın kesitli alan olan C-D arasında yoğunlaşmakta ve giderek hacmini arttırmaktadır kaynama kesitte yer alan tırnaklara kadar ilerlemiştir. Ancak henüz diğer dairesel kesitli olan bölgelerde gözlemlenmemiştir.



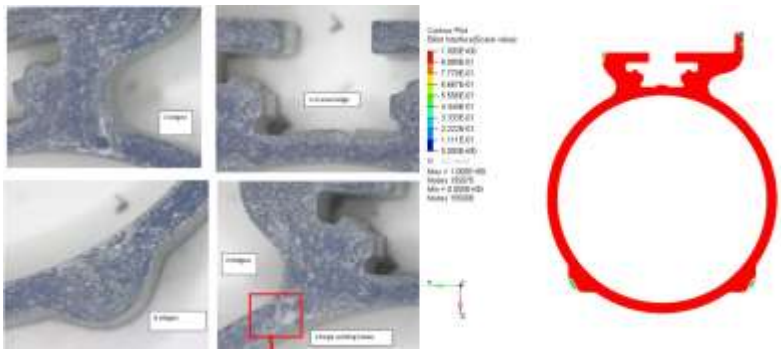
Şekil 10. Profil Kesiti 4. metresi

Profilin 5.metresinden alınan numunede dairesel bölgeler üzerinde yeni biyet gözlemlenmeye başlamıştır. Arkadan gelen biyetin profil içindeki % hacmi giderek artmaktadır.



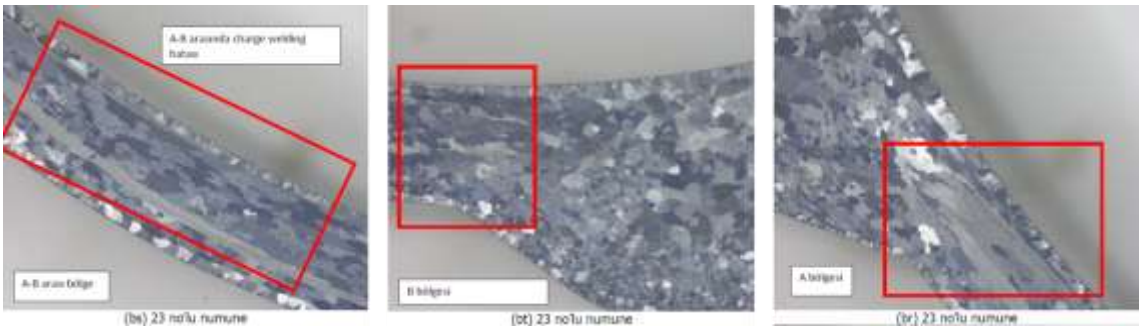
Şekil 11. Profil Kesiti 5. metresi

Profilin 6. metresinden alınan numunede D bölgesinde enine kaynama izi görülmüştür. Ancak kesitte diğer alanlarda enine kaynama net bir şekilde tespit edilememiştir.



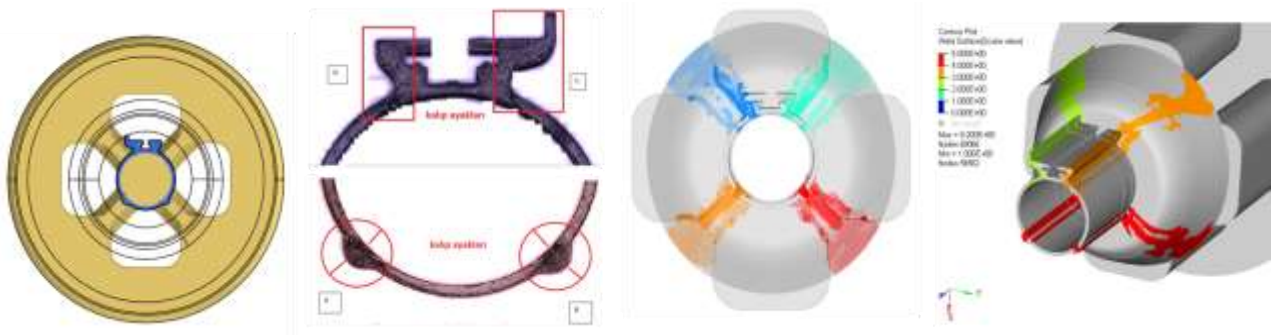
Şekil 12. Profil Kesiti 6. metresi

Profilin 7. metresinden alınan numunede enine kaynama tespit edilmiştir.



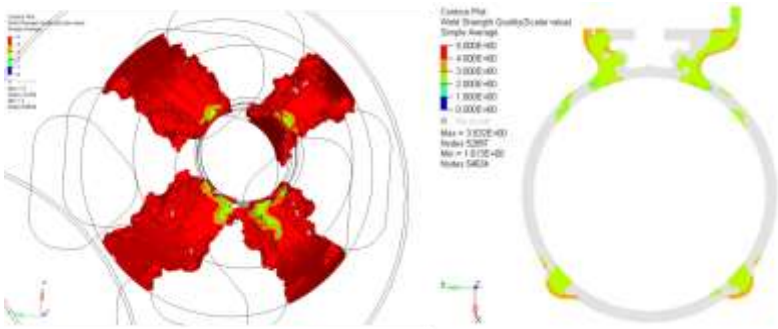
Şekil 13. Profil Kesiti 7. metresi

Kalıp ayakları önünde boyuna kaynama bölgeleri isimlendirilmiştir. Sonlu elemanlar analizi ile boyuna kaynama bölgeleri kalıp ayak pozisyonlarına göre incelenmiş ve boyuna kaynama kalitesi öngörüsü gerçekleştirilmiştir.



Şekil 14. Boyuna Kaynama Bölgeleri

Kaynama kalitesi değeri, kalıp dizaynı , akış stresi , basınç ,sıcaklık ,gerinme oranı , kaynama temas süresi değişkenlerine bağlıdır. Sonuçlarda 0-1 geçersiz, 1-2 zayıf, 2-3 uygulanabilir , 3-4 iyi ve 4-5 mükemmel kaynama kalitesini temsil etmektedir [3]. Sonuçlar minimum 2 değerinin üzerinde gözlemlenmiş ve boyuna kaynama kalitesi uygulanabilir bulunmuştur.



Şekil 15. Boyuna Bölgesi ve Kaynama Kalitesi

4. SONUÇLAR

Sonlu elemanlar analizi sonuçlarında yeni biyet hacminin profil üzerinde ilk gözlemlenmeye başladığı uzunluk profilin 1.5. metresi iken yapılan metalografik incelemelerde yeni biyet oluşumu profil kesitinin 2. metresinde gözlemlenmiştir. Yeni biyetin ilk gözlemlenmeye başladığı bölgeler sonlu eleman analizi sonuçları ve metalografik sonuçlarda oldukça benzerdir. Sonlu elemanlar analizinde profilde tamamen yeni biyetin gözlemlendiği uzunluk 6.7 metresinde iken metalografik inceleme sonuçlarında enine kaynamanın profil kesitinin 7. metresinde devam ettiği görülmüştür. Analiz sonuçları enine kaynamanın ilk belirlendiği bölge ve ilerleme bölgeriyle üretim sonuçlarıyla benzer sonuçlar vermiştir. Ancak enine kaynama mesafesi analiz sonuçlarında daha kısa hesaplanmışır. Analiz sonuçlarının ve metalografik inceleme sonuçlarıyla olan farklılıkların , kalıptan olan ısı transferinin ihmal edilmesi ve yazılım kütüphanesindeki verinin direkt olarak kullanılması ve bu sebeple mevcut basımı yapılan biyetin karakteristiği ile farklılık gösterebileceği değerlendirilmiştir. Zamana bağlı analizlerde çözüm adım sayısı arttrılması , mevcut biyet üzerinden malzeme karakteristikleri oluşturulması ve kalıp modelinin ve kalıp üzerinden olan ısı transferinin simülasyona eklenmesi ve daha fazla numune üzerinden metalografik inceleme gerçekleştirilmesi ile çalışma tekrarlanacaktır. Sonlu elemanlar analizi sonucunda boyuna kaynama uygulanabilir bulunmuş metalografik sonuçlarda da profiller üzerinde herhangi boşluk veya boyuna kaynama problemine rastlanmamıştır. Profil üzerinde tekrarlanacak çalışmalar ile korelasyon arttırma çalışmaları yapılacaktır. Farklı profil kesitleri üzerinden yapılacak çalışmalar ile farklı kesitlere göre korelasyonun kararlılığı incelenmelidir.

TEŞEKKÜR

Çalışmaya katkı sağlayan Cansan Alüminyum üretim, kalıphane ve kalite ekiplerine , metalografik inceleme için Tri Metalürji firmasına ve ayrıca yardımlarını esirgemeyen çalışma arkadaşlarıma teşekkürlerimi bildiririm .

KAYNAKLAR

[1] Pradip K. Saha , Aluminum Extrusion Technology (2000).
[2] M. Bauser, G. Sauer, K. Siegert Extrusion, Second Edition(2001)
[3] Barbara Reggiani, Antonio Segatori Lorenzo Donati, Luca Tomesani (2013) "Prediction of charge welds in hollow profiles extrusion by FEM simulations and experimental validation", Advances in Hot Extrusion and Simulation, International Conference on Extrusion and Benchmark, ICEB 2013.
[4] Udaya K. Sajja1, Mahender P. Reddy, Ravisankar S. Mayavaram (2013) "Prediction of Longitudinal Seam Weld and Weld Strength in Extrusion", Advances in Hot Extrusion and Simulation, International Conference on Extrusion and Benchmark, ICEB 2013.
[5] HyperXtrude (Version 2018) (2018) Simulation Software for Extrusion Process, Altair Engineering Inc. USA.

DESIGN OF AN INNOVATIVE AND LIGHT WEIGHT STAB BAR BUSHING

Savaş Kayacı[1,2], İlker Demir[3], Mehtap Köse[3]
[1,2] KE Engineering Ltd. Co., Bursa, Turkey
[3,] Rözmaş Çelik A.Ş., Gebze, Turkey
[2] Correponding Author: Savaş Kayacı, savas.kayaci@k-enstitu.com

ABSTRACT

Stabilizer bars (can be abbreviated by the term `Stab`) and accessories are vital components in vehicle suspension systems. They improve the stability of the vehicle by pushing the tires against the road with a mechanical balance when tough conditions arise (turns, rough surfaces, bumps, etc.) during the drive. Stabilizer bars are simple torsional springs. In passenger vehicles, a stabilizer bar is fixed by two stabilizer bar bushings to the subframe and connected to the left and right suspension systems through tie rods. Stabilizer bar bushings, are mainly made from elastomer, plastic and steel components, can deform flexibly in torsion to help the articulation of stab in particularly torsion and other degrees of freedom. In this study, an innovative and light weight design of a stub bar bushing is introduced. Mechanical properties of stab bar bushing components are obtained through finite element calculations. Durability life prediction for the bracket was also given and compared with the benchmark designs, which use conventional stab bar bushing design.

Keywords: Stabilizer bar, bushings, suspension, elastomer, fem, design.

1. INTRODUCTION

Stab bar bushings are a special type of rubber bushings consisting of relatively rigid (i.e. steel, plastic, aluminum etc.) and elastic (i.e. elastomer) components. Response of such components was at the interest of many researchers in the past. Kadlowec J. studied the combined responses of a cylindrical bushing under both torsional and axial loadings, experimentally and numerically. They concluded that the softening and stiffening effect of axial displacement on torsional stiffness cannot be computed using both Ogden and Mooney material models [4]. Kemna J. investigated the effect of precompression, vulcanization system and geometry of elastomer bushings to estimate the change of dynamic and static stiffness values of bushings over their lifetime. They introduced a new design to reduce the change in the static and dynamic mechanical properties of bushings over their lifetime [5]. Kadlowec J. discussed experiments and numerical models to predict the mechanical responses of bushings in radial and torsional directions. The material models they used could predict responses of bushings when they are loaded only in one direction. However, when they are combine loaded radially and torsional, numerical results were not able to predict the softening and stiffening effects. Only Ogden material model could predict it up to a certain level [6]. Stab bar bushings mainly consist of one or two brackets (usually made of steel alloy), rate metals or plastics and elastomer sections. Elastomer sections and the other rate components are generally vulcanized together and either assembled or glued onto the stab bar, finally the brackets are either assembled or glued onto the vulcanized component. A conventional design of stab bar bushing is given in Figure 1.

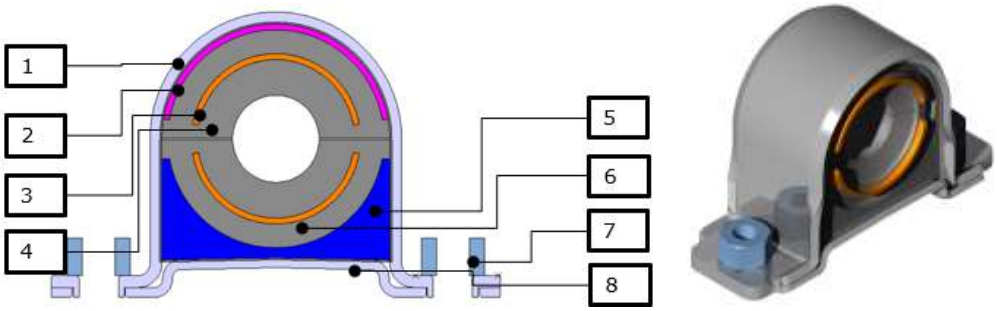


Figure 1. An example of conventional design of stab bar bushing.

In this design, two separate vulcanized components; upper semi bush (components 2, 3 and 4) and lower semi bush (components 2, 5 and 6), are assembled onto the stab then the lower (component 8) and upper (component 1) brackets are clamped together to finalize the whole stab bar assembly. Component 8 is a nut which makes possible the bolting of whole assembly to the vehicle subframe. In some cases, vulcanized semi-bushings might be glued or post-bonded onto the stab bar and/or brackets depending on the expectations of car manufacturer. The design explained above, is found

relatively complex and heavy considering the need to reduce the total weight of vehicle components because electrified vehicles need some room to carry batteries instead of heavy structural components. Therefore, especially, the metal components are needed to be replaced by plastic, aluminum or other light-weight engineering materials. Also, the cost of manufacturing tools and molds are to be considered in order to propose a new design which replaces the conventional stab bar design.

2. PROPOSED DESIGN

In Figure 2, a new design is proposed to replace conventional design of a stab bar bushing. The most important improvement in the following design is replacement of steel brackets with a single aluminum extruded bracket (Component 5). This design reduces both unit cost and initial manufacturing investments (Molds and tools) for a stab bar bushing with higher reliability.

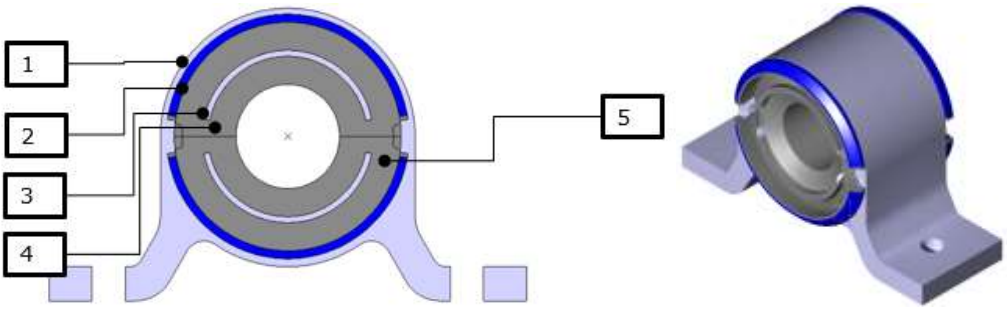


Figure 2. Proposed design of stab bar bushing.

The assembly concept of proposed design must be different than the conventional design. The semi bushings (Vulcanization of components 2, 3 and 4) are first placed on the stab bar properly such that they form a full cylindrical bushing. Then outer diameter of the bushing is contracted such that the aluminum bracket is pushed on to complete the assembly. The bracket must be designed such that it must let itself go around the stab all the way to its correct position on the stab. To realize this, the inner diameter of bracket must be such a value that it must be larger enough to go around the stab bends.

To calculate the stiffness values and durability life of the proposed bracket, the following FEM Model is constructed.

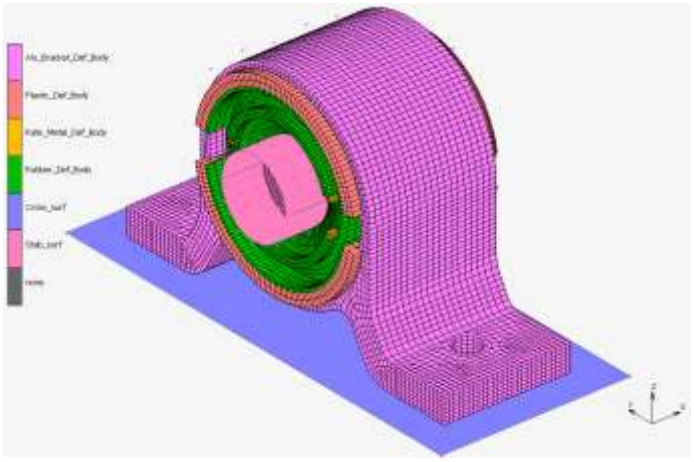


Figure 3. FEM Model of proposed design.

The loads are applied through a central pilot node, which controls the loads and displacements of stab surface. Here in this model the rubber elements are of Type 84 while the plastic and aluminum elements of Type 7. Rubber material model used is `Mooney Five-Term` with the coefficients C10: -0.03988, C01: 0.564282, C11: 0.370937, C20: -0.430849, C30: 0.0595934 [1]. To obtain these coefficients, uniaxial compression, simple shear, and planar tension tests are performed for the rubber material used in this study. This set of coefficients best fit the stress-strain relationship in all loading modes for the elastomer material used in thus study. A linear elastic material model used for aluminum with a modulus of 70GPa and a poisons ratio of 0.33. For the plastic material model, again a linear elastic model with a modulus of 9GPa and a poisons ratio of 0.28 was used. The computations are performed using MSC Marc solver [2].

3. FEM RESULTS

The most important mechanical properties of stab bar bushings are radial, axial and torsional stiffness values, which are specified by the carmaker through several dynamic computations and analyses with an aim to tune the comfort and handling features of vehicle. The following figures shows the maximum principal strain distributions and load-displacement graphs for radial, axial and torsional loadings;

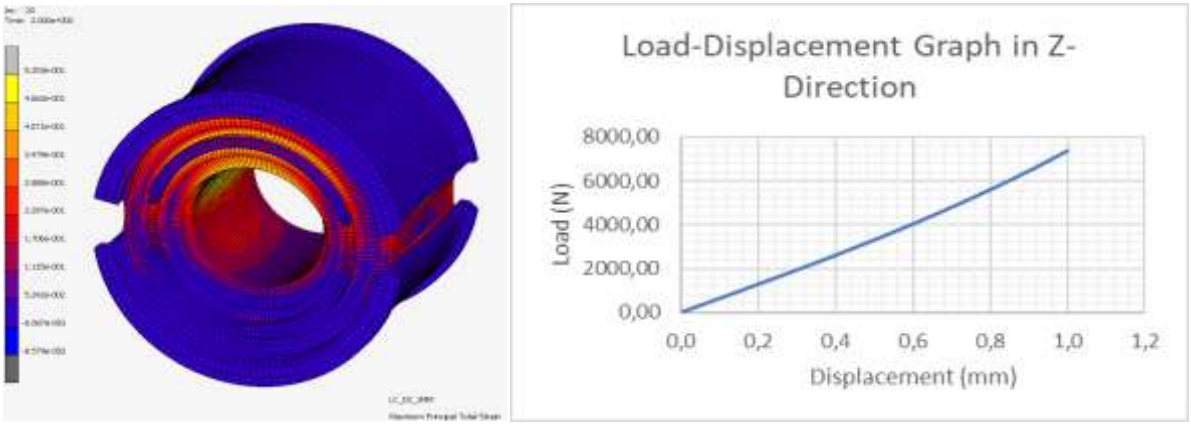


Figure 4. FEM results for radial loading.

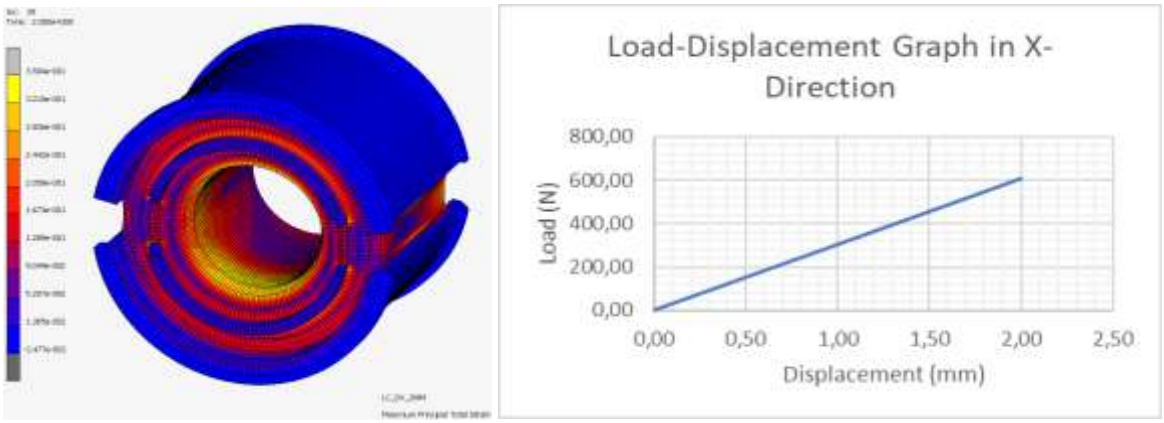


Figure 5. FEM results for torsional loading.

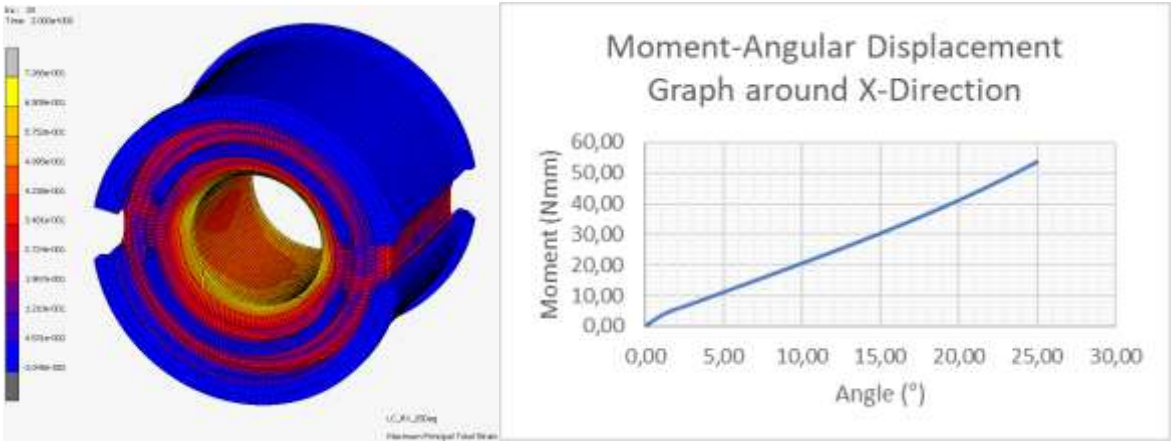


Figure 5. FEM results for torsional loading.

The corresponding stiffness values (linear spring rates) are tabulated in the following table.

Table 1. Sample table

Direction	Value	Unit	Calculation Range
Radial	7355	N/mm	0-1 mm
Axial	302	N/mm	0-1 mm
Torsional	2.22	Nm/°	0-5 °

The values given above table are typical linear spring rates, which a stab bar bushing possibly possess. These values can be fine-tuned according to any written specification. The Von-Mises stress distribution when a radial load of 5000 N is applied is given in the following figure. This is a typical fatigue load for this type of stab application.

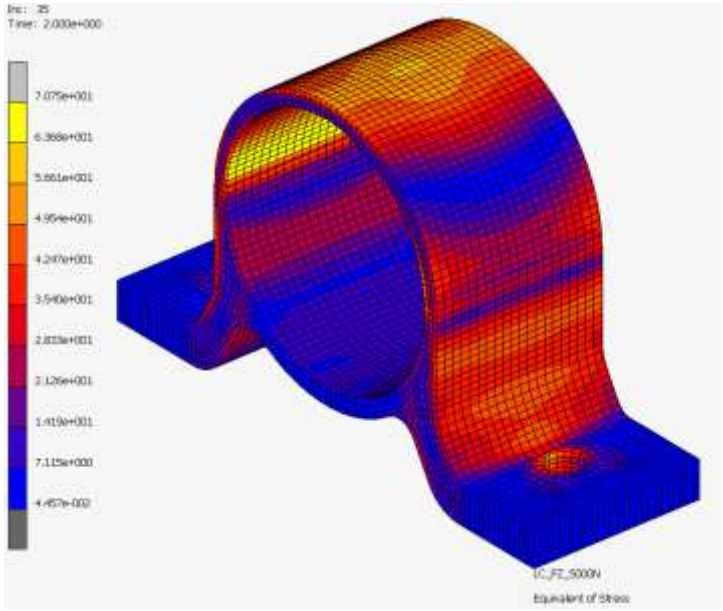


Figure 6. Von-Mises stress distribution of aluminum bracket.

Below figure shows a typical S-N curve for EN AW6082 T6 alloy. According to this data, one can conclude that this component can withstand more than 1 million cycles when it is applied a vertical load of ±5kN.

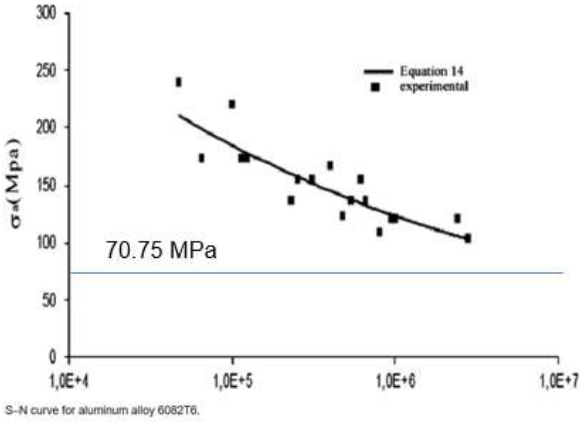


Figure 7. S-N curve for EN AW6082 T6 alloy [3].

4. CONCLUSIONS

The convensional type of stab bar bushing has an average weight of 400 gr while the proposed type of stab bar bushing has an average of 300 gr. This means an approximate weight reduction of 25% or 100 gr per bushing. If the vehicle uses

front and rear stab bars in its axle system, the total weight reduction becomes 400 gr per vehicle. This is a considerable improvement considering how ambitious the car makers in weight reduction to open some room for the batteries in the shift from internal combustion engine vehicles to electric vehicles.

REFERENCES

[1] Kayaci S. and Serbest A. K. (2012). VIth Automotive Technologies Congress, Bursa.

[2] MAR103. Experimental Elastomer Analysis. MSC Software Corporation.

[3] Totalmateria.com

[4] Kadlowec, J., Gerrard, D. Pearlman, H. (2009) "Coupled axial–torsional behavior of cylindrical elastomer bushings", Polymer Testing, 28, pp.139-144

[5] Kemna, J., Edelmann, J. Plöchl, M. (2018) "Influences on long-term behaviour of elastomer chassis bushings considering their geometric design and rubber compound", Polymer Testing, 65, pp.69-77

[6] Kadlowec, J., Wineman, A. Hulbert, G. (2003) "Elastomer bushing response: experiments and finite element modeling", Acta Mechanica, 163, pp.25-38

MOTOR BRAKETİ YAPISAL ANALİZ İLE TİTREŞİM YORULMASI KAYNAKLI DAYANIMLARININ BELİRLENMESİ

Gökhan TANRISEVER[1], Mehmet Turgut KAHVECİ[1], Gözde TUNCER[1], Alen Murat KUYUMCU[1,2], Enishan ÖZCAN[1]

[1]Tümosan Motor ve Traktör Sanayi A.Ş., Motor Teknolojileri Müdürlüğü, İstanbul, Türkiye
[2]Beykent Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul, Türkiye
Correponding Author: Gökhan TANRISEVER, gokhan.tanrisever@tumosan.com.tr

ÖZET

Dizel Marin Motor bloğu üzerine bağlı olan parçalar, motorun çalışması sırasında yüksek titreşime maruz kalırlar. Bu titreşim hareketi, parçalarda titreşim yorulmasına neden olarak hasar görmesine sebep olur. Bu durumu önlemek açısından motor üzerine montajı yapılan her parçanın yapısal dayanım ve titreşim analizlerinden ön onay alıp, testlere hazır olması gerekmektedir. Bu çalışmada, iki farklı tasarımın yapıldığı braket parçasının dizel marin motor bloğu üzerinde belirlenmiş noktalardan cıvata bağlantıları ile montajı yapılmıştır. Deniz suyu kullanarak motor suyunu soğutan eşanjörünün bağlı olduğu braketin, motorun yüksek devirdeki çalışma sırasında ortaya çıkan titreşime maruz kaldığındaki dayanım ve titreşim analizlerinin karşılaştırması yapılmıştır. Ayrıca braket tasarımlarının karşılaştırılması sonlu elemanlar analiz programı ile sanal ortamda motor titreşim hareketleri simülasyonu yapılarak braketlerin üzerindeki etkilerinin analizi yapılmıştır. Motor bloğu üzerine bağlı olan braketin ve bu braket üzerinde yer alan tatlı su soğutucu parçasının titreşime karşı yorulma dayanımı analizi gerçekleştirilmiştir. İmalatı yapılmış olan braketlerin motor üzerindeki çalışma sonrasında ortaya çıkan deformasyon sonuçlarının durumları gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Braket, soğutucu, titreşim, motor

ABSTRACT

Parts that are located on the cylinder block of a diesel marine engine are subjected to high vibrations. this vibration causes damage on parts due to vibration fatigue to avoid this problem, every part assembled on the engine have to be approved by structural and vibration analyses. in this paper, a cooling element for the diesel marine engine, which uses seawater as coolant, is carried by a bracket with two different designs. structural and vibration analyses of these two brackets on high rpms are compared by simulating the effects of engine vibration movements on the bracket with the help of fea in addition, fatigue analysis are performed on the assembly of the bracket, which is located between the cylinder block and the cooler. Deformations of the old and the new bracket is inspected on engine working conditions. Finally, the suitable design for the bracket manufactured and replaced with the old bracket on the engine.

Keywords: Bracket, cooler, vibration, engine

1.GİRİŞ

Bu makalenin kapsamında prototip olarak üretilen braketin, motor testi esnasında hasara uğramasından kaynaklanan durumların analiz edilerek güçlendirme çalışmalarının nasıl olacağına karar verilip yeni braket tasarımının yapılması ve üretilmesi sürecine yer verilmiştir. Bilgisayar ortamında yapılan motor tasarımı ve prototip olarak üretilen parçaların seri üretime geçmeden önce çeşitli dayanım kriterlerine göre kontrolünün yapılması gerekmektedir. Motor üzerinde gerçekleşen mekanik hasarların büyük oranda malzeme yorulmasından kaynaklandığı söylenebilir. Böyle durumlarla karşılaşmamak için motor üzerine bağlanan diğer parçaların yapısal dayanım analizlerinden ve testlerden onay alınması zorunlu bir kriterdir. Motorun çalışma esnasındaki farklı devirlerde oluşturduğu frekansların yapısal parçaların deformasyona uğramasına neden olmaktadır. Motorun kullanımı içerisinde, kullanıcı hatasından dolayı ortaya çıkan hasar dışında parçalardaki deformasyonun belirli bir seviyeyi geçmemesi gerekmektedir. Parçalar üzerindeki deformasyonlar hasara neden olarak, motorun çalışmasına yönelik fonksiyon kaybına sebep olabilirler. Dizel Marin motorun testinde, motor bloğuna bağlı olan su soğutucu braketinin zamanla eğildiği gözlenmiştir. Bu deformasyonun giderilmesi için motorun titreşim karakteristiğinin incelenmesi ve motor üzerinde sağlam bir yapıyı oluşturulmasının sağlanması zaruridir. Motor üzerindeki yorulma hasarlarını çeşitlerine göre baktığımızda statik yorulma ve titreşimden kaynaklı yorulma olarak iki çeşit yorulmadan bahsedebiliriz (ŞIK, 2013).

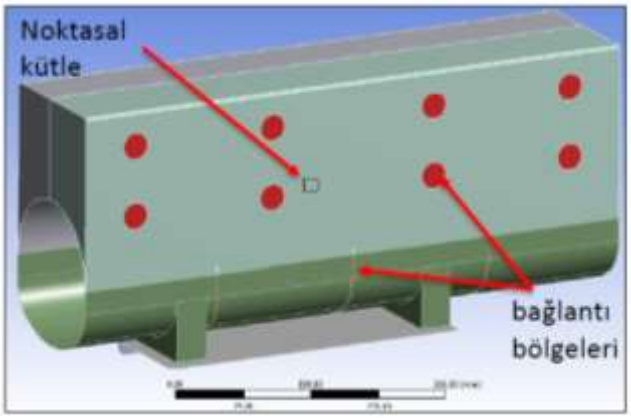
- Statik yorulma; motora gelen düşey, yanal ve boyuna kuvvetleri veya bağlantı noktalarında ortaya çıkan kuvvetleri karşılayan parçalarda görülen yorulma tipidir. Genellikle braketlerin üzerinde gelen frekans içeriği incelendiğinde yük frekansının parçanın birinci doğal frekansına göre çok düşük seviyelerde olduğu görülmektedir (MAVUŞOĞLU, 2013).

- Titreşim yorulma; genellikle motorun çalışması sırasında sadece kendi ağırlığını taşıyan ve temel elemanlarına bağlantılı sistemlerden oluşan yorulma tipidir. Parça üzerinde oluşan hasarın titreşim hasarı olarak yorumlanması için parça üzerine gelen yüklerin frekansının birinci doğal frekansı değerine yakın olması ve parça üzerinde bir titreşim hareketi oluşturmasıdır (MAVUŞOĞLU, 2013).

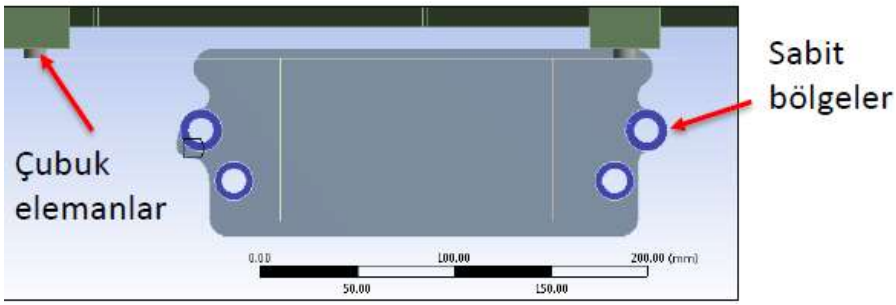
Sonlu elemanlar analiz yönteminin güvenirliği ve pratikliği kullanılarak yapılan analizler sonucu ortaya çıkan sonuçlara istinaden braket tasarımında titreşim yorulmasından kaynaklı hasarları en aza indirecek modelin tasarımı yapılmıştır. Model tasarlanırken, sonlu elemanlar analiz yazılımı özellikle titreşim ve dinamik problemlerin çözümünde göstermiş olduğu başarı nedeniyle seçilmiş olup, yazılımın bize vermiş olduğu analiz sonucunda ortaya çıkan verilere dayanarak model oluşturulmuştur (Huang and Kurudiyara, 1998). Şekil 7'deki görüntü eşanjörde hasar gördüğümüz bölgedir. Bu kısımda sorun gördükten sonra analiz yapılmasına karar verilmişti.

2. ANALİZ METODU

İlk yapılan tasarımda motorun çalışması esnasında oluşan titreşimden kaynaklı hasar gören braketin modellemesi yapılarak braket bağlantı yerleri ile analiz programı içerisinde oluşturulmuştur. Noktasal kütleler, su soğutucu sac gövdesine kırmızı ile belirtilen yerlerden eşanjör kısmının ağırlık merkezine indirgenen kütlesi ve atalet momentleri tanımlanması yapılmıştır (Şekil 1). Braket motora bağlandığı noktalardan 6 serbestlik derecesinde sabitlenmiştir. Braket ile su soğutucu arası cıvataları temsil eden M12 bağlantı cıvataları ile bağlanmıştır (Şekil 2).

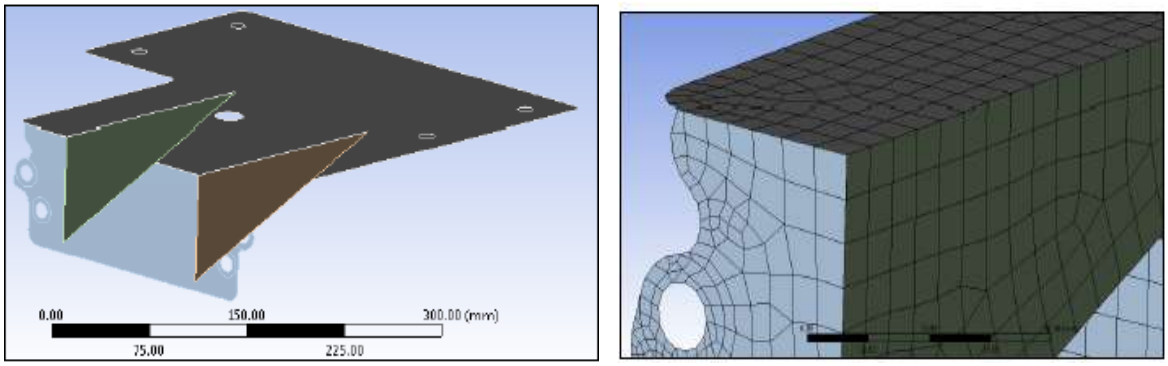


Şekil 1. Noktasal Kütle Bölgeleri



Şekil 2. Bağlantı Noktaları

Üretimi yapılmış olan motor suyu soğutma eşanjörünün braketinin modeli, analiz programına aktarılmıştır. Brakette kullanılan sacların birbirlerine kaynak ile bağlantısı analiz programında detaylı bir şekilde tasarlanmamış ve saclar tek parça gibi kabul edilerek birbirine düğüm noktaları ile bağlanmıştır. Braketin üretiminde kullanılan malzemenin kimyasal ve mekanik özellikleri Tablo 1'de verilmiştir. Braket için kullanılan malzeme kalınlığı 10mm'dir. Kaynak modellemesi detaylı olarak yapılmadan parça yekpare olarak kabul edilmiştir (Şekil 3).

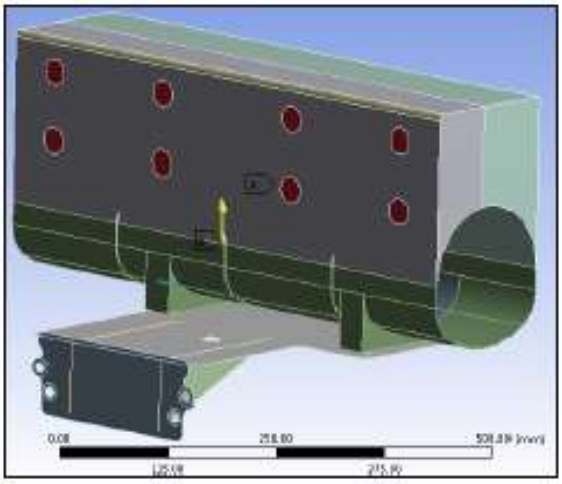


Şekil 3. Mevcut Braket Tasarımı

Tablo 1. Malzeme Kimyasal ve Mekanik Özellikleri (DIN EN 10025-2-2019)

Malzeme No	Kimyasal Bileşim (max % ağırlık)						Mekanik Özellikler (≥ %)		
	C (max)	MN (max)	P (max)	S (max)	N (max)	Cu (max)	Çekme Dayanımı (Mpa)	Akma Sınırı (≥ Max)	Kopma Uzaması (≥ %)
1.0038	0,17	1,40	0,035	0,035	0,012	0,55	360 - 510	235	26

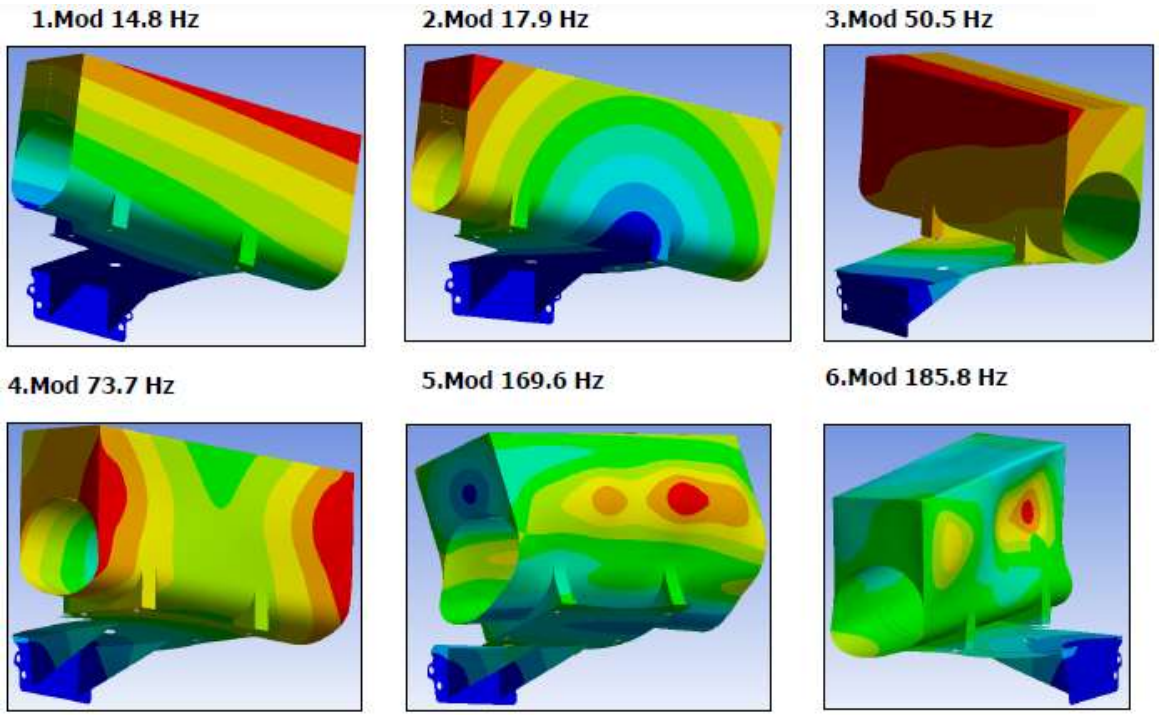
Su soğutma eşanjör braketinin analizinde önce modal ardından yukarı yönlü 3g ivmenin uygulandığı harmonik analiz gerçekleştirilmiştir (Şekil 4). Modal analiz için motor bloğu üzerine 4 cıvata ile bağlanmış braketin titreşim modlarının, motorun 800 – 2500 rpm arasında çalışacağı kabul edilerek yapılmıştır. Motorun çalışma frekansı 13 – 125 Hz arasında alınmıştır. Braketin bu frekans aralığından uzaklaştırılması düşünülmüştür. Her mod için, yapı üzerinde modu tanımlayan karakteristik bir mod şekli bulunmaktadır. Yapının dinamik özellikleri önceden tanımlanabildiği için, çalışma koşullarındaki yapının davranışı tahmin ve kontrol edilebilir niteliktedir (Yaman, 2012).



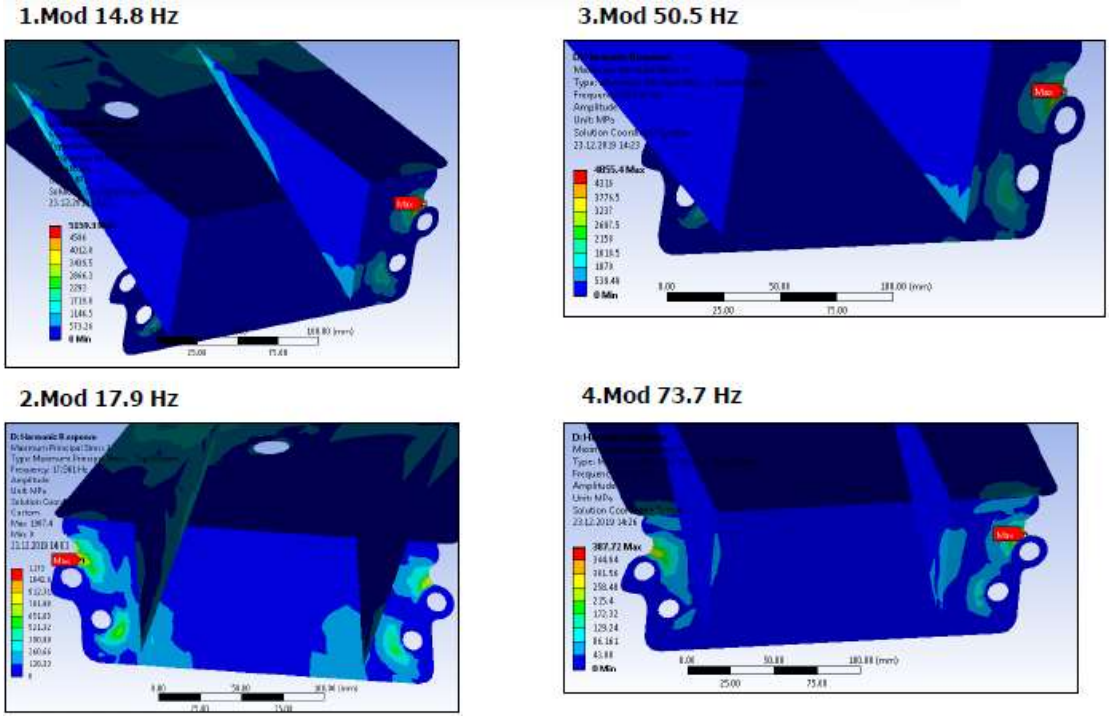
Şekil 4. Yükleme Koşulu

3. BİRİNCİ MODEL ANALİZ SONUÇLARI

Analiz programında braket üzerine motorun farklı devirlerdeki titreşimlerin simülasyonları yapılmıştır (Şekil 5). Bağlantı noktası sayısının yeterli gelmediği ve braket üzerindeki su soğutucu eşanjörünün brakete hasar verdiği görülmüştür. Braket altındaki desteklerin su soğutma eşanjörünün titreşim kaynaklı ortaya çıkardığı kuvvete karşı zayıf kaldığı ve doğru bölgelerden destek yapılamadığı tespit edilmiştir. 3g ivme yükü altında gerçekleştirilen harmonik analizin sonuçlarını göstermektedir (Şekil 6). Burada kullanılan malzeme modeli lineer kabul edildiğinden gerilmeler aşırı yüksek değerlere ulaşmaktadır. Gerçek şartlarda ise akma sınırının üstünde deformasyon artarken gerilme sabit kalacağından daha düşük gerilmeler gözlenecektir. Bu çalışma sadece karşılaştırma amaçlı yapıldığı için sayısal değerler değil birbirlerine göre değerler kritiktir. Analiz programında görülen titreşimden kaynaklı hasarın, motor bloğu üzerine cıvatalar yardımı ile bağlanan braketteki hasar incelendiğinde titreşim yorulmasından kaynaklanan durum görülmektedir.



Şekil 5. Sistemin Toplu Görünüşü



Şekil 6. Birinci Model Harmonik Analiz Sonuçları

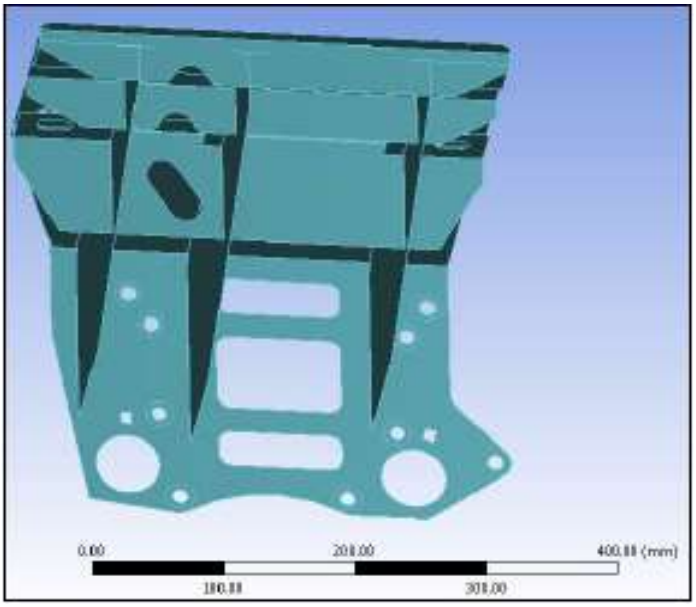
Bu hasarın gerçekleşmesinden sonra analiz programında yeni bir model üzerinde çalışılmıştır. Bu sonuçlar parça üzerine gelen yük sonucu gerilmelerin akma sınırının üzerine ulaştığını gösterdiğinden yorulma hasarı gelişimini doğrulamaktadır (Şekil 7).



Şekil 7. Braket Hasarı

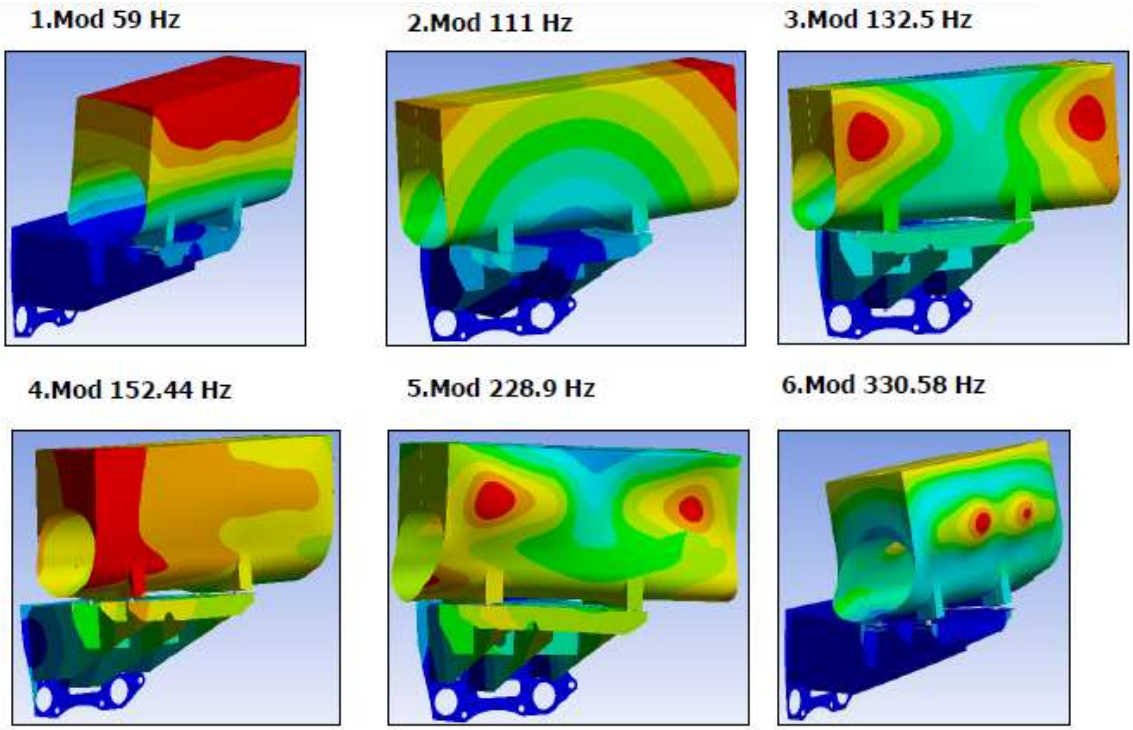
4. İKİNCİ MODEL ANALİZ SONUÇLARI

Önceki modeldeki sonuçlara istinaden yeni bir model çalışması yapılmıştır. Yeni modelde bağlantı yerlerinin motordaki titreşimlerden kaynaklı daha fazla bölgeden sabitleme yapılarak azaltılması düşünülmüştür. Eşanjörün brakete bağlantı yerlerine ek destekler koyularak braketin maruz kaldığı titreşim kaynaklı darbelerin ve gerilmelerin motor bloğundan destek alınarak önüne geçilmesi amaçlanmıştır. İlave edilen desteklerin koyulması sonucunda artan malzeme ağırlığını gidermek için yeni modelde uygun görülen yerlere hafifletme çalışması da yapılmıştır (Şekil 8).

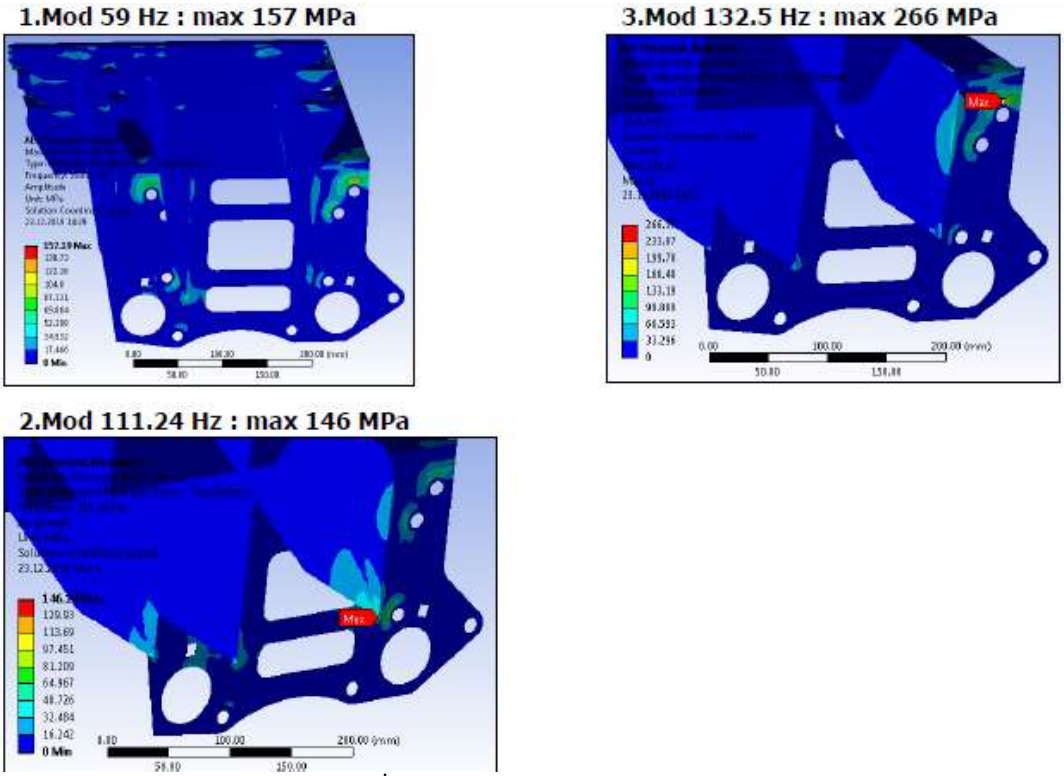


Şekil 8. Yeni Model Görünümü

Yeni model analizinde, ilk modeldeki analiz şartlarına bağlı kalarak sonlu elemanlar analiz programında iyileştirilmiş yapısal analiz sonuçlarının elde edildiği görülmüştür. Sonlu elamanlar analiz programı üzerinden alınan, analiz sonuç görüntülerinden de anlaşıldığı gibi motordaki titreşimlerin eşanjör üzerindeki deformasyonların hangi bölgelerde olabileceği saptanmıştır (Şekil 9). Eşanjörün bağlı olduğu braketin motora montajlanan bölgelerindeki gerilmelerin nerelerde oluşabileceğini analiz sonucundan görebiliyoruz (Şekil 10). Bu sonuçlara göre elde edilen iki analizdeki değerler karşılaştırıldığında ortaya çıkan iyileştirmeye göre yeni modelin 13 – 125 Hz frekans aralığından uzaklaştırılması hedefi gerçekleştirilmiştir (Tablo 2).



Şekil 9. Sistemin Toplu Görünüşü



Şekil 10. İkinci Model Harmonik Analiz Sonuçlar

Tablo 2. Analiz Sonuçları Karşılaştırma Tablosu

Frekans Modları	1.Mod (Hz)	2.Mod (Hz)	3.Mod (Hz)	4.Mod (Hz)	5.Mod (Hz)	6.Mod (Hz)
Birinci Model Analiz Sonuçları	14,8	17,9	50,5	73,7	169,6	185,8
İkinci Model Analiz Sonuçları	59	111	132,5	152,44	228,9	330,58

5. SONUÇLAR

- Motorun çalışma esnasındaki yarattığı titreşim frekansının, ilk modeldeki titreşim modunun brakete 14 – 73 Hz aralığında hasar verdiği görülmüştür. İkinci modeldeki tasarım değişikliğinin doğal frekansa iyileştirme sağladığını söyleyebiliriz.
- Analiz sonuçlarına göre doğal frekansın 59 – 152 Hz değerlerine çıktığı görülmektedir. Bu frekans aralığının yükselmesinin anlamı, yeni tasarımı yapılmış olan braketin motor titreşiminden daha az etkilendiği görülmüştür.
- Harmonik analiz sonuçlarına göre ilk modelde karşılaşılan yüksek gerilme değerlerinin, yeni modelde %35 oranında iyileştiği görülmüştür. Tasarım değişikliğinin, braketin motor titreşiminden kaynaklı hasar görme süresinin iyileştirme oranında uzayacağını söylemek mümkündür.
- Motor üzerindeki ivme ölçümleri ve çevrim sayısı belirlendikten sonra analiz çalışmalarının analiz değerlendirmeleri de tamamlanmış olacaktır.
- Sonuç olarak yeni modele uygun bir şekilde üretilmiş braketin motor üzerindeki dayanım testleri devam etmektedir. Test sonuçları ile modal analiz sonuçları karşılaştırılarak ürün uygunluğunun tespiti yapılacaktır.

TEŞEKKÜR

TÜMOSAN Motor ve Traktör Sanayi A.Ş. Motor Teknolojileri Müdürü Enishan ÖZCAN, Motor Tasarım Ekip Şefi Dr. Alen Murat KUYUMCU, Bilgisayar Destekli Mühendislik Müdürlüğü, Titreşim ve Dinamik Analiz Birimi'nden Birim Şefi Gözde TUNCER ve Analiz Mühendisi Mehmet Turgut KAHVECİ'ye destekleri için teşekkür ederim.

KAYNAKLAR

[1] ŞIK Ahmet (2013) "Taşıt Jantlarının Yapısal Analiz İle Yorulma Dayanımının Belirlenmesi" Gazi Üniversitesi

[2] MAVUŞOĞLU Burak (2013) "Hava Tüpü Braketleri Yapısal Dayanım Analiz ve Testi" Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi

[3] Huang, l., Agrawal, H., Kurudiyara, P. (1998) "Dynamic Durability Analysis of Automotive Structures." SAE Technical Papers 980695

[4] Yaman M. (2012) "Hafif Ticari Bir Araç Jantının, Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması ve Doğrulanması" , Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi

[5] DIN EN 10025-2-2019, "Hot rolled products of structural steels.", 2019.

GAZETELİK SACININ OPTİMUM BOYUTLARININ BULUNMASI

Mustafa YILDIZ[1] Hüseyin ÖZKAYA[2]

[1]ISRINGHAUSEN-AUNDE TEKNİK, Demirtaş Dumlupınar, Tasarım Bölümü, 16369 Bursa

ABSTRACT

Ürün tasarım adımının; ürün maliyeti, kalitesi, imalat işlemleri, kullanım ve bakım maliyeti üzerinde doğrudan etkisi vardır. Bu nedenle, ürün tasarım sürecinde, optimum tasarımın elde edilmesi gerekmektedir. Böylece maliyetin düşürülmesi, kalitenin artırılması ve toplam ürün üretim süresinin düşürülmesi amaçlanmaktadır. Bu çalışmada araçların koltuk sisteminde kullanılan Gazetelik sacına topoloji optimizasyonu yapılarak optimum boyutları bulunmuştur.

Keywords: Topoloji Optimizasyonu, Gazetelik Sacı

1. GİRİŞ

Bir makinenin veya onu oluşturan herhangi bir parçasının fonksiyonunu beklenilen seviyede yapmasını ve ömrünü istenilen sürede tamamlamasını sağlamak için konsept tasarım seçenekleri içinden optimum düzeyde olanı seçilmelidir. Tasarımı yapılan ürünün kendisinden beklenilen görevi yerine getirmesi yanında ekonomik olması da çağımızın rekabet şartlarında önem arz etmektedir. Bu sebeple, kullanılabilir hale gelmiş ürünün mümkün olduğu kadar kendi özelliklerine benzer tasarlanması gerekmektedir. Mühendislik tasarımları, görev ve ekonomik unsurların bileşkesidir. Tasarım maliyeti artıracak şekilde aşırı emniyetli veya maliyete azaltacak şekilde emniyetsiz yapılmamalıdır. Sağlıklı olan iki açıdan da optimum olanı tasarlamaktır.

Parça tasarım aşaması, parça ömrü içinde maliyet açısından en etkili olan aşamadır. Parçanın toplam ömrü maliyetinin %80-90'ının tasarım aşaması sırasında belirlendiği düşünülürse, etkin imalat açısından amaçlanan nokta, tasarım aşamasında istenen kriterleri sağlayan ürünlerin tasarlanmasıdır. Tasarım aşamasında alınan kararlar ürün maliyeti ve pazara sunum süreleri üzerinde etkili olmaktadır. Tasarım aşamasında yapılacak hatalar ürünün maliyetini ve pazara sunum sürelerini artırmaktadır. Bu nedenle alternatif tasarımlar içinde optimum olanın seçilmesi üretim açısından çok önem taşımaktadır.

Bu araştırmanın amacı; ürün tasarım sürelerini azaltmak ve istenen kriterleri sağlayan en iyi ürün tasarım modelini elde etmek için malzeme dağılımını esas alan bir optimizasyon tekniğini uygulamaktır. Bu kapsamda araçların koltuk sistemlerinde kullanılan gazetelik sacında topoloji optimizasyonu yapılmıştır.

2. OPTİMİZASYON METODLARI

Tasarım optimizasyon problemlerinin çözümü için değişik analitik ve sayısal çözüm yöntemleri geliştirilmiştir (Steen ve Niels vd. 1989). Literatürde tasarım optimizasyonu ile ilgili çeşitli çalışmalar bulunmaktadır (Torsten, 1989; Jean, 1999; Kaya ve Öztürk, 200; Yıldız ve Kaya, 2001). Bilgisayar desteği ile optimizasyon konularında son yıllarda malzeme dağılımını temel alan optimizasyon yöntemleri kullanılmaya başlanmıştır. Bu yöntemlerden birisi yapısal topoloji optimizasyonudur.

Yapısal topoloji optimizasyon metotları literatürde ilk olarak 1904 yılında yayınlanmıştır (Michell, 1996). Topoloji optimizasyonunun temel mantığı, optimizasyonu yapılacak parçanın dış boyutlarında herhangi bir değişiklik olmaksızın, parçanın rijitliğini artıracak şekilde belirli bölgelerden malzeme boşaltılması esasına dayanır. Topoloji optimizasyonun amacı, kompliansı minimum (rijitliği maksimum) yapan ya da doğal frekansı maksimum yapan en iyi malzeme dağılımını bulmaktır. Topoloji optimizasyon problemlerinin çözümünde büyük kolaylık sağlayan homojenleştirme metodu 1988 yılında Bendsoe ve Kikuchi tarafından geliştirilmiştir (Bendsoe ve Kikuchi, 1988). Topoloji optimizasyon problemlerinin çözümünde yaygın olarak kullanılan diğer bir yöntem olan malzeme dağılım metodu ise R.J. Yang ve C.H. Cuhang tarafından 1993 yılında geliştirilmiştir (Yang ve Chuang, 1993).

2.1. Homojenleştirme Metodu

Homojenleştirme metodu, 1988 yılında Kikuchi ve Bendsoe tarafından geliştirilmiştir (Bendsoe ve Kikuchi, 1988). Homojenleştirme metodu, kriter ve kısıtlayıcılar sağlanırken elastik tasarım alanındaki optimum malzeme dağılımının

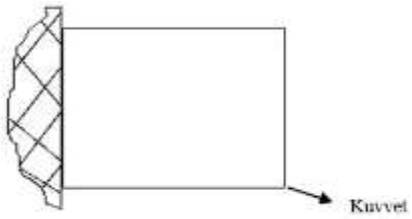
bulunmasını gerektirir. Homojenleştirme metodunda, tasarım değişkeni olarak malzeme yoğunluğu, amaç fonksiyonu olarak rijitlik maksimizasyonuna eşdeğer olan komplians minimizasyonu ya da doğal frekans maksimizasyonu ve kısıtlayıcı fonksiyon olarak da malzeme azalması seçilmektedir. Bu metoda göre bir mikroyapı; malzeme içermeyen (delik büyüklüğü =1), izotropik malzeme içeren (delik büyüklüğü= 0) ve ortoropik (0 <delik büyüklüğü <1) malzeme içeren genelleştirilmiş gözenekli malzeme olmak üzere üç grupta sınıflandırılır. Boşluk, gözenek ve katı mikroyapıların dağılımı bir yapının topolojisini gösterir.

2.2. Malzeme Dağılım Metodu

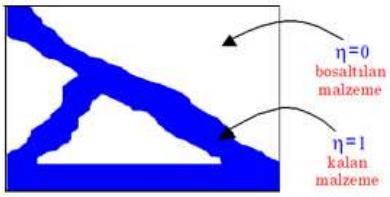
Malzeme dağılım metodu 1993 yılında R.J. Yang ve C.H. Chuang tarafından geliştirilmiştir (Yang ve Chuang, 1993). Homojenleştirme metodundan farklı olarak; her bir sonlu elemanın yoğunluğunu tasarım değişkeni olarak kabul edilir. Homojenleştirme metoduna benzer şekilde bu metotta da topoloji tasarımı için amaç, rijitliğin maksimum olmasına eşdeğer olan kompliansı minimize etmektir.

3. BİLGİSAYAR DESTEKLİ OPTİMİZASYON

Bu çalışmada malzeme dağılım yöntemi ve analizler için Hyperworks programı kullanılmıştır (Ansys, 2001). Malzeme dağılımının optimizasyonu ile ilgili örnek bir uygulama şekil 1' de verilmiştir. Ankastre kirişin optimizasyon çalışmasıyla yeni bir yapı elde edilmiştir. Bu örnekte, amaç fonksiyonu olarak kompliansın minimizasyonu, kısıtlayıcı olarak hacmin %60 azalması seçilmiştir. Topoloji optimizasyonu sonucunda $\eta=0$ ile gösterilen bölge boşaltılması önerilen bölgeyi, $\eta=1$ ile gösterilen bölgede optimizasyon sonucu kalacak bölgeyi göstermektedir.



Şekil 1. Sınır şartları



Şekil 2. Topoloji optimizasyonu sonrası şekil

Malzeme dağılımını esas alan topoloji optimizasyonu işlem adımları aşağıda verilmiştir.
Adım1: Parça modelinin oluşturulması

Adım2: Eleman tipinin seçilmesi

Adım3: Optimizasyon yapılacak ve yapılmayacak kısımların belirlenmesi.

Adım4: Sınır şartlarının uygulanması

Adım5: Optimizasyon işleminin kontrolü

Adım6: Sonuçların görüntülenmesi,

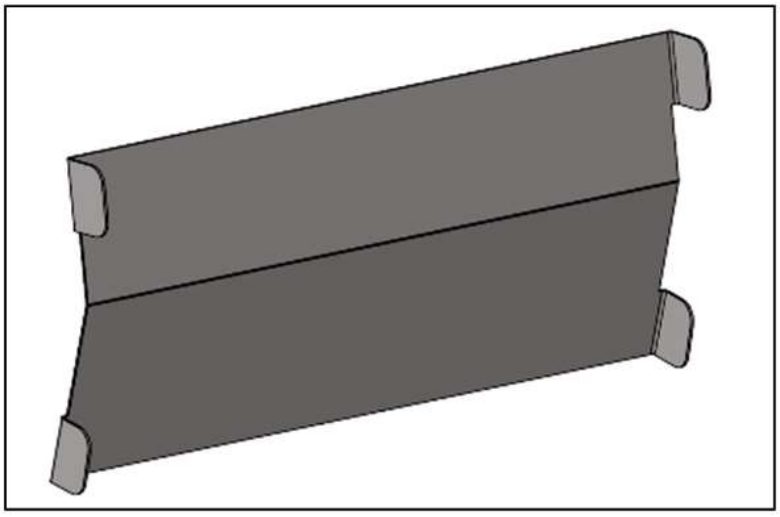
Topoloji optimizasyonu sonucu oluşan gazetelik sacı yeni modelinde fonksiyonel tasarım çalışması yapılmıştır. Fonksiyonel tasarım için Unigraphix NX programı kullanılmıştır (I-DEAS, 2001).

4. ÖRNEK ÇALIŞMA

Bu çalışmada örnek uygulama parçası olarak gazetelik sacı alınmıştır. Optimizasyon işlemi takip eden alt bölümlerde anlatılmıştır.

4.1 Gazetelik Sacı Topoloji Optimizasyonu

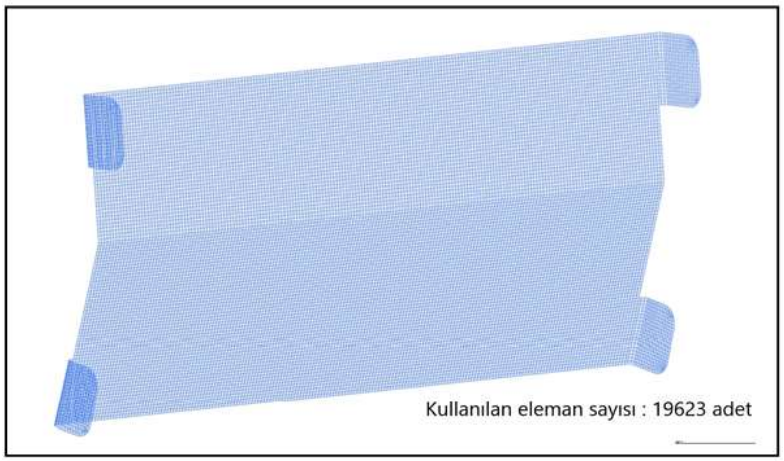
Koltuklarda kullanılan gazetelik sacının amacı; koltuklara yapılan ECE R80 testinde uygulanan kuvvetlere mukavemet sağlaması ile gazetelik filesinin montajı için kullanılmaktır (Stockel vd., 2000). Topoloji optimizasyon çalışmasına, ilk taslak parçanın geometri modelinin yüzey temizlemesi ile başlanmıştır (şekil 3). Şekil 4' de sonlu elemanlar modeli görülmektedir.



Şekil 3. Gazetelik sacı optimizasyon öncesi geometrisi

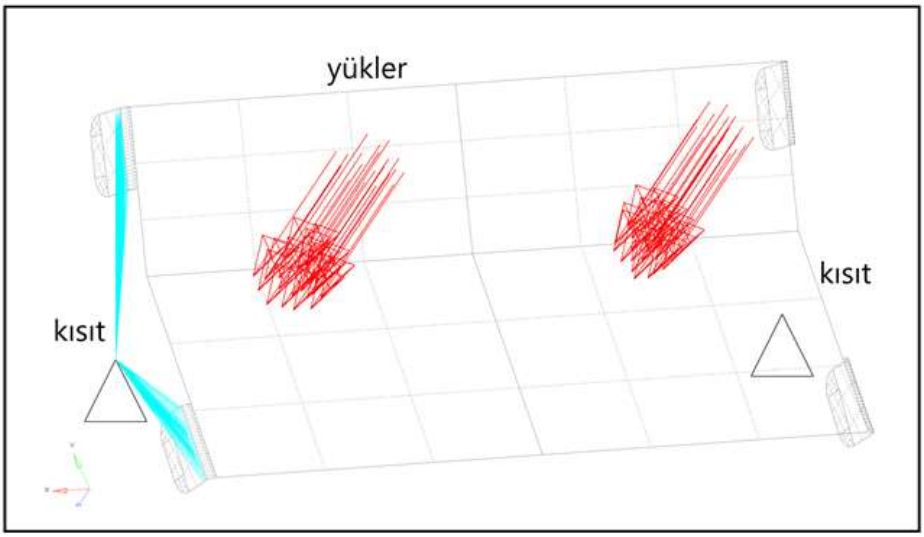
Tablo 1. Gazetelik sacı için analiz öncesi kütle ve hacim değerleri

Kütle (kg)	Hacim(mm^3)
0.913	116321.317



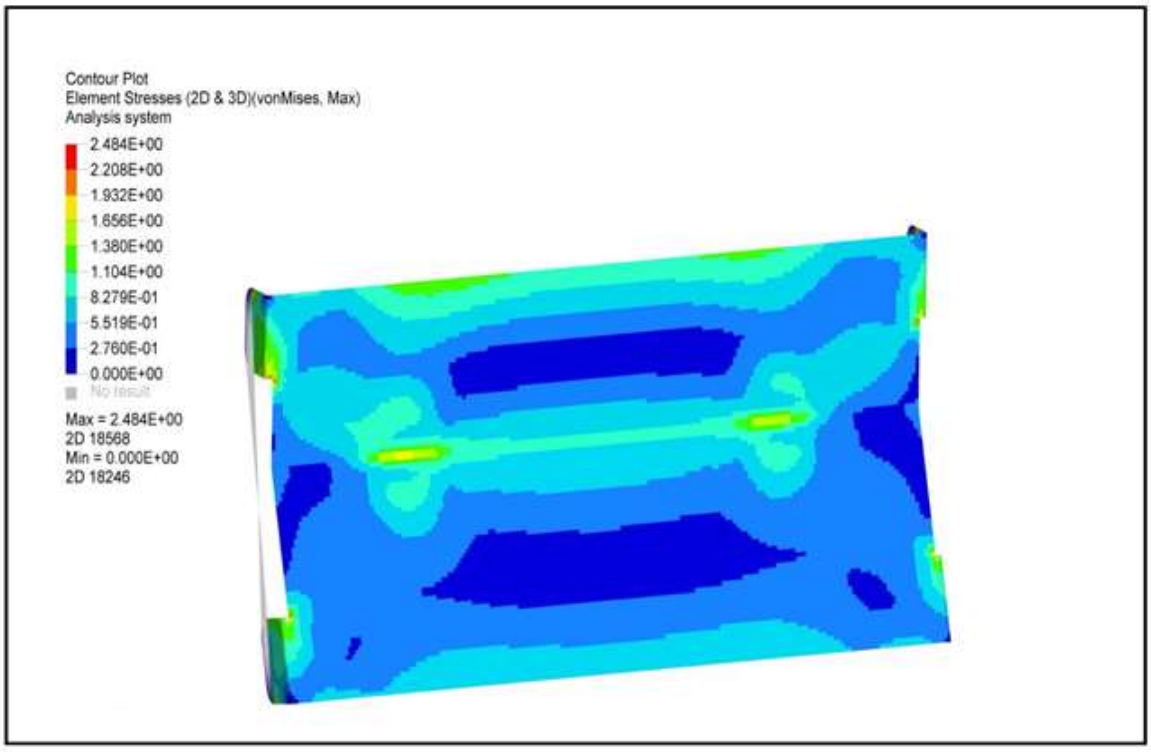
Şekil 4. Gazetelik sacı sonlu elemanlar modeli

Gazetelik sacının sonlu elemanlar modelini oluşturmak için 19623 adet 2mm kabuk eleman kullanılmıştır.



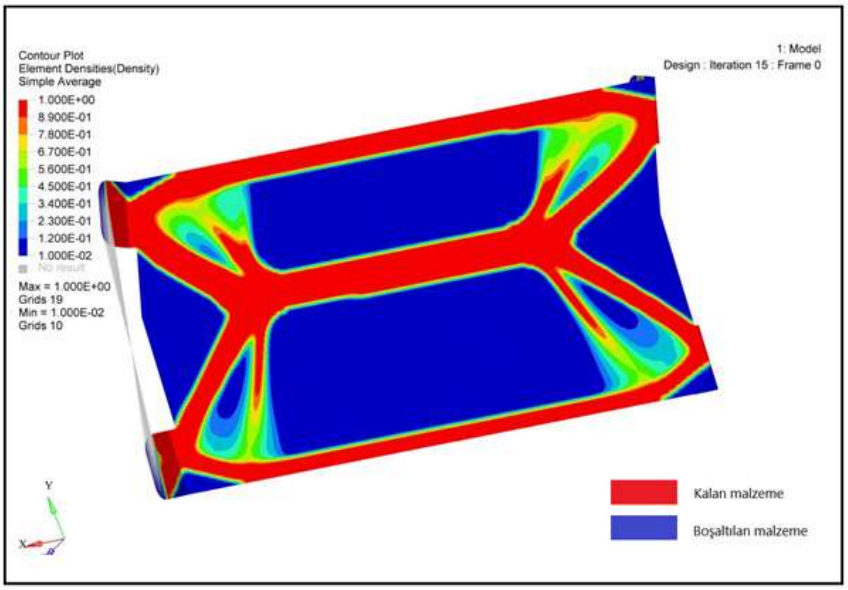
Şekil 5. Sınır şartları

Kaynak noktalarından olmak üzere x,y,z eksenlerinde dönme ve öteleme olarak toplam 6 adet kısıtlama verilmiştir.



Şekil 6. Gazetelik sacı üzerindeki Von- Mises gerilme dağılımları

Amaç fonksiyonu olarak komplians minimizasyonu, kısıtlayıcı olarak %60 hacim azalması seçilmiştir.



Şekil 7. Topoloji optimizasyonu sonrası malzeme dağılımı

Boşaltma işlemi yapılarak, parçanın mevcut sınır şartlarında analizi yapılmıştır. Analiz sonucunda oluşan maksimum gerilme ve yer değiştirme değerleri ile parçanın kütle ve hacim değerleri tablo 2 de verilmiştir.

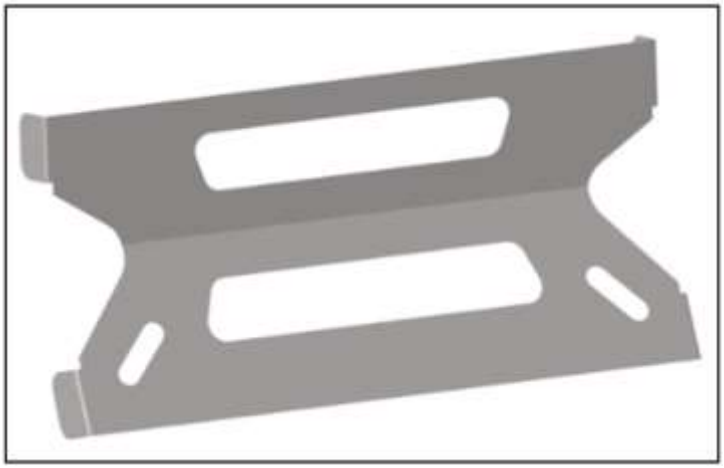
Tablo 2. Gazetelik sacı için analiz sonuçları

Kütle (kg)	Hacim (mm^3)	Maksimum Gerilme (N/mm^2)	Maksimum yer değiştirme (mm)
0.449	56681.382	2.484	0.01131

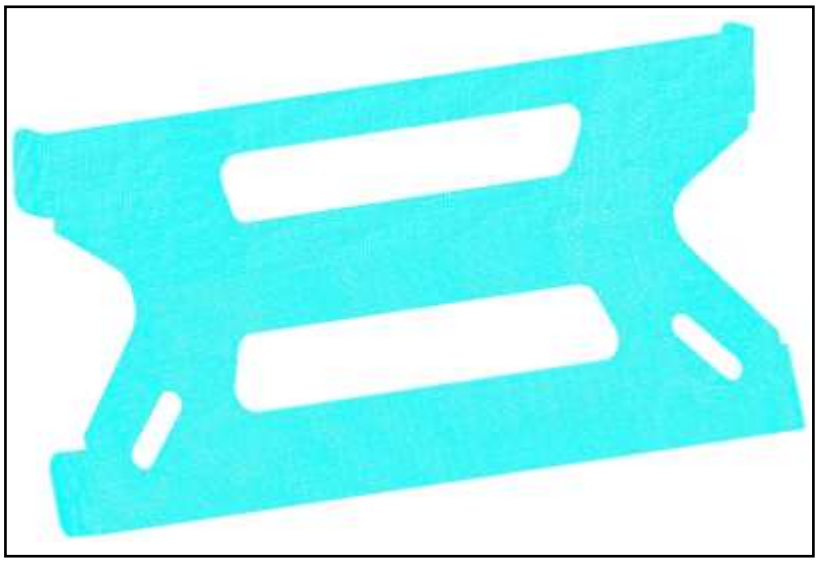
4.1 Gazetelik Sacı

Fonksiyonel Tasarım Değişikliği

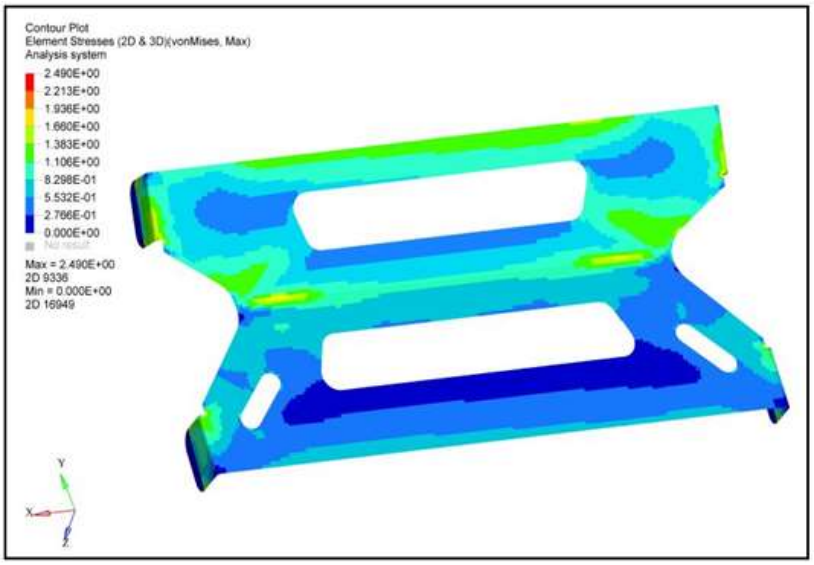
Fonksiyonel tasarım değişikliği için estetik tasarım ve hassasiyet yaklaşımı kullanılmıştır. Gazetelik sacı dayanımının yanında yüzey alanı da önemli olduğu için parçada tasarımsal değişiklik yapılmıştır.



Şekil 8. Fonksiyonel tasarım değişikliği yapılmış gazetelik sacı



Şekil 9. Fonksiyonel tasarım değişikliğine uğrayan gazetelik sacı' nın sonlu elemanlar modeli



Şekil 10. Fonksiyonel tasarım yapılmış gazetelik sacı' nın üzerindeki Von- Mises gerilme dağılımları

Tasarım değişikliği yapılan gazetelik sacı' nın analiz sonucunda ortaya çıkan kütle, hacim ve Von- Mises gerilme dağılımları değerleri, tablo 3' de olduğu gibidir.

Tablo3. Tasarım değişikliği yapılan gazetelik sacı için Lineer Statik Analiz sonuçları

Kütle (kg)	Hacim (mm^3)	Maksimum gerilme (N/mm^2)	Maksimum yer değiştirme (mm)
0.679	86592.163	2.49	0.01964

SONUÇLAR

Sonuç olarak gazetelik sacı ilk tasarım modelinin başlangıç şartlarına göre %50,82 Fonksiyonel tasarımdan sonra %25,63 kg kütlesi azaltılmış, maksimum gerilme değeri %0.24 artmış ve yer değiştirmesi %42,41 artmıştır. Gazetelik

sacı modeliyle ilgili optimizasyon öncesi ve sonrası elde edilen sonuçlar tablo 4 de karşılaştırılarak verilmiştir. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar, malzeme dağılımını temel alan optimizasyon yaklaşımının koltuk elemanlarının tasarımında kullanımının katkılarını göstermektedir. Ancak, bu çalışmada elde edilen sonuçların doğruluğunu kontrol etmek için test laboratuvarlarında ve taşıt üzerinde gerçek yol şartlarında parçanın test edilmesi gerekmektedir.

Tablo 4. Fonksiyonel tasarım yapılmış gazetelik sacı' nın üzerindeki Von- Mises gerilme dağılımları

Gazetelik Sacı	Maksimum Gerilme (N/mm^2)	Maksimum yer değiştirme (mm)	Kütle (kg)
Başlangıç	0	0	0.913
Topoloji Optimizasyonu Sonrası	2.484	0.01131	0.449
Tasarım Değişikliği Sonrası	2.49	0.01964	0.679
Değişim	+% 0.24	+% 42.41	-% 25.63

TEŞEKKÜR

Bu çalışmaya katkılarından dolayı ISRINGHAUSEN TASARIM ekibine teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

[1] K. Steen, O. Niels and R. John, Concept of an optimisation system, Computer Aided Optimum Design of Structures Springer, p.79-88, 1989.

[2] B. Torsten, Application of structural optimisation software in the design process, Computer Aided Optimum Design of Structures, Springer, p. 13-22, 1989.

[3] T. Jean, CAD meets CAE, Mechanical Engineering, Vol. 121, No. 10, p. 66-70, 1999.

[4] Kaya ve Ferruh Öztürk, Bir taşıt elemanının hassasiyet analizi ile şekil optimizasyonu, YA/EM 2000 Yöneylem araştırması ve endüstri mühendisliği XXI. Ulusal kongresi, KKTC.

[5] Ali R. Yıldız, Necmettin Kaya ve Ferruh Öztürk, Kalıp üretim metodu modernizasyonu için kalıp tasarım optimizasyonu, Makine Tasarım ve İmalat Teknolojileri Kongresi, Konya, Kasım 2001.

[6] A. G. M. Michell, The limits econmy in frame structures. Philo. Mag. Sect. 6, 8, 589, 1996

[7] M. P. Bendsoe ve N. Kikuchi, Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method. Comput. Meth. Appl. Mech. Engng 71, 197-224, 1988.

[8] R.J. Yang ve C.H. Chuang, Optimal topology design using lineer programming. Structural Optimization,Vol.68, p.265-290, 1993.

[9] Ansys 5.7, Help, Swanson Analysis Systems Inc., USA, 2001.

[10] I-DEAS, Help, I-DEAS Master Series, SDRC-Structural Dynamics Research Corporation, Milford, USA, 1998.

[11] Stockel M.W, Stockel M.T and Johanson C, Auto Fundementals, Illinois,The Goodheart-Willcox Company, Inc., 2000.

OPTIMIZATION OF MOLDING PARAMETERS BY TAGUCHI METHOD TO MINIMIZE WARPAGE AND SINK MARKS

İsmail Akkurt, Erkan Pekçakar

[1, 2] Research and Development Center, Ford OTOSAN, 34885 Sancaktepe, İstanbul, Türkiye
[1]Corresponding author: İsmail Akkurt, E-mail: iakkurt@ford.com.tr

ABSTRACT

Plastic injection is popular but complex process including numerous factors affecting the quality of injection. This paper presents a study to optimize mold injection parameters to improve warpage and sink marks - two of the most common problems in plastic injection. The main purpose is to optimize the parameters at design level and achieve the best injection at first trial of physical production. Design, filling time, packing pressure, packing time, mold temperature, and melt temperature are examined to obtain the best set of combination by Taguchi method. Different rib maps and rib types are used to obtain different designs. The contribution of each effect are presented in ANOVA tables. It is found that packing time and melting temperature have considerable effect on maximum sink mark depth while rib design and melting temperature are major factors for warpage. The results of warpage and sink mark depth are combined and the best set of combination for both warpage and sink mark is determined as follows: Design (A2 type of rib), filling time (1s), packing pressure (80%), packing time (10s), mold temperature (50°C) and melting temperature (250°C).

Keywords: Mold flow, plastic injection molding, sink mark depth, warpage, Taguchi method, ANOVA, optimization.

1. INTRODUCTION

The plastic injection has never been more popular in automotive industry with the competition in the market. The demand for plastic injection will continue to increase because of main advantages of plastic injection parts. The advantages are variety of design especially for interior, cost, weight, manufacturability for complex designs with narrow tolerances and consistency in mass production. Plastic injection as complex process includes numerous factors affecting the quality of injection: injection speed, injection pressure, mold temperature, melt temperature, packing pressure, packing time, number of gates, dimensions and designs of the gates, cooling temperature, cooling time in injection molding, design of the parts etc. Warpage and sink marks are common problems for plastic injection and they are affected by injection parameters. Warpage is the dimensional deviation from the cavity in mold where the surface is different than desired shape after production. Warpage is stemmed from molded-in residual stresses. Although sink marks do not have any effect on strength of the part, they are the surface defects of plastic injected parts which are not acceptable for visible surfaces. To reduce warpage and sink marks after physical tool is expensive and inefficient. Thanks to CAE tools, it is possible to simulate the thermal model of molding process and optimize the injection parameters before tool manufacturing. High number of effective parameters requires to run high number of simulations. Statistical methods are useful to decrease the number of simulations and calculate the contribution of each molding parameter and to find the best set of process parameters.

In literature, Shih-Jung et al. (2000) [1] used Taguchi method to reduce the experimental runs and to minimize the sink marks in injection-molded thermoplastic parts. The results of 27 physical experiments conducted with an 80-ton reciprocating injection-molding machine are used in experimental-parameter-design method. Five different process parameters with three levels are investigated. Rib corner geometry and rib width are found as the most effective factors for sink marks.

In addition to mold design and fabrication, Tang et al. (2009) [2] designed experimental matrix to reduce warpage of communication and electronic products by Taguchi approach. They examined nine experiments to reach the optimum values of four injection parameters. The percentage effect of each parameter was tabulated in ANOVA table. The simulation except for packing pressure was correlated by physical experiment.

The simulation model in C-MOLD was developed to optimize the effective factors to solve warpage problem on the injection of thin shell parts by M. C. Huang and C. C. Tai in 2001 [3]. Taguchi orthogonal array with 27 experiments simulated in finite element methods was used to calculate the interaction of parameters and the results were presented in ANOVA table.

Shayfull et al. [4] studied on the effect of differences of core and cavity temperature during injection of thin shell part to minimize the warpage. Cavity temperature, melt temperature, core temperature, filling time, packing temperature and packing pressure were the main factors investigated by statistical methods. In contrast to Huang and Tai, who found packing pressure as the biggest contributor, cavity temperature was found as the most significant contributor of warpage.

Effective injection parameters were investigated by Taguchi method to find out the optimum parameters for shrinkage by Zahid et al. [5]. Different sets of optimum parameters were found with and without consideration of interaction effect and melting temperature is found as the most critical controllable factor to minimize shrinkage.

The purpose of the paper is to achieve optimum parameters for sink marks and warpage before the production of the tool and get the best quality of the product at first production by the help of the CAE tools and statistical methods. The hand brake bezel as plastic injection part is modeled and examined in this paper. The tool includes two matching parts and both parts are investigated. The assembly of the part on the vehicle and cooling system used in the model and in the physical production is shown in Fig. 1. The part in dark orange is the first part and the part in light orange is the second part.

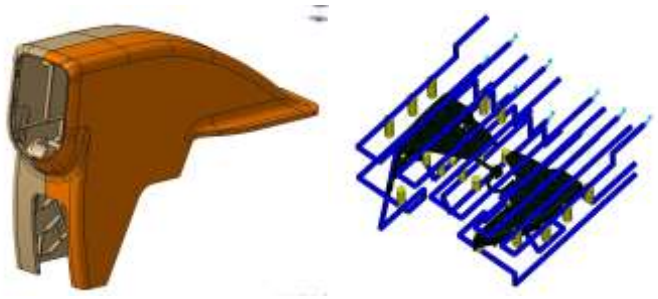


Figure 1. Hand brake bezel and cooling system of the model

Starting with the study of Shayfull et al., this work presents a detailed investigation to find out the percentage effect of each parameter on warpage. Sink marks similarly to Shih-Jung et al. are investigated in this study but mold flow simulations are used instead of physical production. Filling time, packing pressure, packing time, mold temperature, and melt temperature are investigated as the main factors. Structure and sequence of ribs are also effective for warpage and sink marks. Therefore, design of plastic part is also selected in addition to process control parameters. Two different types and different arrays of ribs are used to obtain different rib designs. To consider design as input of Taguchi approach is one of the difference from the literature. The sets of simulations are determined by Taguchi method first. The analysis of each set of experiment are then run in mold flow simulation CAE tool, Autodesk Moldflow Plastic Insight.

The optimum factors for each characteristic are found by analysis of signal to noise (S/N) ratio in Taguchi method. ANOVA table is built to obtain the percentage contribution effect. Warpage and sink mark are measured on the physical parts to validate simulation results by physical production.

2. OPTIMIZATION OF PLASTIC INJECTION PARAMETERS USING TAGUCHI METHOD

2.1. Selection of Factors and Factor Levels

There are many factors affecting aesthetic quality and strength of the plastic part. Shrinkage is the main cause of increase in residual stresses and warpage is affected by unbalanced shrinkage as well. Therefore, the factors affecting shrinkage are also considered in addition to warpage and sink marks. 5 process control parameters are selected as variable in this study and these parameters are the most common parameters for mold flow in the literature.

Structure of ribs are effective for shrinkage and sink marks. The thickness increase also leads to shrinkage and sink marks. However, thin parts has tendency to warpage. Therefore, the design is also examined as one of the control factors. There are infinite numbers of design variations but two different designs only obtained by different ribs are used to obtain different design levels as A1 and A2. When compared to A2, A1 has higher number of the ribs, smaller rib height. The map of rib is also different. A1 has more symmetrical rib array while the ribs of A2 are arranged in an order through the corners. The rib thickness and any other feature are the same for both designs. A1 is higher than A2, is smaller. The visual difference in designs is shown in Fig. 2.

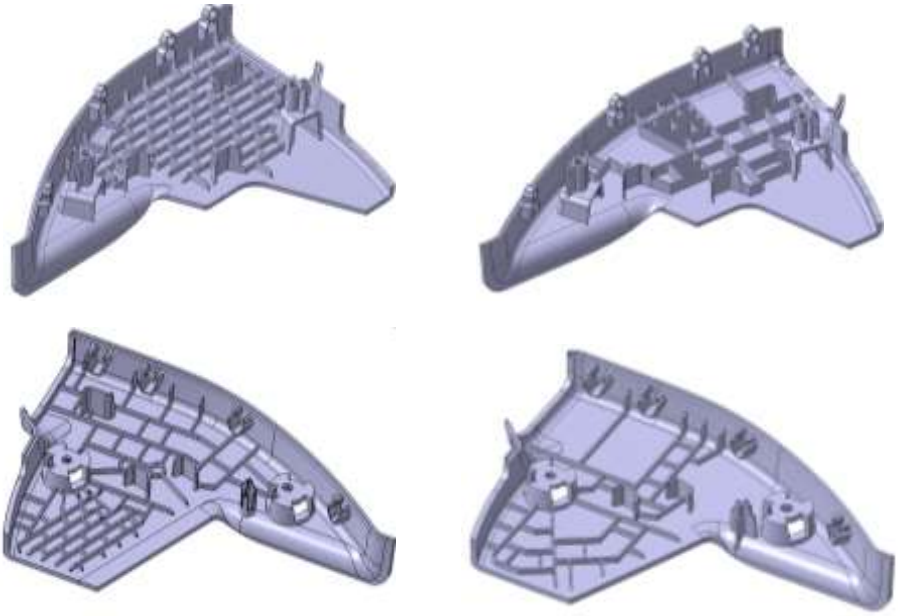


Figure 2. Comparison of two rib desings (A1 vs A2) for both matching parts (first and second)

Filling time is significant for injection process since it determines the cycle time. Injection velocity is reversely related with filling time. There is no linear relationship between shrinkage and injection velocity but shrinkage can increase when cavity fills too quickly. When higher injection speed also induces hotter wall temperature, too low injection velocity results in cooling during filling phase.

One of the important process parameter for any injection molded part is mold the temperature. Insufficient mold temperature causes early solidification with different rates due to the mechanical and thermal stress. The temperature difference of upper and lower surfaces of mold leads to unbalanced shrinkage. Increase in mold temperature only is not sufficient to obtain uniform shrinkage since cooling time should increase as well.

Internal stress and shrinkage increases as melt temperature decreases until a certain point due to decrease in viscosity and packing pressure. However, the temperature at the end of flow should be close to the melt temperature at the entrance of the cavity. Packing pressure and packing time can reduce warpage and shrinkage but it does not automatically mean that high packing pressure and time will totally prevent shrinkage. Therefore, optimization among parameters (melt temperature, packing pressure and packing time) is required to prevent excessive warpage.

3 levels of injection molding parameters and 2 levels of designs are tabulated Table 1.

Table 1. Effective injection molding parameters and their levels

Factor	Parameter	Unit	Level 1	Level 2	Level 3
A	Design	-	A1	A2	
B	Filling time	s	1	1.3	1.5
C	Packing Pressure	%	70	80	85
D	Packing Time	s	6	8	10
E	Mold Temperature	°C	40	45	50
F	Melting Temperature	°C	240	250	260

The physical molding production is performed with a 250-ton injection molding machine and optimum parameters to check the accuracy of mold flow simulations. The warpage and maximum sink mark depth are measured by comparing the laser scan with 3D data. Three main points are determined to measure warpage like and the difference between the point E and the line through D and F are used to obtain the warpage. The same methodology is used for back to back comparison of both simulation and physical experiments. This methodology is close to one examined by Tang et al. [2] but with laser scan instead of measurement with gauge.

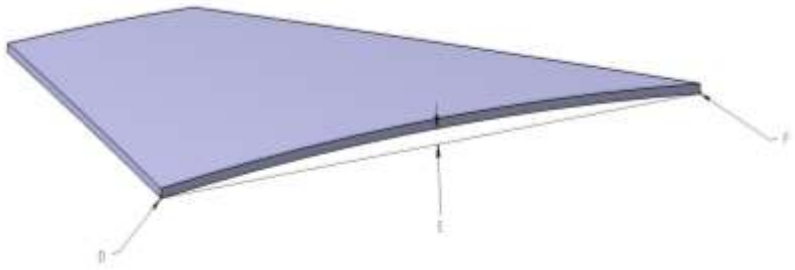


Figure 3. Warpage measurement methodology shown on second part

Warpage, w_i is calculated from the following equation [2]:

$$w_i = w_{E,i} - \frac{(w_{D,i}+w_{F,i})}{2} - t_i \quad (1)$$

where $w_{D,i}$, $w_{E,i}$ and $w_{F,i}$ are the coordination of the certain points on the surface and t_i is the thickness in the middle of this region.

2.2. Sets of Design Parameters

Taguchi approach is used to find out the best set of injection parameters and optimum design. There are three categories for quality of characteristic in Taguchi method: smaller is better, nominal is better and higher is better. Smaller is better is used for sink mark depth and warpage. The simulations of injection process using Autodesk Moldflow Plastic Insight software are carried out for the results of each trial. The software uses finite element method to simulate thermal model of mold flow using mathematical functions. 208436 triangle meshes are used in the model. Surface area of model except for mold blocks and cooling channels is equal to 1261.4 cm^2 and the volume by elements is 154534 cm^3.

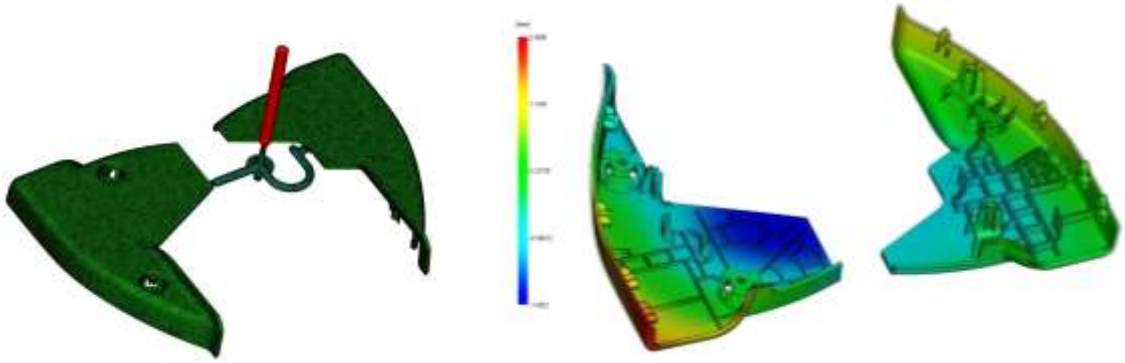


Figure 4. Mesh of the part modelled in Moldflow Plastic Insight, Example warpage analysis result

Table 2. Sets of DOE using L18 orthogonal array in Taguchi approach

	Injection Molding Parameter Levels					
Trial Number	Design	Filling Time	Packing Pressure	Packing Time	Mold Temperature	Melting Temperature
1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	2	2	2	2
3	1	1	3	3	3	3
4	1	2	1	1	2	2
5	1	2	2	2	3	3
6	1	2	3	3	1	1
7	1	3	1	2	1	3
8	1	3	2	3	2	1
9	1	3	3	1	3	2
10	2	1	1	3	3	2
11	2	1	2	1	1	3
12	2	1	3	2	2	1
13	2	2	1	2	3	1

14	2	2	2	3	1	2
15	2	2	3	1	2	3
16	2	3	1	3	2	3
17	2	3	2	1	3	1
18	2	3	3	2	1	2

2.3. Taguchi Approach for Warpage

The signal to noise ratio(S/N) is used to calculate the sensitivity of each factor. The higher S/N ratio implies higher effect on the result. The following equations are used to calculate mean square deviation (MSD) and S/N ratio for the-smaller-the-better quality characteristics:

$$MSD = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} z_i^2 \quad (2)$$

$$SN = -10\log(MSD) \quad (3)$$

where n is the number of trials and z_i is the calculated warpage and maximum depth of sink marks in mm. The results of S/N ratio is tabulated in Table 2. The mold has two matching parts. Warpage results of second part only are tabulated since warpage on part 1 is considerably smaller as seen in Fig. 4. However, the results sink marks are close on both parts. Therefore, sink marks on both parts are examined. All the results of mold flow analysis and calculated S/N ratios for warpage depth and sink mark depth are tabulated in Table 3.

Table 3. Sets of DOE using L18 orthogonal array in Taguchi approach

	Injection Molding Parameters						Warpage on Part 2		Second Part Maximum Sink mark Depth		First Part Maximum Sink mark Depth	
Trial Number	A	B	C	D	E	F	Calculated warpage (mm)	S/N Ratio (dB)	Calculated Sink marks (mm)	S/N Raito (dB)	Calculated Sink marks (mm)	S/N Raito (dB)
1	1	1	1	1	1	1	1.430	-3.107	0.24	12.396	0.25	12.041
2	1	1	2	2	2	2	0.750	2.499	0.24	12.396	0.27	11.373
3	1	1	3	3	3	3	1.550	-3.807	0.27	11.373	0.29	10.752
4	1	2	1	1	2	2	1.250	-1.938	0.27	11.373	0.28	11.057
5	1	2	2	2	3	3	0.620	4.152	0.26	11.701	0.30	10.458
6	1	2	3	3	1	1	1.800	-5.106	0.23	12.765	0.23	12.765
7	1	3	1	2	1	3	1.635	-4.270	0.23	12.765	0.29	10.752
8	1	3	2	3	2	1	1.620	-4.190	0.21	13.555	0.24	12.396
9	1	3	3	1	3	2	0.500	6.021	0.24	12.396	0.3	10.458
10	2	1	1	3	3	2	0.135	17.393	0.04	27.959	0.04	28.636
11	2	1	2	1	1	3	0.395	8.068	0.28	11.057	0.30	10.458
12	2	1	3	2	2	1	0.325	9.762	0.25	12.041	0.25	12.041
13	2	2	1	2	3	1	0.445	7.033	0.26	11.701	0.26	11.701
14	2	2	2	3	1	2	0.113	18.977	0.04	29.119	0.04	27.959
15	2	2	3	1	2	3	0.365	8.754	0.30	10.458	0.30	10.458
16	2	3	1	3	2	3	0.405	7.851	0.28	11.057	0.28	11.057

17	2	3	2	1	3	1	0.315	10.034	0.27	11.373	0.26	11.701
18	2	3	3	2	1	2	0.455	6.840	0.27	11.373	0.26	11.701

Using S/N ratios, level of each factor is calculated. The levels of selected factors are tabulated in Table 3. The calculations for facto B, filling time on warpage of second part are shown as example in Eqs. (4), (5) and (6):

$$Level_1 = \frac{S/N_1+S/N_2+S/N_3+S/N_{10}+S/N_{11}+S/N_{12}}{6} = \frac{-3.107+2.499-3.807+17.393+8.068+9.762}{6} = 5.135 \quad (4)$$

$$Level_2 = \frac{S/N_4+S/N_5+S/N_6+S/N_{13}+S/N_{14}+S/N_{15}}{6} = \frac{-1.938+4.152-5.106+7.033+18.977+8.754}{6} = 5.312 \quad (5)$$

$$Level_3 = \frac{S/N_7+S/N_8+S/N_9+S/N_{16}+S/N_{17}+S/N_{18}}{6} = \frac{-4.270-4.190+6.021+7.851+10.034+6.840}{6} = 3.714 \quad (6)$$

The calculations are repeated for each set of parameters. The difference among S/N ratios are used to rank the parameters. All levels of factors for warpage is shown in Table 4.

Table 4. S/N response table for warpage

	Mean S/N Ratio (dB)				
Factor	Level 1	Level 2	Level 3	Difference	Rank
Design	-1.083	10.524	-	11.606	1
Filling time	5.135	5.312	3.714	1.598	5
Packing Pressure	3.827	6.590	3.744	2.846	4
Packing Time	4.639	4.336	5.186	0.851	6
Mold Temperature	3.567	3.790	6.804	3.237	3
Melting Temperature	2.404	8.299	3.458	5.894	2

Fig. 5 by MINITAB shows the mean response diagram and the S/N ratio response diagram for warpage. It could be concluded that rib design has the highest effect on warpage from S/N response table. Rib design is followed by melting temperature, mold temperature, packing pressure and filling time. Packing time has the smallest effect on warpage.

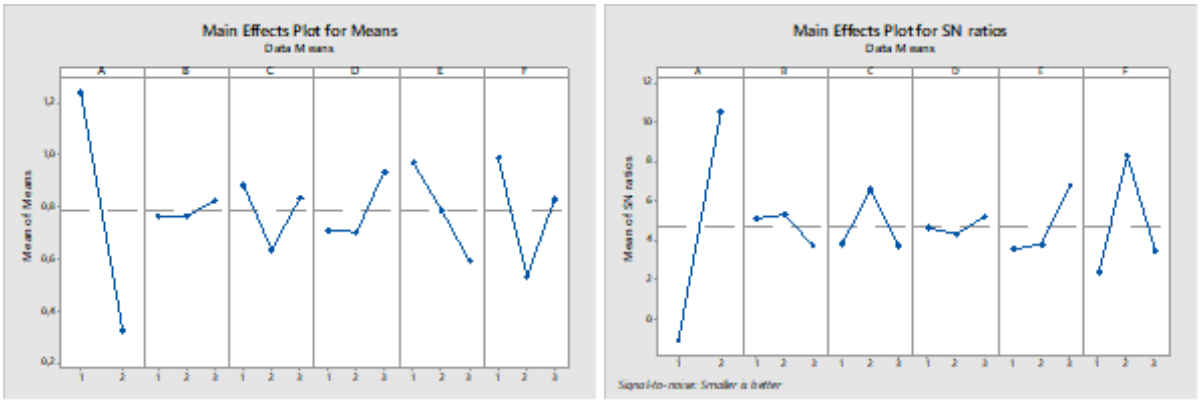


Figure 5. Main effects plots for means and S/N ratios (warpage on second part)

The best set of combination of parameters for warpage derived from Figures 5 is shown in Table 5:

Table 5. Optimum parameters for warpage

Factor	Parameter	Unit	Mean		S/N	
			Parameter Set	Corresponding Value	Parameter Set	Corresponding Value
A	Design	-	A2	A2	A2	A2
B	Filling time	s	B1	1.3	B2	1.3
C	Packing Pressure	%	C2	80	C2	80
D	Packing Time	s	D2	8	D3	10
E	Mold Temperature	°C	E3	50	E3	50
F	Melting Temperature	°C	F2	250	F2	250

2.4. Analysis of Variance (ANOVA) for Warpage

The ANOVA is used to determine the contribution of each parameter. The calculations for filling time on warpage on second part is shown as example. The total degree of freedom, f_T is calculated from the formula [3] where N is total number of trials:

$$f_T = N - 1 = 18 - 1 = 17 \quad (3)$$

For degree of freedom of factor B, filling time:

$$f_B = k_B - 1 = 3 - 1 = 2 \quad (4)$$

where k_B is the number of levels of filling time.

The factor of errors is calculated as follows:

$$f_e = f_T - f_A - f_B - f_C - f_D - f_E - f_F = 17 - 1 - 2 - 2 - 2 - 2 - 2 = 6 \quad (5)$$

The total sum of squares is calculated by subtracting the square of sum of the results divided by total number of trials from sum of squares of each result.

$$S_T = (z_1^2 + z_2^2 + z_3^2 + z_4^2 + z_5^2 + z_6^2 + z_7^2 + z_8^2 + z_9^2 + z_{10}^2 + z_{11}^2 + z_{12}^2 + z_{13}^2 + z_{14}^2 + z_{15}^2 + z_{16}^2 + z_{17}^2 + z_{18}^2) - \frac{(z_1+z_2+z_3+z_4+z_5+z_6+z_7+z_8+z_9+z_{10}+z_{11}+z_{12}+z_{13}+z_{14}+z_{15}+z_{16}+z_{17}+z_{18})^2}{N}$$

$$=(1.430^2 + 0.750^2 + \cdots + 0.455^2) - \frac{(1.430+0.750+\cdots+0.455)^2}{18} = 5.78173 \quad (6)$$

Sum of squares of factor B could be found:

$$S_B = \frac{(\sum_{i=1}^{6} B_1)^2}{M_B} + \frac{(\sum_{i=1}^{6} B_2)^2}{M_B} + \frac{(\sum_{i=1}^{6} B_3)^2}{M_B} - \frac{(z_1+z_2+z_3+z_4+z_5+z_6+z_7+z_8+z_9+z_{10}+z_{11}+z_{12}+z_{13}+z_{14}+z_{15}+z_{16}+z_{17}+z_{18})^2}{N}$$

$$=\frac{(1.430+\cdots+0.325)^2}{6} + \frac{(1.250+\cdots+0.365)^2}{6} + \frac{(1.635+\cdots+0.455)^2}{6} - \frac{(1.430+0.750+\cdots+0.455)^2}{18} = 0.01294 \quad (7)$$

where M_B is the number of trials of level of factor B.

The formula for sum of squares of errors is shown below:

$$S_E = S_T - S_A - S_B - S_C - S_D - S_E - S_F = 5.78173 - 3.73783 - 0.01294 - 0.20578 - 0.21165 - 0.42661 - 0.64010 = 0.54680 \quad (8)$$

Variance of factor B:

$$V_B = \frac{S_B}{f_B} = \frac{0.01294}{2} = 0.00647 \quad (9)$$

Variance of error:

$$V_E = \frac{S_E}{f_e} = \frac{0.54680}{6} = 0.09113 \quad (10)$$

F ratio of factor B, filling time:

$$F_B = \frac{V_B}{V_E} = \frac{0.00647}{0.09113} = 0.07 \quad (11)$$

The percentage contribution:

$$P_B = 100.\left(\frac{S_B}{S_T}\right) = \frac{0,01294}{5.78173} = 0.22\% \quad (12)$$

F ratios are obtained for 95% of confidence level. The results are tabulated in Table 6 which shows the percent contribution of each factor.

Table 6. ANOVA table for warpage

Factor	Parameter	f	S	V	F	Percentage (%)	Rank
A	Design	1	3.73783	3.73783	41.01	64.65	1
B	Filling time	2	0.01294	0.00647	0.07	0.22	6
C	Packing Pressure	2	0.20578	0.10289	1.13	3.56	5
D	Packing Time	2	0.21165	0.10583	1.16	3.66	4
E	Mold Temperature	2	0.42661	0.21331	2.34	7.38	3
F	Melting Temperature	2	0.64010	0.32005	3.51	11.07	2
	Error	6	0.54680	0.09113		9.46	
	Total	17	5.78173	4.57751		100	

2.5. Taguchi Approach for Sink marks

The same methodology for warpage is used to calculate levels of factors for sink marks. In contrast to warpage, maximum sink mark depth is examined for both matching parts.

2.5.1. Taguchi Approach for Sink marks for Second Part

Main effects plots for mean and S/N ratio using L18 orthogonal Taguchi approach with the same factors are shown in Fig. 6.

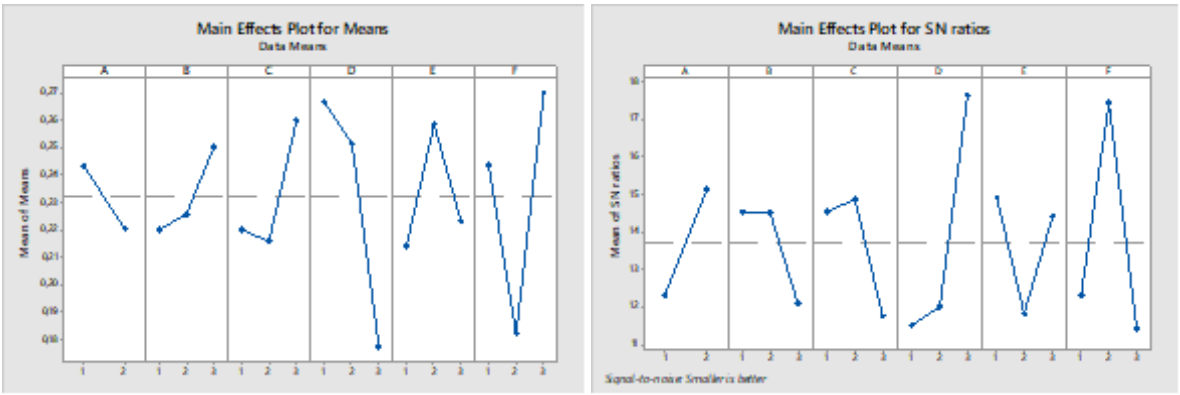


Figure 6. Main effects plots for means and S/N ratios (maximum sink mark depth on second part)

It could be concluded that packing time has the highest effect on sink marks on second part. Packing time is followed by melting temperature, packing pressure, mold temperature and rib design. Filling time has the smallest effect on sink marks.

Table 7. S/N response table for maximum sink mark depth on second part

		Mean S/N ratio (dB)				
Factor	Unit	Level 1	Level 2	Level 3	Difference	Rank
Design	-	12.30	15.13	-	2.82	5
Filling time	s	14.54	14.52	12.09	2.45	6
Packing Pressure	%	14.54	14.87	11.73	3.13	3
Packing Time	s	11.51	12.00	17.64	6.13	1
Mold Temperature	°C	14.91	11.81	14.42	3.10	4
Melting Temperature	°C	12.31	17.44	11.40	6.03	2

The combination of optimum setting parameters for sink marks on second part is shown in Table 8. The same set of combination due to S/N and mean are obtained for second part's maximum sink mark depth.

Table 8. Optimum parameters for maximum sink mark depth on second part

Factor	Parameter	Unit	Mean		S/N	
			Parameter Set	Corresponding Value	Parameter Set	Corresponding Value
A	Design	-	A2	A2	A2	A2
B	Filling time	s	B1	1	B1	1

C	Packing Pressure	%	C2	80	C2	80
D	Packing Time	s	D3	10	D3	10
E	Mold Temperature	°C	E1	40	E1	40
F	Melting Temperature	°C	F2	250	F2	250

Taguchi Analysis: C7 versus A; B; C; D; E; F

Response Table for Signal to Noise Ratios
Smaller is better

Level	A	B	C	D	E	F
1	11,74	14,68	14,51	11,13	14,28	12,30
2	15,28	14,22	14,40	11,49	11,59	17,27
3		11,64	11,62	17,92	14,66	10,97
Delta	3,54	3,04	2,89	6,79	3,07	6,30
Rank	3	5	6	1	4	2

Response Table for Means

Level	A	B	C	D	E	F
1	0,2600	0,2267	0,2317	0,2783	0,2283	0,2433
2	0,2200	0,2300	0,2250	0,2667	0,2650	0,1933
3		0,2633	0,2633	0,1750	0,2267	0,2833
Delta	0,0400	0,0367	0,0383	0,1033	0,0383	0,0900
Rank	3	6	4	1	5	2

Main Effects Plot for Means

2.5.2. Taguchi Approach for Sink marks for First Part

Main effects plots for mean and S/N ratio using L18 orthogonal Taguchi approach are shown in Fig. 7.

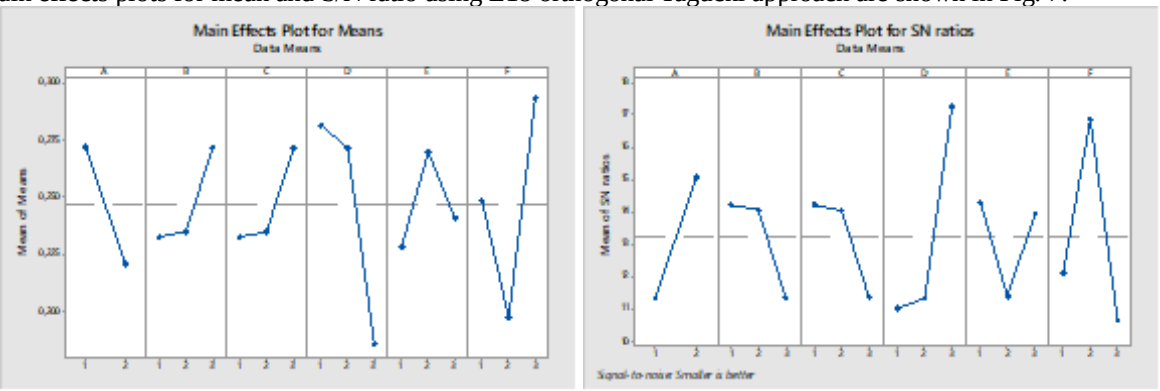


Figure 7. Main effects plots for means and S/N ratios (maximum sink mark depth on first part)

It could be concluded that packing time has the highest effect on sink marks on first part. Packing time is followed

by melting temperature, packing pressure, mold temperature and rib design. Filling time has the smallest effect on warpage.

Table 9. S/N response table for maximum sink mark depth on second part

	Mean S/N Ratio (dB)				
Factor	Level 1	Level 2	Level 3	Difference	Rank
Design	11.34	15.08	-	3.74	3
Filling time	14.22	14.07	11.34	2.87	5
Packing Pressure	14.21	14.06	11.36	2.84	6
Packing Time	11.03	11.34	17.26	6.23	1
Mold Temperature	14.28	11.40	13.95	2.88	4
Melting Temperature	12.11	16.86	10.66	6.21	2

Table 10 shows the combination of optimum setting parameters for sink marks on second part. The same optimum results due to S/N and mean are obtained for second part's sink mark depth except for packing pressure.

Table 10. Optimum parameters for maximum sink mark depth on second part

Factor	Parameter	Unit	Mean		S/N	
			Parameter Set	Corresponding Value	Parameter Set	Corresponding Value
A	Design	-	A2	A2	A2	A2
B	Filling time	s	B1	1	B1	1
C	Packing Pressure	MPa	C1	70	C1	70
D	Packing Time	%	D3	10	D3	10
E	Mold Temperature	°C	E1	40	E1	40
F	Melting Temperature	°C	F2	250	F2	250

2.6. Analysis of Variance (ANOVA) for Sink marks

2.6.1. Analysis of Variance (ANOVA) for Sink marks on Second Part

F ratios are obtained for 95% of confidence level like warpage. The results are tabulated in Table 11.

Table 11. Optimum parameters for warpage

Factor	Parameter	f	S	V	F	Percentage (%)
A	Design	1	0.002335	0.002335	0.62	2.50
B	Filling time	2	0.003036	0.001518	0.40	3.26
C	Packing Pressure	2	0.007136	0.003568	0.94	7.65
D	Packing Time	2	0.027353	0.013676	3.61	29.33
E	Mold Temperature	2	0.006519	0.003260	0.86	6.99
F	Melting Temperature	2	0.024136	0.012068	3.18	25.88
Error		6	0.022742	0.003790		24.39
Total		17	0.093257			100

2.6.2. Analysis of Variance (ANOVA) for Sink marks on First Part

The results are tabulated in Table 12 which shows the percent contribution of each factor.

Table 12. Optimum parameters for warpage

Factor	Parameter	f	S	V	F	Percentage (%)
A	Design	1	0.011909	0.011909	4.41	11.29
B	Filling time	2	0.005714	0.002857	1.06	5.42
C	Packing Pressure	2	0.005714	0.002857	1.06	5.42
D	Packing Time	2	0.033061	0.016530	6.12	31.35
E	Mold Temperature	2	0.005464	0.002732	1.01	5.18
F	Melting Temperature	2	0.027391	0.013696	5.07	25.98

Error	6	0.016194	0.002699		15.36
Total	17	0.105449			100

2.7. Discussion of the Results and Determination of the Best Set of Parameters

All results obtained from 3 different Taguchi and ANOVA analyses are shown in the Table 13.

Table 13. Summary table of all parameters and factors

Factor	Parameter	Warpage on part 2		Sink mark Depth on Part 2		Sink mark Depth on Part 1	
		Optimum Set of Parameters	Contribution (%)	Optimum Set of Parameters	Contribution (%)	Optimum Set of Parameters	Contribution (%)
A	Design	A2	64.65	A2	2.50	A2	11.29
B	Filling time	B2	0.22	B1	3.26	B1	5.42
C	Packing Pressure	C2	3.56	C2	7.65	C1	5.42
D	Packing Time	D3	3.66	D3	29.33	D3	31.35
E	Mold Temperature	E3	7.38	E1	6.99	E1	5.18
F	Melting Temperature	F2	11.07	F2	25.88	F2	25.98

The optimum conditions for the best set of parameters for sink marks for second and first part are the same except for factor C, packing pressure: A2, B1, D3, E1, F2. Factor C, packing pressure is found as minor contributor for sink marks on first part and warpage on second part. Therefore, second level of packing pressure (80%) could be selected according to the results of sink marks on second part.

The rib design is the major contributor on warpage with 65% of contribution but not so effective for sink marks. The best set of rib design is found A2 for both warpage and sink marks. Filling time (factor B) is not significant for warpage in this case due to small contribution effect, therefore, injection speed could be determined according to the results of sink marks. Filling time has 3% contribution on second part and 5% contribution on first part for sink marks. ANOVA tables show that minimum filling time (1s) and maximum injection speed could be selected. The contribution of packing time on sink mark depth on second and first part are 30% and 31% but 4% only for warpage. Therefore, packing time (10s) is selected according to the best set of combination of parameters for sink marks. Mold temperature has the same contribution effect for sink marks and warpage on part 2. Warpage, which directly affects the durability and internal stress of the part, is much more critical due to being visual part. Graining as additional post process is also decided to apply on part surface to improve surface quality and this leads to increase in the flexibility for sink marks. Although 50°C (E3) is selected because of all these reasons, the contribution shows that selection of mold temperature is not indispensable and could be replaced during physical production. Melting temperature has 11% of contribution on warpage and 26% of contribution for sink marks. Both of optimum parameters advise to select 250°C as melting temperature, F2. Sink mark index is an indication of the potential shrinkage due to a hot core and one of the significant outcomes of analysis in Moldflow Insight. When sink mark index results are calculated in the same Taguchi approach, first two highest contributions belong to mold temperature and melting temperature. It is also correlated with the results of sink mark depth.

Therefore, the best set of combination of parameters is A2, B1, C2, D3, E3, F2. The physical production is performed with optimum set of parameters. Laser scan is used to measure the warpage and sink mark. Multiple measurements are performed and 0.238 mm of warpage is measured. The sink mark depth is also measured and maximum sink mark depth is found less than 0.05mm.

3. CONCLUSION

In this paper, plastic injection parameters are optimized to obtain the best set of parameters for warpage and sink marks. Design, filling time, packing pressure, packing time, mold temperature and melting temperature are examined as effective factors. Two rib designs and three levels of other factors are conducted by Taguchi L18 orthogonal array. The contribution of each parameter is presented in ANOVA tables. It is seen that different factors has different contribution on warpage and sink marks. Therefore, the best set of parameters is selected by considering the combination effects of all results. Finally, warpage and sink mark depth are minimized by the following set of parameters: Design (A2 type of rib), filling time (1s), packing pressure (80%), packing time (10s), mold temperature (50°C) and melting temperature (250°C).

While rib design and melting temperature are major factors for warpage, packing time and melting temperature have considerable contribution on sink mark depth. Instead of number of ribs, it is demonstrated that the map of the ribs and

the rib direction are more critical for warpage. The design change is expensive after tool production, therefore, it is important to determine optimum rib design at CAE phase.

The physical test results are also useful to confirm the CAE model. There is difference between CAE and physical results for warpage although the same cooling system is used in the model and experiment. The main reason is the difficulty to control the parameters in physical experiment. However, the results of different set of parameters in physical production show the same tendency with respect to warpage and sink marks. It is also significant that the position of maximum sink mark depth on physical parts and in CAE are almost the same. A1 rib design change could not be produced in physical tool due to the necessity of tool modification.

To determine the levels are critical for the consistency of the model. It requires a number of trials before statistical approach. There is opportunity to develop additional methods to determine factors and levels. Besides, each factor is examined with the same weight. However, weight of factor could be considered as another input to the statistical models especially. The effective factors are found for this specific case but method could be developed to reflect lessons learnt to next analysis. Artificial intelligence may decrease the number of CAE runs. The paper is prepared by injection quality point of view only. The cost and tool life could be also considered as other outcomes for next cases.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to acknowledge, Mrs. İrem Özkuzu from Ford Otosan and Aykut Onar from A-Plas for physical prototypes and Ford Otosan colleagues: Mr. Mehmet Ali Çıtlak and Mrs. Rahime Karadağ for running simulations. The authors are also in debt to Ford Otosan Body Interior Managers, Mr. Tarkan Taşpınar, Mr. Burak Fırlar and Mr. Oğuz Özgen for the management support.

REFERENCES

[1] Liu, S. J., Lin, C. H., Wu, Y. C. (2000) “Minimizing the sinkmarks in injection-molded thermoplastics”, Advances in Polymer Technology, 20, 3, pp.5-19.

[2] Tang, S. H., Tan, Y. J., Sapuan, S. M., Sulaiman, S., Ismail, N., Samin, R. (2007) “The use of Taguchi method in the design of plastic injection mould for reducing warpage”, Journal of Materials Processing Technology, 182, 1-3, pp.418-426.

[3] Huang, M. C., Tai, C. C. (2001) “The effective factors in the warpage problem of an injection-molded part with a thin shell feature”, Journal of Materials Processing Technology, 110, pp.1-9.

[4] Shayfull, Z., Ghazali, M. F., Azaman, M., Nasir, S. M., Faris, N. A. (2010) “Effect of Differences Core and Cavity Temperature on Injection Molded Part and Reducing the Warpage by Taguchi Method”, International Journal of Engineering & Technology, 10, 6.

[5] Kamaruddin, S., Khan, Z. A., Foong, S. H. (2010) “Application of Taguchi Method in the Optimization of InjectioN Moulding Parameters for Manufacturing Products from Plastic Blend”, International Journal of Engineering and Technology, 2, 6.

EKY YÖNTEMİNİN KENARLAMA ZIMBASININ AŞINMA DAYANIMINI ARTTIRMAK AMACIYLA KULLANILMASI

Mustafa YAZAR[1], Milat KUL[1], Erhan KUL[1], Melih ÇAYLAK[1], Ali Kemal ALP[1], Yusuf KAYALI [2], Şükrü TALAŞ[2]

[1] Şahinkul Makina ve Yedek Parça San. Tic. A.Ş, Bursa
[2] Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Metalurji ve Malzeme Mühendisliği Bölümü, Afyonkarahisar
e-posta: yazatmustafa08@gmail.com (*sorumlu yazar)
ID: https://orcid.org/0000-0001-9927-3268

ÖZET

Otomotiv parçalarının üretiminde kullanılan kalıp aparatlarının basılan parça sayısının artması ile beraber aşınması gerek zaman ve ilave maliyet oluşturmaktadır. İlgili aparatın kullanım süresinin artması ise üretilen parça sayısının artmasına ve birim maliyetin azalmasına yol açmaktadır. Bu çalışmada, delik açma zımbasının, elektro kıvılcım yığma yöntemi ile kaplanması geçekleştirilmiştir. 3 mm kalınlığındaki çelik sacın açılan kılavuz deliği vasıtasıyla zımba ile genişletilmesi sırasında ortaya çıkan sürtünme kuvvetlerinin etkisiyle zamanla zımba yüzeyinin aşınmasının azaltılması hedeflenmiştir. WC elektrod kullanılarak zımba yüzeyi çoklu paso yapılarak kaplanmıştır. Kaplama performansı yüzeysel olarak incelenmiştir. Sonuçlar, kaplamanın 1.2379 çeliğinde başarılı olduğunu ancak çoklu pasonun takibeden torna ile işlenmesi sonrasında iki pasolu kaplamanın yüzey de pürüzlülüğe sebep olduğu ve 4 pasolu kaplamanın ise yeterli yüzey kalitesi sağladığı görülmüştür.

Anahtar kelimeler: Elektro kıvılcım ile yığma; WC; aşınma; yüzey

USING THE EKY METHOD TO INCREASE THE ABRASION STRENGTH OF THE SIDING STAPLE

ABSTRACT

With the increase in the number of manufactured parts, wear of the mold parts used in the production of automotive components create extra manufacturing time and additional costs. Increasing the usage time of the relevant apparatus leads to an increase in the number of parts produced and a decrease in unit cost. In this study, the coating of the hole punch was done by electro spark deposition method. The aim was to reduce the wear of the punch surface occuring over a certain period of time with the effect of the friction forces that happening during the expansion of the 3 mm thick steel sheet with the hole punch. Hole punch surface is coated with multiple pass by using WC electrode. Coating performance was investigated visually. The results showed that the coating was successful in 1.2379 steel, but after machining the multi pass coating with subsequent turning, the surface produced certain amount of roughness in two pass coating but sufficient surface quality with four pass coating process was generated.

Keywords: Electro Spark deposition; WC; wear; surface

1. GİRİŞ

ESD (elektro kıvılcım yığma) tekniği markalama, kazıma ve nadiren kaplama gibi işlemlerde çok sıklıkla kullanılan bir yöntemdir. Çok hassas katman oluşturma yanında, çok hassas yüzey işlemede yapabilmektedir (1-3). Özellikle, iyi bir elektrod kullanıldığı takdirde, lokal olarak ısıl işlem yapılabilmekte ve özellikle kalıplarda kesme kenarlarının yüzey sertleştirmesinde başarılı bir şekilde kullanılmaktadır. Elektro- Kıvılcım kaplama işlemi tamamen mikro hacim ve hızda cereyan etmektedir (2-5). Bu nedenle kaplama yapılacak olan malzeme yüzeyinde aşırı ısı birikimi söz konusu değildir. ESD prosesinde her bir kıvılcım çok kısa bir zamanda meydana geldiği için ergiyik kıvama gelen anot elektrot katot olan ana malzeme yüzeyinde veya kütlesinde aşırı bir ısınma etkisi meydana getirmez (5-8). Bu sebeple ısıya maruz kaldıklarında veya yüksek ısı ile muamele edildiklerinde karakteristik yapısı değişebilen malzemelerin kaplanmasında ESD yöntemi daha elverişli bir yöntemdir. Günümüzde sanayinin her alanında yaygın bir biçimde kullanılan çeliğin kullanıldığı birçok yerlerde, çeliğin hem mekanik özelliklerini artırmak ve hem de yüzey özelliklerini iyileştirmek için çelik yüzeyine kendi iç yapısından farklı malzemelere sahip elektrotlarla Elektro Kıvılcım yöntemi ile kaplamalar gerçekleştirilmiş ve bu kaplamalar farklı testlerde incelenmiştir. Bu doğrultuda 316 paslanmaz çelik yüzeyine kaplanmak üzere WC, CrC gibi çok sert, Co içeren orta sertlikteki alaşımlar ve Ag gibi daha yumuşak metaller içeren

değişik elektrot malzemeleri kullanılmıştır. Bu elektrotlar ile paslanmaz çelik yüzeylerine gerçekleştirilen kaplamalar yüksek darbeli aşınma ve burulma testlerine tabi tutulmuş, paslanmaz çelik numunelerin aşınma ve burulmaya karşı yüksek direnç gösterdikleri tespit edilmiştir (6-8).

Bu çalışmada, matris sıcaklığının etkisi paso sayısı ile ilişkilendirilmiş ve ortaya çıkan kaplamanın talaş kaldırma işlemi sonrasındaki yüzey özellikleri görsel olarak analiz edilmiştir.

2. DENEYSEL METOD VE MALZEME

EKY yöntemi ile ortaya kaplama performansının incelenmesi optik mikroskop yardımıyla yapılmıştır. Gözle muayene işleminin ardından, ortaya çıkan hasarlar tespit edilmiştir. W elektrodun çelik yüzeylerinde kullanılması sıklıkla yapılan bir işlem olup genel olarak sertlik artışı ile meydana gelen bir sonuç sunmaktadır (3). Ancak, elektriksel kutup polarizasyon etkisi ve ergime noktasının yüksek olması sebebiyle kaplama işlemi zor olmaktadır. Bu nedenle, ortam sıcaklığının üzerinde çoklu paso yardımıyla, zımbanın sıcaklığı artırılmış ve kaplama performansı morfolojik olarak incelenmiştir. Kaplama işlemi 117 V, 230 rpm elektrod dönme hızında ve orta kıvılcım atlama frekansında makina ayarları kullanılarak yapılmıştır. Numunenin eksen etrafında yaklaşık olarak 200 rpm hızla dönmesi sağlanmıştır.

Kaplama yapılan çelik zımba 1.2379 malzemeden yapılmış olup yüzeyi işlenmiş ve sertleştirilmiş olarak temin edilmiştir. Kaplama öncesinde yüzeyde sadece alkol ile temizlik işlemi yapılmış olup başka herhangi bir ilave işlem yapılmamıştır. Kaplama sonrasında tornalama işlemi yapılmış ve yüzey işleme düzgünlüğü değerlendirilmiştir.

Kaplama işlemi sonrasında, standart tornalama işlemi yapılmıştır. Tornalama sırasında kesici uç etkisiyle oluşturulan yüzeyin makro görüntüleriyle kaplama performansı hakkında bilgi edinilmiştir. Kaplamanın gerçek koşullarda test edilmesi daha sonraki aşama olarak düşünülmektedir. Yüzey pürüzlülüğü Tesa Rugosurf 20 cihazı kullanılarak tek bir yüzeyden alınan pürüzlülük ölçümleri ile Ra değeri okunmuştur.

3. SONUÇLAR VE İRDELENMESİ

1.2379 çeliğinden üretilen zımba aparatının görsel muayenesi yapılmıştır. Kaplama performansları yüzeyde oluşan damlacık boyutları ve muhtemel kaplama performansına olan etkileri tartışılmıştır. Tornalama işleminin ardından yüzey düzgünlüğü görsel olarak incelenmiş ve analiz edilmiştir.

3.1. Kaplama İşlemi

117 V ve 230 rpm dönme hızında yapılan kaplamaların genel görüntüsü ve zımbanın kullanıldığı kalıp resmi Şekil 1. de verilmiştir. Şekil 2 ve 3 de ise, yapılan kaplamaların makro görüntüleri verilmiştir. Şekil 1 de verilen aparatın kaplanması en az iki pasoda gerçekleşmekte ve elektrodun ilerleme hızına bağlı olarak kaplama kalitesi ayarlanmaktadır.



Şekil 1. Zımbanın kullanıldığı kalıp ve kaplama sonrası yüzey görüntüsü

Görüntülerde ortaya çıkan kaplama morfolojisi analiz edildiğinde bindirme şeklinde damla yığılması meydana gelen az pasolu kaynakta daha az siyahlaşma ve renk değişimi görülmektedir. Damlacık çaplarının yaklaşık olarak 42 mikrometre ve eş kenarlı bir yapıya sahiptir. 4 pasolu işlemde ise artan matris veya aparat sıcaklığı ile beraber bindirme morfolojisi değişmiş ve uzunlamasına olup eş kenarlı yapının kaybolması ile sonuçlanmıştır.



Şekil 2. 2 Paso ile yapılan kaplamanın makro görüntüsü (5x)

Kaynak veya kaplama bölgesinin argon gazı ile korunmasına rağmen oksidasyonun meydana gelmesi gerek argon gazı içerisindeki nem ayrışması ile oluşan oksidasyon veya damlacık transferi sırasında elektrod yüzeyinde bulunan çeşitli oksijen kaynaklarının aktif hale gelmesi ile de ortaya çıkabilir. Kaynak bölgesinin daha sıcak olması elektrod dan transfer edilen damlacığın ortalama sıcaklığı artıracağı için daha uzun süre sıvı kalması veya ortalama damlacık sıcaklığının daha uzun süre ile yüksek kalması söz konusu olacağından sürekli dönen bir aparatta, argon korumasının daha zayıf kalacağı düşünülmektedir. Yüksek matris sıcaklığına sahip metallerin kaplanmasında daha yavaş bir dönüş hızı seçilmesi oksidasyonu ciddi oranda azaltacaktır. 4 paso ile yapılan kaplamalardaki taneler morfolojik olarak eş kenarlı olmadıkları için oransal olarak 1:1.2 ila 1:2.4 arasında değişen en boy oranına sahip olup, enlemesine 48.6 mikrometre ortalama uzunluğa sahiptir.



Şekil 3. 4 Paso ile yapılan kaplamanın yüzey makro görüntüsü (5x)

3.2. Talaşlı İmalat Sonrası Yüzey Özellikleri

2 paso ve 4 paso ile yapılan numunelerin tornalama işlemi öncesi görünüşleri Şekil 2 ve 3 de verilmiştir. Şekil 4 de ise 2 paso ile yapılan kaplamalardan elde edilen yüzey görüntüsü verilmiştir. 2 pasolu kaplama ile üretilen zımbaların tornalama işlemi sonrası görüntülerinden de anlaşılacağı gibi, yüzey çukurcukların oluştuğu ve bu çukurcukların ortalama derinliklerinin 100 mikrometreyi bulduğu tespit edilmiştir.

a)

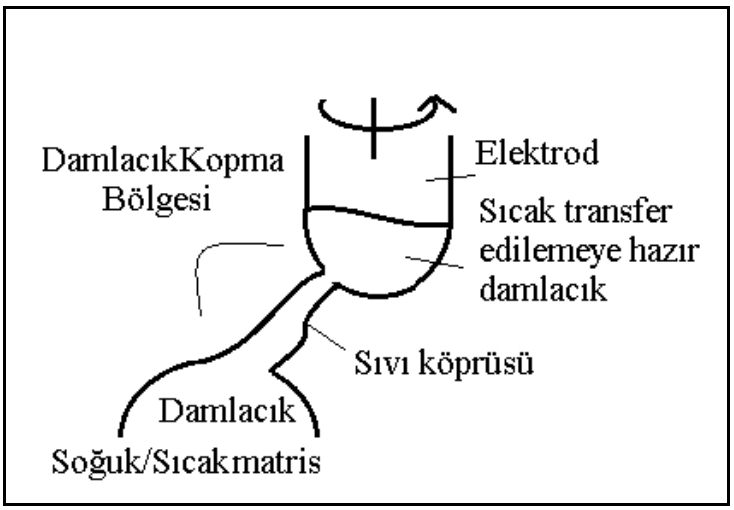


b)



Şekil 4. a) 2 paso ile ve b) 4 paso ile kaplanan yüzeylerin tornalama sonrası görüntüleri

Yüzeylerin çukurcuklar içermesi mikro kaynak sırasındaki damlacık oluşumu ve bir sonraki damlacığın kopması ile yeniden oluşan arkın sıcaklığı ile ilişkilidir (1,3). Damlacık metal yüzeye çarptığı an ani bir soğuma moduna girmekte ve katılaşmaktadır. Bu katılaşma ergimekte olan malzemenin veya metalik malzemenin ısı kapasitesi ve ısı transfer katsayısı ile alakalıdır. Isı transfer katsayısının düşük olması daha yavaş ısı transferine sebep olacak ve daha sonraki aşamada bir sonraki damlanın daha kolay kopmasına sebep olacaktır. Ancak bu etki oldukça mikro seviyede olup, en önemli etkinin soğuk matrise yapışan damlacığın hızlı bir şekilde soğuyup katılaşması ve sıvı köprüsünün de incelmeden katılaşarak transfer edilen damla ile beraber damlanın yapıştığı diğer damlacıkları da koparması ile sonuçlandığı düşünülmektedir (1, 4, 7).



Şekil 5. Damlacık transferi esnasında elektrod ucu ile transfer edilen damlacık arasında var olan sıvı köprüsünün soğuk ve sıcak matrisle olan ilişkisi

4. GENEL SONUÇLAR

Bu çalışmada matris sıcaklığının EKY ile yapılan kaplamalara olan etkisi talaş kaldırma işlemi sonrasındaki yüzey görünüşüne olan etkisi incelenerek analiz edilmiştir. Bu analiz sonuçlarına göre, soğuma matrisin damlacık kopma özelliğine etki ettiği düşünülmektedir. 2 pasolu elektro kıvılcım yığmada damlacık transferi sırasında, damlacığın hızlı katılaşması ile beraber sıvı köprüsü de katılaşıp damlacığın matristen ayrılmasını sağladığı ve sıcak matriste ise yavaş katılaşma hızı ile beraber kopmanın daha kolay olduğu değerlendirilmiştir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma, Bursa Şahinkul Makina AR-GE merkezi tarafından öz kaynaklı AR-GE_2019_010/1901740000 proje numarası ile desteklenmiştir.

REFERANSLAR

[1] Agarwal, A., Dahotre, N.B.(1998), Pulse Elektrode Deposition of Superhand Boride Coatings an Ferrous Alloy, Surface and Coatings Teknology, 106(2-3)

[2] Aratman, G. (2018), Delinme Performansı Deney Cihazı Yapımı ve Alüminyum Malzemelerin ESD ile Sert Bir Fazla Kaplanıp Delinme Performansının İncelenmesi. Lisans Bitirme Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknoloji Fakültesi, Metalurji ve Malzeme Mühendisliği Bölümü, Afyon

[3] Johnson, R. N. 2002. "ElectroSpark Deposition: Principles and Applications", Society of Vacuum Coaters, 45th Annual Technical Conference, 87-92.

[4] Johnson, R. N. 1995. "Electrospark Deposited Coatings for Protection", Proc. 9th Ann. Conf. on Fossil Energy Materials, 407-412.

[5] Korkmaz, K. (2008), Elektrospark Biriktirme Yöntemiyle Mikro Alaşımlı Çeliklerin Tungsten Karbür ile Kaplanması. Doktora Tezi, Gebze Yüksek teknoloji Enstitüsü, Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Gebze

[6] Mısırlıoğlu, E. (2006), Yüksek Lisans Tezi, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Malzeme Bilimi ve Mühendisliği Anabilim Dalı, Gebze

[7] Tang, S. K. 2009. The Process Fundamentals and Process Parameters of Electro-Spark Deposition. Waterloo, Ontario, Canada: University of Waterloo.

[8] Topaç, H. (2014), Çelik Yüzeylerin Elektrospark Alaşımlama Yöntemi Kullanılarak Kromkarbür- Nikelkrom İle Kaplanması. Yüksek Lisans Tezi, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Gebze

OTOMOTİVDE KULLANILAN POLİMERLERE FARKLI DOLGULARIN ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Yasemin Gündoğdu Ceylan[1], Merve Sarıcı[2], Vahit Babacan[3]

[1,2,3] B-Plas Bursa Plastik, Metal, İnşaat, Enerji, Madencilik, Jeotermal, Turizm, Sivil Havacılık ve Tarım San.ve Tic. A.Ş. Ar-Ge Merkezi, Teknoloji Geliştirme Bölümü, Bursa, Türkiye
Yasemin Gündoğdu Ceylan, yaseminc@bplas.com.tr

ABSTRACT

The role of plastics in the design and manufacturing of vehicles is essential, Fuel efficiency is the most important features in automotive vehicle design due to the rising fuel prices and stricter environmental regulations. 1/3 portion of 30.000 parts in a vehicle are plastic. About 39 different types of plastics are used in a vehicle and the most of these used polymers are; polypropylene (PP), polyurethane (PUR), polyamides (PA) and PVC. PP is in thermoplastic segmetn of plastic and it is used mainly in automotive, electricity, packaging, textile with its improved mechanical properties, high chemical resistance, easy processability, recycability, lightweight and low price properties.In this Project the aim is to develop raw material which is acceptable according to concerned material and product standards with its mechanical and painting performance. In the scope of this Project some formulation development try outs will be made with different type of fillers in laboratory type twin screw extruder. After these try outs the melt flow, tensile resistance, flexural modulus, Izod impact, HDT, Vicat, DSC, FT-IR tests will be made on these materials according to ISO standards and the test results will be evaluated.

Keywords: Plastic, Fuel efficiency, recycability, lightweight.

ÖZET

Araçların tasarımında ve üretiminde plastiklerin rolü esastır. Tasarımda, giderek artan çevre regülasyonlarına uyum baskısı ve artan yakıt fiyatları nedeniyle yakıt tasarrufu çok önemlidir. Yakıt tasarrufu sağlayabilmek için plastik kullanımına ilgi giderek artmaktadır. plastik kullanım oranı giderek artmaktadır. Araçta kullanılan yaklaşık 30000 parçanın 1/3 'ü plastiktir. Araçta yaklaşık 39 farklı tip plastik kullanılmakta olup bunların %70'ten fazlası; Polipropilen (PP), Poliüretan (PUR), Poliamid (PA) ve Polivinil klorür (PVC)'dür. Termoplastikler grubunda olan Polipropilen (PP) başta otomotiv olmak üzere, elektrik, paketleme, tekstil gibi çeşitli sektörlerde sıklıkla kullanılan termoplastiklerin başında gelmekte olup, gelişmiş mekanik özellikleri, yüksek kimyasal direnci, proses edilme kolaylığı, geri dönüştürülebilir, hafif ve düşük maliyetli olması gibi sebeplerle yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu projede, mekanik özellikleri ve boyama performansları hammadde ve ürün şartnamelerini karşılayabilecek nitelikte bir hammadde geliştirilmesi amaçlanmaktadır. Bu kapsamda farklı dolgular kullanılarak çift vidalı laboratuvar tipi ekstruderde formülasyon çalışmaları yapılacaktır. Elde edilen numunelerde akışkanlık, çekme mukavemeti, eğilme modülü , Izod darbe, HDT (Heat deflection temperature), Vicat (softening temperature), DSC (Differential scanning calorimetry), FT-IR (Fourier transform infrared spectroscopy) gibi testler ISO standartlarına uygun olarak yapılarak performansları değerlendirilecektir.

Anahtar Kelimeler: Plastik, yakıt tasarrufu, geri dönüşebilir, hafif.

1. GİRİŞ

Araç birçok malzemenin birleşimi ile oluşan hibrit yapıdır. Bu yapı içinde çelik, plastik, alüminyum, kauçuk, vb malzemeler bulunur. Araçta metalden sonra en fazla kullanılan malzeme plastiktir. 2017 yılı itibariyle bir araç net ağırlığının ortalama % 53'nü çelikler, % 19,8'ni plastik+kauçuk oluşturmuştur. 2017 yılında 503 bin ton olan otomotiv plastikleri miktarının 2020 yılında % 16,7 artarak, 587 bin tona çıkacağı, kauçukta ise artışın % 18 olacağını göstermektedir. Kullanılan plastik oranlarına bakıldığında en fazla kullanılan Polipropilen'dir (Kaynak 1).

Tablo 1. Otomotivde Kullanılan Başlıca Malzemelerin Toplam Tüketim İçindeki Payında % Değişim Tahmini (%)

Kullanılan malzemeler	2017	2018	2019	2020	% Fark (2020- 2017)
Çelik	53	52,9	52,8	52,7	-0,2
Çelik Dışındaki Metaller	16,9	16,8	16,8	16,9	0
Plastikler	12,7	13,1	13,6	14,1	3,5
Kauçuk	7,2	7,5	7,8	8,1	4,1
Plastik+Kauçuk	19,8	20,6	21,4	22,2	3,8

Tablo 2. Otomotiv Sektöründe Başlıca Malzemeler Tüketim Tahmini (1000 Ton)

Kullanılan malzemeler	2017	2018	2019	2020	% Fark (2020- 2017)
Çelikler	2.026	2.067	2.128	2.195	8,3
Çelik Dışındaki Metaller	646	658	680	703	9
Toplam Metaller	2.672	2.725	2.808	2.899	8,5
Plastikler	503	513	548	587	16,7
Kauçuk	287	292	314	338	18
Diğer Malzemeler	467	476	493	512	9,6
TOPLAM	3.928	4.006	4.164	4.335	10,4

Tablo 3. Türkiye Otomotiv Sektörünün Plastik Hammadde Tüketim Tahmini (1000 Ton)

Kullanılan malzemeler	2017	2018	2019	2020	% Fark (2020- 2017)
Polipropilen	112	114	122	131	19
Poliüretan	78	80	85	92	13
Naylon	63	65	69	74	11
Akrilonitril – Butadien – Stiren	37	37	40	43	6
Polyvinyl Chloride	41	42	45	48	7
Polietilen	25	25	27	29	4
Polycarbonate	26	26	28	30	4
Polyvinlyl Butrayl	10	10	10	11	2
Diğer Mühendislik Plastikleri	66,9	68,2	72,9	78	11
Polyacetal	11	11	12	12	2
PPE	20	20	21	23	3
Thermoplastik Polyster	32	32	35	37	5
Diğer Müh. Plastikleri	5	5	5	6	1
DiğerReçineler	44	45	48	52	7
Acrylics	7	7	7	8	1
Phenolics	17	17	19	20	3
Doymamış Polyester	16	16	17	18	3
Diğerleri	5	5	5	6	1
Toplam Plastik Hammadde	503	513	548	587	84

Otomotiv sektöründe kullanılan PP'ler dolgulu ve dolgusuz olabilir. Dolgu; daha yüksek mukavemet, elastikiyet modülü, HDT, Vicat değerleri sağlarken çekme oranını düşürerek boyutsal stabiliteyi arttırır ve maliyeti düşürür. Bu

avantajları nedeni ile dolgulu PP otomotivde çok fazla kullanılmaktadır (Kaynak 2,3,4). Çalışmada daha esnek olan ve otomotivde kullanımı yüksek olan kopolimer PP içine talk, kaolin ve kalsit dolgularının etkisi incelenmiştir.

2. ANA BÖLÜM

2.1. Malzeme ve Metod

Proje kapsamında tüm girdilerin homojen karışmasını sağlamak üzere çeşitli kaynaklarda da olduğu gibi çift vidalı aynı yönlü dönen ekstruder kullanılacaktır. Bu tip ekstruderler tüm girdilerin eriyerek homojen karışmasını sağlayacak vida tasarımına sahiptirler. Toz, granül formundaki katkı ve dolguların ekstudere verilmesi amacı ile ekstruder sisteminde yan besleme sistemi bulunmaktadır. Ekstruder kafasından çıkan eriğik (Şekil 1) su havuzuna girerek katı forma geçecek ve granülatörde uygun boyutlarda kesilerek granül formunda hammadde elde edilecektir. Hazırlanan granüllerden ISO standartlarına uygun boyutlarda numune hazırlamak için ISO standartlarına göre tasarlanmış kalıp kullanılarak enjeksiyon yöntemi ile test numunesi hazırlanacaktır. Tablo 2'de tanımlanan testler ve DSC, FT-IR analizleri ISO standartlarına uygun olarak yapılacaktır. Kullanılan girdiler; orijinal PP, farklı tip ve boyuttaki dolgu maddeleridir.



Şekil 1. Ekstruder eriğik kafa çıkışı

Tablo 2. Testler ve standartları

TEST ADI	TEST METODU
Çekme Mukavemeti	ISO 527 50mm/dk
Kopma Uzaması	
Eğilme Modülü	ISO 178 2mm/dk
Eğilme Mukavemeti	
İzod Çarpma Direnci, çentikli 23^{0}C	ISO 180/A
Akışkanlık Hızı (230^{0}C-2,16kg)	ISO 1183
Vicat, 5 kg	ISO 306
HDT 1,8 MPa Dikey	ISO 75
Yoğunluk	ISO 1183

2.2. Deneysel Çalışma

Proje kapsamında farklı oranlarda orijinal PP (kopolimer PP), farklı tip ve boyuttaki dolgular laboratuvar tipi çift vidalı (D:25mm, L/D:44) ekstruderde aynı proses koşulları ve %10 dolgu besleğime oranı ile proses edilerek hammadde granülleri elde edildi. Daha sonra ise ilgili test numuneleri laboratuvar ölçekli enjeksiyon makinesinde ISO standartlarına uygun olarak hazırlandı. 23$\pm$2^{0}C, 50$\pm$5 %RH koşullarında 72 h bekletilen test numunelerine Tablo 2'de

verilen testler ve DSC, FT-IR analizleri uygulanmıştır. Çalışmada kullanılan dolgu özellikleri Tablo 3 ve orijinal PP özellikleri Tablo 4'te verilmiştir.

Tablo 3. Kullanılan dolgu özellikleri

Dolgu tipi	Kaolin	Kaplı kalsit	Talk	Talk	Talk, yüksek en boy oranı
Ortalama boyut d50, µm	0,4	6	5,5	1,3	2,1
Yoğunluk	2,6	2,7	2,7	2,7	2,7

3. SONUÇLAR

Orijinal PP ve formülasyon geliştirme sonrası ölçülen test sonuçları Tablo 4'te verilmiştir. Bildiri kapsamında farklı dolguların aynı oranda (%10 ağırlıkça) beslenmesi ile ilgili sonuçlar sunulmuştur.

4. TARTIŞMA VE YORUM

Elde edilen test sonuçlarına göre;

- Tüm dolgular ile hammaddenin yoğunluğu artmaktadır.
- Hammadde Izod darbe dayanımı, kopma uzaması, akışkanlık hızı değerleri düşmekte eğilme modülü, HDT, Vicat sıcaklıkları, çekme mukavemeti değerleri yükselmektedir. Kaolin ve kaplı kalsitin HDT ve Vicat sıcaklıklarına kayda değer bir etkisinin olmadığı belirlenmiştir.
- 5 tip dolgu içinde çekme mukavemetini, eğilme modülünü, HDT ve Vicat sıcaklıklarını en fazla arttıran dolgu daha yüksek en boy oranı yüksek (aspect ratio) olan talktır.
- Kopma uzamasını en az düşüren dolgu kaplı kalsittir.
- Kaolin Izod darbe dayanımını en çok düşüren dolgudur.

Çalışma sonunda mekanik ve ısıl özellikler yönünden dolgulu PP üretmek için en ideal dolgu talktır. 3 farklı özellikteki talk karşılaştırıldığında ise daha düşük çapa sahip olan talk ile daha yüksek eğilme modülü, kopma uzaması değerleri, yüksek en/boy oranına sahip talk ile ise daha yüksek eğilme modülü, HDT, Vicat sıcaklığı, düşük kopma uzaması elde edilmektedir. Bu nedenle ticari olarak formülasyonda kullanılacak talkın istenen hedef teknik özelliklere uygun olarak seçilmesi gerekmektedir.

Tablo 4. Kullanılan orijinal PP ve geliştirilen %10 dolgulu formüllerin test sonuçları

Orijinal PP sonuçları			Orijinal PP	Kaolin d50:0,4 µm	Kaplı kalsit d50:6 µm	Talk d50:5,5 µm	Talk d50:1,3 µm	Talk d50:2,1 µm
			%100 PP	Orijinal PP %90 Kaolin %10	Orijinal PP %90 Kaplı kalsit %10	Orijinal PP %90 Talk %10	Orijinal PP %90 Talk %10	Orijinal PP %90 Talk %10 (High Aspect Ratio)
Testler	Birim	Standart	***Test Sonuçları***					
Yoğunluk	g/cm³	ISO 1183	0,9	0,95	0,96	0,96	0,95	0,96
Akışkanlık Hızı 230 °C, 2.16kg	g/10dk	ISO 1188	14,0	13,3	13	12,3	13,7	13
Çekme Mukavemeti	MPa	ISO 527 50mm/dk	18	18,9	17,1	19	19,2	20
Kopma Uzaması	%		500	65	104	76	87	59
Eğilme Modülü ,23°C	MPa	ISO 178 2mm/dk	900	1040	1025	1235	1310	1510
Eğilme Mukavemeti	MPa		25	25,6	23	27,7	26,6	28,8
İzod, çentikli 23°C	kJ/m²	ISO 180 1A	70 Kırılmadı	33	50,8	66,4 Kırılmadı	67 Kırılmadı	65,9 Kırılmadı
Vicat 5 kg	°C	ISO 306	51,9	48,4	51,6	53,2	52,4	56,7
HDT 1,82 MPa dikey	°C	ISO 75	49,5	50,1	48,3	52	51,7	56,3

5. REFERANSLAR

1- Pagev (2017), Türkiye Otomotiv Plastikleri Sektör İzleme Raporu

2- Jahani, Y. (2009), 'Comparison of the effect of mica and talc and chemical coupling on the rheology, morphology, and mechanical properties of polypropylene composites', John Wiley & Sons, Polym. Adv. Technology

3- Khan A. M., M. Arif, S. (2013), 'Effect Of Talc On Bending Strength Of Polypropylene Composites' International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development (IJMPERD), Vol. 3, Issue 3, 41-46.

4- Öksüz, M., Eroğlu,M., Yıldırım, H. (2006), 'Effect of Talc on the Properties of Polypropylene/Ethylene/Propylene/Diene Terpolymer Blends, Journal of Applied Polymer Science, Vol. 101, 3033–3039.

YENİ NESİL TBF VE HSLA300 SAC METAL ÇİFTLERİNİN PUNTA KAYNAK ÖZELLİKLERİNİN İNCELENMESİ

Abdullah Yasin BILICI , Imren OZTURK YILMAZ[2], Hakan AYDIN[3]
[1,2] Beyçelik Gestamp Otomotiv Sanayi A. Ş., BTSO Organize Sanayi Bölgesi, Bursa Türkiye
[3] Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bursa, Türkiye
[1] Corresponding Author: Abdullah Yasin BİLİCİ, abdullahbilici@beycelikgestamp.com.tr

ÖZET

Bu çalışmada elektrik direnç punta kaynağı ile birleştirilen HSLA300 ve yeni nesil kaplamasız TBF çelik saclarının kaynak parametrelerinin (kaynak akımı ve kaynak zamanı) kaynak bölgesi makro yapısı, yük taşıma kapasitesi, çekirdek çapı ve çökme miktarı üzerine etkileri incelenmiştir. Çalışmada kaynak akımı olarak 6 – 7 – 8 – 9 kA kullanılırken, kaynak zamanı olarak da 240 ve 400 ms kullanılmıştır. Kaynak bölgesine ısı girdisi artışını sağlayacak kaynak parametreleri erime bölgesinde porozite ortaya çıkmasına sebep olmaktadır. Artan kaynak akımı ve kaynak zamanı ile çekirdek çapı ve çökme miktarı artmıştır. 8 kA kaynak akımı ve 400 ms kaynak zamanında maksimum çekirdek çapı (8,39 mm) elde edilmiştir. Maksimum çökme miktarı (%22,43) ise 9 kA kaynak akımı ve 400 ms kaynak zamanında gözlenmiştir. Yine de, bu çökme değeri otomotiv standartlarının kabulü içerisinde kalmaktadır. Çekme deneylerindeki tüm kırılmalar daha ince olan TBF (daha yüksek mukavemete sahip olmasına rağmen) tarafında meydana gelmiştir. Uygun kaynak parametreleri (7 kA - 400 ms) ile maksimum yük taşıma kapasitesi 20 kN'a yaklaşmıştır. Kaynak zamanı artışı yük taşıma kapasitesi açısından da pozitif etki sağlamıştır.

Anahtar Kelimeler: HSLA300 çelik sacı, TBF çelik sacı, Elektrik direnç punta kaynağı, Yük taşıma kapasitesi

INVESTIGATION OF THE SPOT WELDING CHARACTERISTICS OF NEW GENERATION TBF AND HSLA300 SHEET METAL PAIRS

ABSTRACT

In this study, it is examined the effects of welding parameters (welding current and welding time) on the macro structure, load carrying capacity, nugget size and indentation depth of electric resistance spot welded HSLA300 and new generation uncoated TBF steel sheets. 6 - 7 - 8 - 9 kA is used as the welding current, while 240 and 400 ms are used as the welding time. Welding parameters that will increase the heat input to the welding zone cause porosity in the melting zone. With increasing welding current and welding time, the nugget size and indentation depth increased. Maximum nugget size (8,39 mm) were obtained at welding current of 8 kA and welding time of 400 ms. The maximum indentation depth (22,43%) was observed at 9 kA welding current and 400 ms welding time. However, this indentation depth remains within the acceptance of automotive industrial standards. All fractures of the welded samples in the tensile tests occurred on the thinner TBF sheet steel (although it has higher strength). Maximum load carrying capacity is close to 20 kN with appropriate welding parameters (7 kA - 400 ms). Increased welding time had a positive effect on load carrying capacity.

Keywords: HSLA300 sheet steel, TBF sheet steel, Electrical resistance spot weld, Load carrying capacity

1. GİRİŞ

Artan enerji ihtiyacı ve yakıt tüketiminden kaynaklanan sera gazı emisyonlarının sebep olduğu çevre kirliliği konularında, sürdürülebilirliğin sağlanmasına yönelik uluslararası kuruluşlar tarafından çeşitli kısıtlamalar getirilmiş ve her geçen yıl bu kısıtlamalar artarak devam etmektedir. Araç yakıt verimliliğini arttırma ve karbondioksit (CO_2) emisyonu azaltma isteği, otomobillerin yakıt ekonomisini iyileştirmek için tasarlanmış Kurumsal Ortalama Yakıt Ekonomisi (CAFE) standartları gibi uygulanabilir düzenlemelerin geliştirilmesine yol açmıştır. Bu yüzden, enerji verimliliğini arttırmak ve sera gazı salınımını azaltmak otomotiv sektörünün öncelikli araştırma konuları arasına girmiştir. Buna bağlı olarak, yakıt ekonomisine önemli bir oranda etkisi bulunan araç ağırlığının azaltılması yakıt tüketimini azaltmada en öne çıkan Ar-Ge konusu haline gelmiştir. Hafifletme sayesinde araç, harekete geçmek için daha az enerjiye ihtiyaç duyacak, bunun sonucu olarak CO_2 salınımı da azalacaktır [1-6].

Günümüzde, otomobillerde kullanılan metal malzemelerin önemli bir kısmını çelik saclar oluşturmaktadır. Yani, çelik saclarla ilgili yapılacak en küçük bir iyileştirmenin bile etkisi büyük olmaktadır. Bu anlamda, otomotiv sektöründe daha hafif tasarımlara olanak sağlayacak yeni nesil yüksek mukavemetli çelik sacların kullanımı kaçınılmaz hale gelmiştir. Nitekim araç üreticileri araç ağırlığını azaltmaya yönelik 1000 MPa'ın üzerindeki çelik sacları, özellikle güvenliğin ön planda olduğu parçalarda tercih etmeye başlamışlardır. Bu kapsamda tercih edilen çeliklerden biri de en yeni nesil olan 3. nesil geliştirilmiş yüksek mukavemetli çelikler (AHSS) sınıfında yer alan dönüşüm etkili plastisite (TRIP) katkılı beynitik ferrit (TBF) çelikleridir. TBF çeliği ilk defa Japon üretici Kobe Steel tarafından tanıtılmıştır [7]. Kobe Steel, TBF çeliklerini mukavemet değerleri 980 MPa'dan 1470 MPa'a varacak şekilde üretebilmiştir. TBF 1180 malzemesi 2014 model Nissan Infiniti Q50 modelinde A, B sütunları ve ayak takviyesi parçalarında" kullanılmıştır [8]. TBF çelikleri hem yüksek mukavemet hem de yüksek derin çekilebilirlik (yüksek süneklik) kombinasyonunu bir arada bulundurmasıyla oldukça dikkat çekicidir. TBF çelikleri, kalıntı östenit içeren beynitik ve/veya temperlenmiş martenzitik ana yapıya sahiptir [9-14]. İçerdiği kararlı kalıntı östenit, bu çelik sınıfının anahtar bileşenidir. Bu çeliklerin yüksek mukavemetini ince taneli beynitik ve/veya temperlenmiş martenzitik yapı sağlarken, yüksek uzama oranları TRIP etkisini ortaya çıkaran kalıntı östenitik inklüzyonlar sayesindedir [15,16].

Otomotiv sektöründe çelik sac kullanımının söz konusu olduğu yerlerde kaynaksız bir üretim düşünülemez. Otomotiv sanayinde kullanılan çelik sacların kaynağında en fazla kullanılan yöntem elektrik direnç punta kaynağıdır. Doruk ve ark. [17] yaptıkları bir çalışmada günümüzde üretilen sedan araç gövdelerinde ortalama 4.000 ile 6.000 arasında punta kaynağı uygulandığını ve diğer kaynak yöntemlerine göre araç gövdesinin oluşturulmasında %85 oranında elektrik direnç punta kaynağı kullanıldığını bildirmişlerdir. Kaynak kalitesinin istenen seviyede olabilmesi de ancak uygun kaynak parametrelerinin seçimiyle mümkün olabilmektedir. Otomotiv sanayinde yaygın bir şekilde kullanılan IF (Interstitial-Free Steel (Arayer Atomsuz Çelik)), HSLA (High Strength Low Alloy Steel (Düşük Alaşımlı Yüksek Mukavemetli Çelik)) ve DP (Dual Phase Steel (İki Fazlı Çelik)) gibi çelik sacların elektrik direnç punta kaynağı ile birleştirilmesi üzerine bugüne kadar birçok araştırma ve değerlendirme yapılmış, buna istinaden bu sacların punta kaynağı ile ilgili birçok hususu çözüme kavuşturulmuş ve bu çeliklere ait uygun kaynak parametreleri belirlenmiştir.

Otomotiv sanayinde araç gövdesinde aynı türdeki çelik sacların birleştirilmesinin yanı sıra farklı türdeki çelik sacların birleştirilmesi kaçınılmaz bir gereklilik olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu suretle, yeni nesil çelik sacların hali hazırda otomotiv sanayinde yaygın olarak kullanılan çelik saclarla kaynak edilmesi kaçınılmazdır. Bu husus çerçevesinde, farklı mukavemete sahip farklı türdeki çelik sacların elektrik direnç punta kaynağı ile birleştirilmelerinde çeşitli kaynak problemleri ortaya çıkabilmektedir. Bu bağlamda, elektrik direnç punta kaynağı ile birleştirilmiş yeni nesil yüksek mukavemetli çelik sacların farklı çelik saclarla birleştirilmesine yönelik kaynak davranışlarının belirlenmesine ihtiyaç duyulacağı açıktır.

Bu çalışmada, yeni nesil kaplamasız TBF çelik sacı ile otomotiv sanayinde yaygın olarak kullanılan HSLA300 çelik sacı elektrik direnç punta kaynağı ile birleştirilecektir. Böylece, otomotiv sanayinde bu çeliklerin kaynak işlemleri sürecine katkı sağlanması amaçlanmaktadır. Bu çalışma kapsamında, elektrik direnç punta kaynağı parametrelerinden kaynak akımı ve kaynak zamanının kaynak bölgesi makro yapısına, yük taşıma kapasitesine ve bunun yanı sıra çekirdek çapı ve çökme değerlerine etkileri belirlenmeye çalışılacaktır. Çalışmada diğer tüm kaynak parametreleri sabit tutulacaktır.

2. DENEYSEL ÇALIŞMA

Yapılan deneysel çalışmalarda; malzeme olarak Tablo-1'de kimyasal özellikleri ve Tablo-2'de mekanik özellikleri verilen 2,50 mm kalınlığındaki HSLA300 çeliği ve kaplamasız 0,95 mm kalınlığındaki TBF çelik malzemeleri kullanılmıştır.

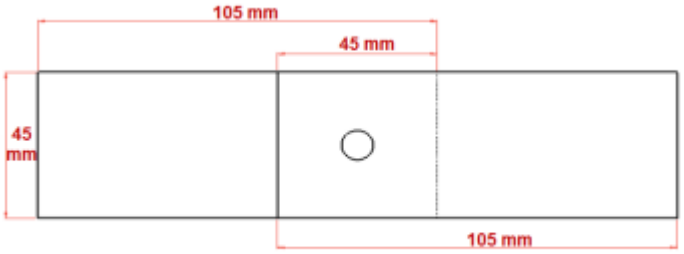
Tablo 1. Çalışmada kullanılan çelik malzemelerin kimyasal kompozisyonu (%Ağ.)

Malzeme	C	Mn	Si	P	Al	Nb
TBF (Kaplamasız)	0,18±0,03	1,4±0,25	0,8±0,2	0,03±0,01	0,03±0,015	0,03±0,015
HSLA300 (Kaplamasız)	0,08±0,02	1,0±0,2	0,3±0,1	0,02±0,01	0,02±005	0,05±0,02

Tablo 2. Çalışmada kullanılan çelik malzemelerin mekanik özellikleri

Malzeme	Akma Dayanımı [MPa]	Çekme Dayanımı [MPa]	Uzama [%]
TBF (Kaplamasız)	755±20	1105±30	17±2
HSLA300 (Kaplamasız)	320±20	420±30	26±2

Kaynak numuneleri, hadde yönleri boyuna gelecek şekilde Şekil-1'de gösterildiği ölçülerde lazer kesme makinasında kesme işlemleri yapılarak hazırlanmıştır. Deney çalışmaları tüm kontrolleri ve ayarlamaları yapılmış 240 kVA kapasiteye sahip robotik elektrik direnç punta kaynak makinesinde gerçekleştirilmiştir. Üretim şartlarına ve koşullarına uygun standart birleşimler gerçekleştirilmesi amacıyla prosese uygun bir kaynak fikstürü tasarlanarak üretilmiştir. 105 mm x 45 mm ölçülerinde kesilen numunelerin fikstür üzerinde üst üste binme mesafeleri 45 mm olarak ayarlanmıştır. Birleştirme işlemlerinde 6 mm çaplı bakır alaşımı elektrod kullanılmıştır. En önemli kaynak parametre değerlerinden kaynak kuvveti 2,5 kN olarak sabit tutularak, kaynak akımı (6 kA-7 kA-8 kA-9 kA) ve kaynak zamanının (240 ms-400 ms) değişkenliğine bağlı process window metodu çerçevesinde parametrik çalışmalar yapılmıştır.

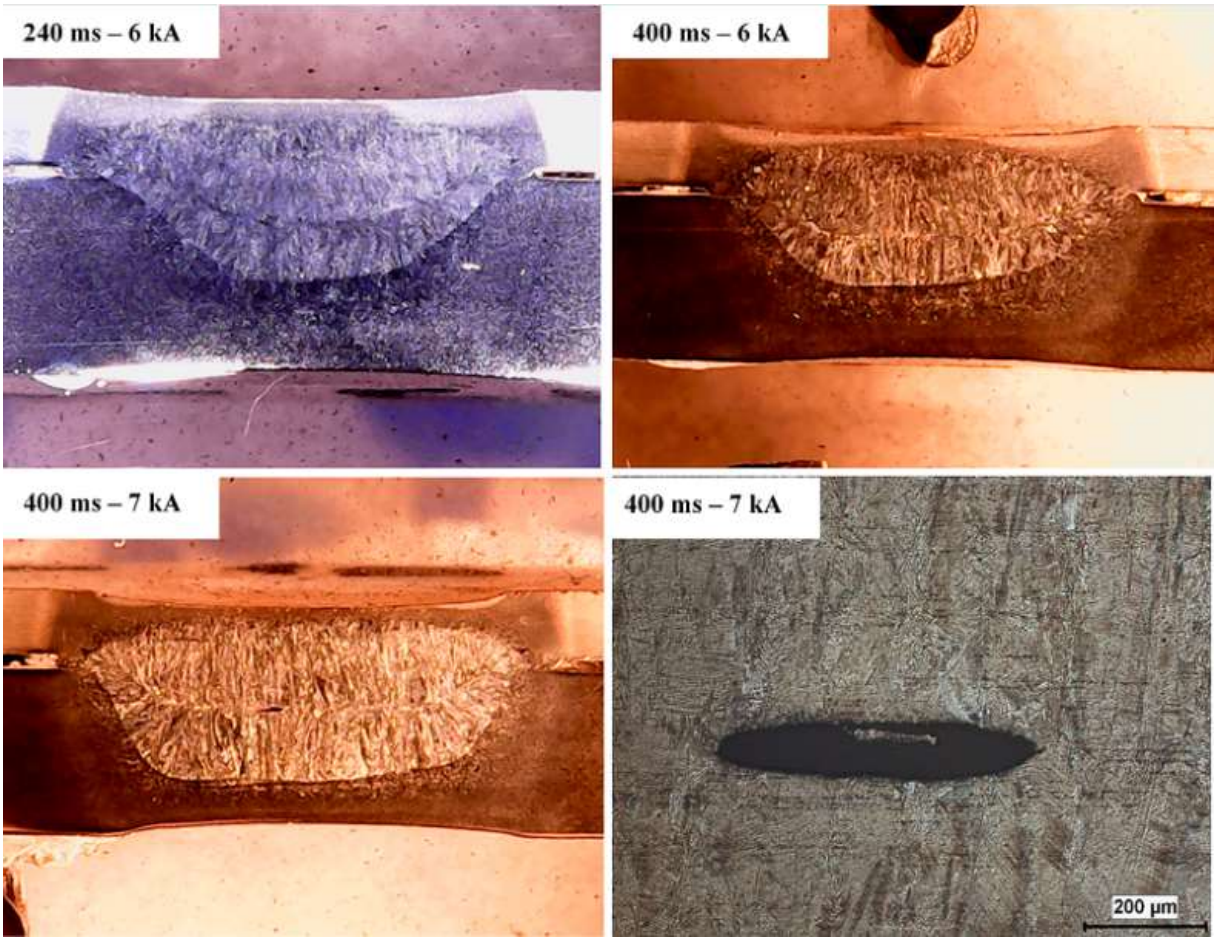


Şekil 1. Kaynak numunesi ölçüleri ve deney çalışmasında üst üste gelişi

Punta edilen tüm numunelerin punta bölgelerindeki elektrot baskı kuvveti ve erime kaynaklı çökme miktarlarını ölçmek amacıyla, punta bölgeleri ultrasonik direnç nokta kaynak test cihazıyla ultrasonik muayeneye tabi tutulmuşlardır. Çekirdek çapı boyutları çekirdeklerin fotoğrafları çekilerek dijital ortamda yüzde bir hassasiyetli milimetrik ölçüm yapılarak gerçekleştirilmiştir. Kaynaklı numunelerin mekanik özelliklerinden yük taşıma kapasitesini belirlemek amacıyla numunelere AWS (Amerikan Kaynak Topluluğu) D8.9M standartlarına uygun numuneler ile çekme testleri uygulanmıştır (AWS D8.9M, 2012) [18]. Deneyler oda sıcaklığında, 5 mm/dk çekme hızı ile bilgisayarlı Zwick çekme cihazında gerçekleştirilmiştir. Çekme testleri her parametre için en az üç farklı numuneye uygulanarak, değerlerde ortalama göz önünde bulundurulmuştur. Ayrıca numunelerin kaynak bölgesindeki makro hatalarını tespit etmek amacıyla kaynaklı parçalar enine kesit elde edilecek şekilde punta dairesinin tam ortasından hassas bir şekilde metalografik kesme cihazı ile kesilmiştir. Bakalite alınan bu numunelere 0,3 µm metalografik parlatma işlemi uygulanmıştır. Bu içyapı incelemeleri için Clemex foto analiz sistemine sahip Nikon DIC optik mikroskobu kullanılmıştır.

3. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

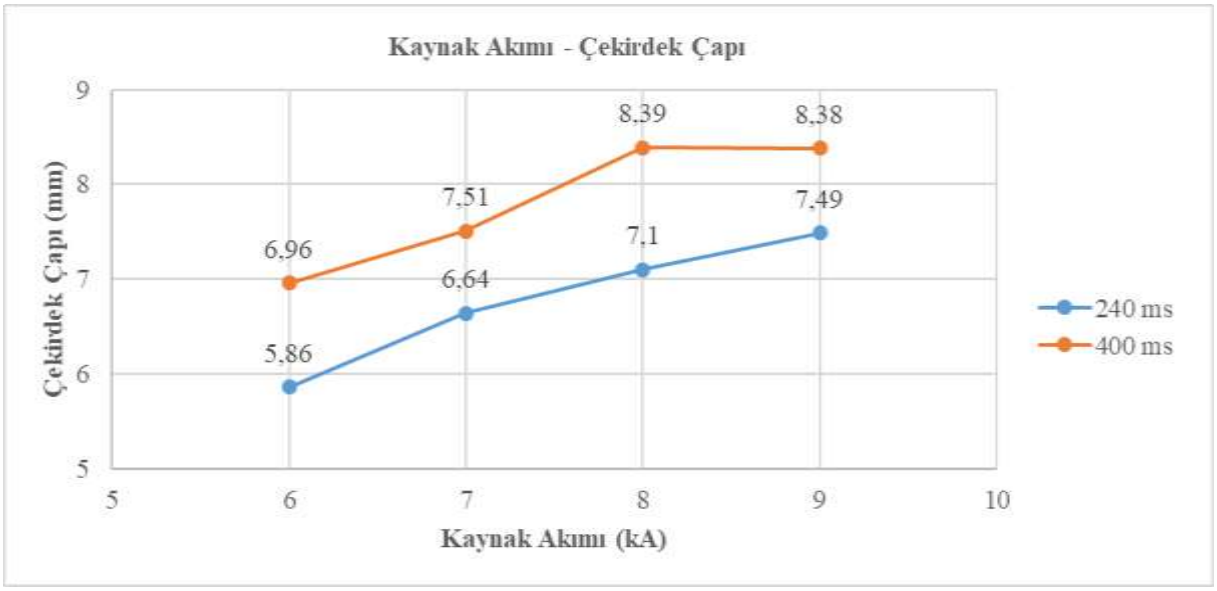
Mevcut kombinasyondaki 6 kA kaynak akımı (240 ms ve 400 ms kaynak zamanlarında) ile kaynak edilen punta kaynaklarında makro düzeyde belirgin kaynak hatalarına (gözenek, çatlak vs.) rastlanmamıştır (Şekil 2). Ancak, 7 kA-400 ms kaynak parametrelerine sahip (ısı girdisi yüksek) kaynaklı numunede ise kaynak merkezinde porozite mevcudiyeti dikkat çekmektedir. Yani, ısı girdisi artışı erime bölgesinde porozite oluşumuna neden olabilmektedir. Ancak, bu kaynak hatasının merkez civarında yer almasından dolayı eksenel çekmeye maruz yüklemelerde kaynak mukavemetini düşürecek bir etki yaratmayacağı söylenebilir. Kaynak akımı ve kaynak zamanı artışı erime bölgesini özellikle kalın sac olan HSLA çeliği tarafında belirgin şekilde genişletmiştir (Şekil 2).



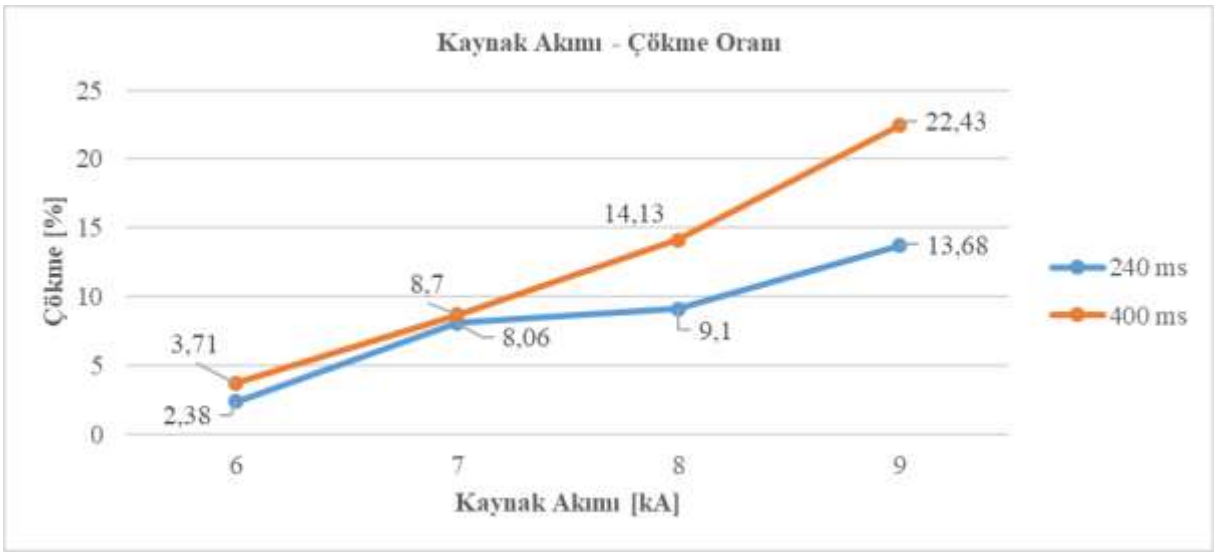
Şekil 2. Elektrik direnç punta kaynağı ile birleştirilmiş HSLA-TBF (kaplamasız) numunelerinin makro yapı incelemeleri.

Çekirdek Çapı, elektrik direnç punta kaynaklarında kaynak mukavemetini etkileyen önemli parametrelerden biridir. Çekirdek çapı ölçülürken punta bölgesindeki erime bölgesi dikkate alınmaktadır. Erime bölgesi ve çekirdek çapı genellikle ısı girdisi artışıyla beraber de artmaktadır. Bir başka deyişle kaynak akımının ve kaynak zamanın artışı ile çekirdek çapı da (bazen lineer şekilde) bir artış sergilemektedir. Bu çalışmada da benzer sonuçlarla karşılaşılmıştır. Şekil-3'de elektrik direnç punta kaynağı ile birleştirilmiş HSLA-TBF (kaplamasız) numunelerinin kaynak akımına bağlı olarak çekirdek çapı değişimleri gösterilmektedir. HSLA - TBF (kaplamasız) elektrik direnç punta kaynağında 240 ms kaynak zamanında kaynak akımı artışı ile çekirdek çapı sürekli artmaktadır: Kaynak akımının 6 kA'den 9 kA'e arttırılması ile çekirdek çapı yaklaşık %28 artmıştır. 400 ms kaynak zamanında da kaynak akımı artışı ile çekirdek çapı artmaktadır. Artan kaynak zamanı çekirdek çapı değerlerini daha yüksek çekirdek çapı değerlerine ötelemiştir. 8 kA'de maksimum değerine ulaşmaktadır. 400 ms kaynak zamanında kaynak akımı 6 kA'den 8 kA'e arttırılması ile çekirdek çapı %21 civarında artmıştır. 8 kA sonrası artan kaynak akımı ise çekirdek çapını arttırmamıştır. Maksimum çekirdek çapı 8,39 mm civarında elde edilmiştir. Bu değerin daha da üzerinde çekirdek çapının elde edilemeyeceği aşikârdır. Nitekim çalışmada kullanılan elektrod çapı 6 mm'dir.

Her iki kaynak zamanında da, çökme miktarı kaynak akımı ile sürekli bir artış içerisindedir (Şekil 4). Çökme miktarı otomotiv sektörü standartları içerisinde kalmaktadır: Maksimum elde edilen çökme miktarı bile 240 ms kaynak zamanı için %13,68, 400 ms kaynak zamanı için %22,43 değerindedir. Yüksek kaynak zamanı (400 ms) çökme miktarını aynı kaynak akımında daha üst değerlere ötelemektedir.



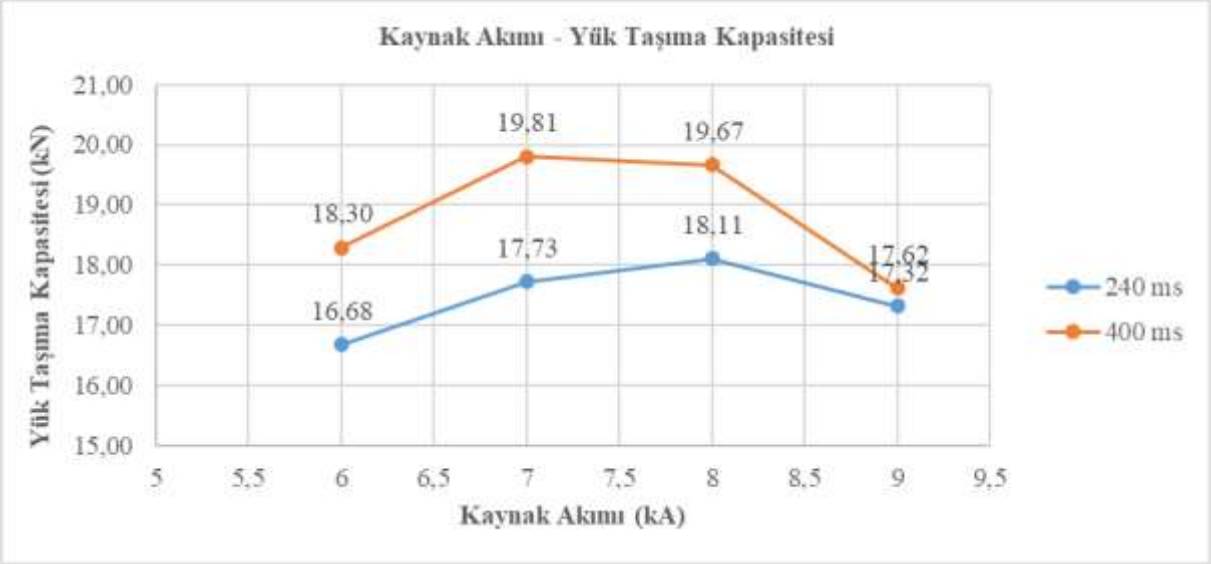
Şekil 3. Elektrik direnç punta kaynağı ile birleştirilmiş HSLA-TBF (kaplamasız) numunelerinde kaynak akımına bağlı olarak çekirdek çapı değişimi.



Şekil 4. Elektrik direnç punta kaynağı ile birleştirilmiş HSLA-TBF (kaplamasız) numunelerinde kaynak akımına bağlı olarak çökme oranı değişimi.

Elektrik direnç punta kaynağı ile birleştirilmiş HSLA-TBF (kaplamasız) numunelerinde kaynak parametrelerine bağlı olarak kopma yüklerinin değişimi Şekil 5'de verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, kırılmaların daha ince olan TBF (daha yüksek mukavemete sahip olmasına rağmen) tarafında meydana geldiği görülmektedir. TBF çelik sacı oldukça ince olmasına rağmen kaynak mukavemeti oldukça yüksek elde edilmiştir (20 kN değerine yaklaşmıştır). Kaynaklı numuneler yeterli kaynak mukavemetine sahip olması durumunda çekirdek her daim HSLA300 (daha düşük mukavemete sahip olmasına rağmen) tarafında kalmaktadır. Bu da, HSLA300 çelik sacının kalın seçilmesinden ileri gelmektedir. 240 ms kaynak zamanı kullanımında maksimum kopma yükü (18,11 kN) 8 kA kaynak akımında elde edilmiştir. 8 kA değerine kadar artan kaynak akımı ile kopma yükü artmıştır. 8 kA değerinden sonra artan kaynak akımı ile birlikte kopma yükü düşmeye başlamıştır. 8 kA'den daha küçük kaynak akımı değerlerinde daha düşük ısı girdisine izafeten çekirdek çapı nispeten daha küçük kaldığından (daha az erime) kopma yükü daha düşük değerlerdedir. En düşük mukavemete ve en düşük çekirdek çapına sahip 6 kA ile kaynak edilen numunede kırılma ara yüzey (Interfacial: IF) tipi kırılma şeklinde gerçekleştiği gözlenmiştir (Şekil 6). Diğer tüm numunelerde (240 ms kaynak zamanı ile kaynak edilen) kırılma tipi Nugget Pull-Out (NPO) şeklinde gerçekleşmiştir (Şekil 6). Yani kırılmalar, erime bölgesinin hemen bitimde (erime bölgesi ile ısı tesiri altındaki bölgenin (ITAB) hemen sınırında) meydana gelmiştir. Kopma yükünün 9

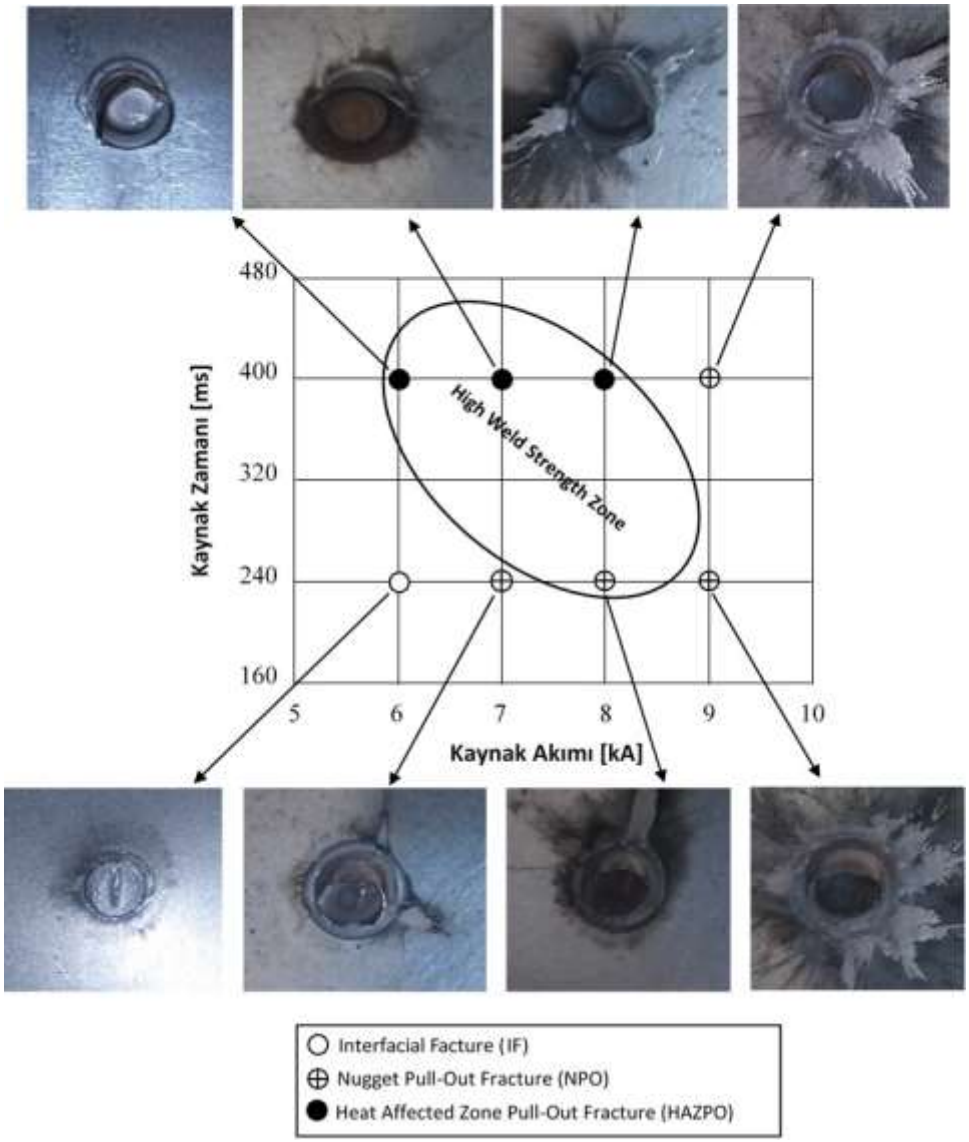
kA'de düşüşü ise sıçratma (expulsion) artışı ile erime bölgesinden önemli miktarda malzeme kaybı ve çökme miktarındaki artış ile ilişkilendirilebilir. Diğer taraftan, 400 ms kaynak zamanı kullanımında, 240 ms kaynak zamanı kullanımına göre kopma yükü aynı kaynak akımlarında daha yüksek değerlere ötelenmiştir. Kaynak zamanı artışı proseste kopma yükü açısından pozitif etki sağlamıştır. 400 ms kaynak zamanı kullanımında maksimum kopma yükü (19,81 kN) 7 kA kaynak akımında elde edilmiştir. Bu değer 240 ms'de elde edilen maksimum kopma yükünden yaklaşık %10 daha fazladır ve daha düşük kaynak akımında elde edilmiştir. Bu da, 400 ms kaynak zamanında daha düşük kaynak akımı sayesinde daha az sıçratma ile daha yüksek kaynak mukavemeti anlamına gelebilir (otomotiv sanayi için bir avantaj olarak nitelendirilebilir). Yani, kaynak zamanının artması daha düşük kaynak akımında maksimum değerin yakalanmasını sağlamıştır. 7 kA'in üstünde ise kopma yükü artan kaynak akımı ile düşmeye başlamıştır. Bu da, artan kaynak akımı ile sıçratmanın artan etkisi ile erime bölgesindeki malzeme kaybına, çökme miktarındaki artışa veya ITAB'da mukavemet kaybı artışına bağlanabilir. 6 kA, 7 kA ve 8 kA kaynak akımlarında üretilen yüksek kopma yükü değerlerine sahip numunelerdeki kırılmalar HAZ full-buton tarzında gerçekleşmiştir (HAZPO: Heat Affected Zone Pull-Out). Ancak, kaynak mukavemetinin hızla düştüğü numunedeki kırılma nugget full-buton (NPO) şeklinde gerçekleşmiştir: Kırılma erime bölgesi ile HAZ sınır bölgesine kaymıştır. Bu da, erime bölgesinde sıçratma ile malzeme kaybına bağlanabilir.



Şekil 5. Elektrik direnç punta kaynağı ile birleştirilmiş HSLA-TBF (kaplamasız) numunelerinde kaynak akımına bağlı olarak kopma yükü değişimi.

240 ms kaynak zamanında 8 kA'e kadar kaynak mukavemeti çekirdek çapı ile uyum içerisindedir: Çekirdek çapı artışı ile kaynak mukavemeti artmıştır. Daha yüksek kaynak akımında (9 kA) ise bu korelasyon bozulmaktadır. Bu da, çökme miktarındaki artış ve aşırı sıçratma ile ilişkilendirilebilir. 400 ms kaynak zamanında ise 7 kA'e kadar kaynak mukavemeti çekirdek çapı ile uyum içerisindedir. Çekirdek çapı artışı ile kaynak mukavemeti artmıştır. Daha yüksek kaynak akımlarında (9-10 kA) ise bu korelasyon bozulmaktadır. Bu da yine, çökme miktarındaki artış ve aşırı sıçratma ile ilişkilendirilebilir.

Genel olarak tüm numuneler değerlendirildiğinde, yüksek kaynak zamanının (400 ms) kopma yükü açısından daha iyi sonuçlar verdiği söylenebilir. Uygulamada 2.5 mm kalınlığındaki HSLA300 ve 0,95 mm kalınlığındaki kaplamasız TBF saclarının elektrik direnç punta kaynağı ile birleştirmelerinde kopma yükü ve çökme miktarı açısından optimum değerler için kaynak parametreleri olarak kaynak akımı 7 kA ve kaynak zamanı 400 ms değerlerinin kullanımı uygun olacaktır.



Şekil 6. Elektrik direnç punta kaynağı ile birleştirilmiş HSLA-TBF (kaplamasız) numunelerinde kaynak akımı ve kaynak zamanına bağlı olarak kopma sonucu çekirdek tipleri.

4. SONUÇ

Bu çalışmada, 2,50 mm kalınlığındaki HSLA300 çelik sacı, kaplamasız 0,95 mm kalınlığındaki TBF çelik sacı ile elektrik direnç punta kaynağı ile birleştirilmiştir. Elden edilen sonuçlar aşağıda sıralanmıştır:

- Isı girdisi artışı sağlayan kaynak parametreleri erime bölgesinde porozite oluşumuna sebep olabilmektedir.
- 240 ms kaynak zamanında kaynak akımı artışı ile çekirdek çapı sürekli artmaktadır. 400 ms kaynak zamanında da kaynak akımı artışı ile çekirdek çapı artmaktadır: 8 kA'de maksimum değerine (8,39 mm) ulaşmaktadır, sonrası düşüşe geçmektedir. Artan kaynak zamanı çekirdek çapı değerlerini daha yüksek çekirdek çapı değerlerine ötelemektedir.
- Çökme miktarı kaynak akımı ve kaynak zamanı ile artmaktadır. Çalışmada maksimum çökme miktarı (%22,43) 9 kA kaynak akımı ve 400 ms kaynak zamanında elde edilmiştir. Bu değer otomotiv sektörü standartlarını karşılayacak seviyededir.
- Kırılmaların tümü daha ince olan TBF (daha yüksek mukavemete sahip olmasına rağmen) tarafında meydana gelmektedir.
- Çalışmada maksimum yük taşıma kapasitesi (20 kN civarında) 7 kA kaynak akımı ve 400 ms kaynak zamanında elde edilmektedir.
- Kaynak zamanı artışı aynı akım değerlerinde yük taşıma kapasitesini daha yüksek değerlere ötelemektedir. Kaynak zamanı artışı yük taşıma kapasitesi açısından pozitif etki sağlamaktadır.

TEŞEKKÜR

Ar-Ge projesi kapsamında gerçekleştirilen bu çalışma Beyçelik Gestamp Otomotiv Sanayi A.Ş. tarafından finanse edilmiştir.

REFERANSLAR

[1] Öztürk, F., Toros, S., Esener, E., Uysal, E. (2009) "Otomotiv Endüstrisinde Yüksek Mukavemetli Çeliklerin Kullanımının İncelenmesi", TMMOB Makine Mühendisleri Odası 11. Otomotiv Sempozyumu, 50, 596, pp.44-49.

[2] Cheah, L. (2010) "Cars on a Diet: The Material and Energy Impacts of Passenger Vehicle Weight Reduction in the U.S.", Doctor of Philosophy in Engineering Systems, The Massachusetts Institute of Technology, USA.

[3] Matlock, D.K., Speer, J.G., De Moor, E., Gibbs, P.J. (2012) "Recent developments in advanced high strength sheet steels for automotive applications: an overview", Jestech, 15, 1, pp.1–12.

[4] Xie, Z., Shang, C., Wang, X., Wang, X., Han, G., Misra, R. (2020) "Recent progress in third-generatipn low alloy steels developed under M^3 microstructure control", Int J Miner Metall Mater, 27, pp.1-9.

[5] Bouaziz, O., Zurob, H., Huang, M. (2013) "Driving force and logic of development of advanced high strength steels for automotive applications", Steel Res. Int., 84, pp.937–947.

[6] Hilditch, T.B., Souza, T.de, Hodgson, P.D. (2015) "Properties and automotive applications of advanced high-strength steels (AHSS)", Welding and Joining of Advanced High Strength Steels (AHSS), pp.9-28.

[7] Kimura, T. (2011) "Formability of TRIP Type Bainitic Ferrite Steel Sheet" Kobelco Technology Review, 30, pp.85-89.

[8] Karaçalı, G. (2015) "Soğuk Haddelenmiş Çift Fazlı DP600 Kalite Çeliklerin Yaşlanma Davranışının İncelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü.

[9] Hojo, T., Kobayashi, J., Sugimoto, K.-I., Nagasaka, A., Akiyama, E. (2020) "Effects of Alloying Elements Addition on Delayed Fracture Properties of Ultra High-Strength TRIP-Aided Martensitic Steels", *Metals, 10,* 6.

[10] Hausmann, K., Krizan, D., Spiradek-Hahn, K., Pichler, A., Werner, E. (2013) "The influence of Nb on the transformation behavior and mechanical properties of TRIP-assisted bainitic-ferrite sheet steels", Mater. Sci. Eng. A. 588, pp. 142–150.

[11] Sugimoto, K., Srivastava, A.K., (2015) "Microstructure and Mechanical Properties of a TRIP-Aided Martensitic Steel", Metallogr. Microstruct. Anal., 4, pp. 344-354.

[12] Sugimoto, K., Hojo, T., Kobayashi, J. (2017) "Critical assessment 29: TRIP-aided bainitic ferrite steels, Materials Science and Technology", 33, 17, pp. 2005-2009.

[13] Öztürk Yılmaz, İ., Bilici, A. Y., Aydın, H., (2018) "Farklı Kalınlıklardaki Yeni Nesil TBF Çeliğinin Elektrik Direnç Punta Kaynağı ile Kaynak Edilebilirliği" 9th International Automotive Technologies Congress (OTEKON 2018), Bursa, Türkiye, pp. 1594-1600.

[14] Natori, M., Mizuno, Y., Song, S., Sugimoto, K. (2015) "Effects of fine particle peening on fatigue strength of TRIP-aided bainitic ferrite steel", J Soc Mater Sci Jpn., 64, pp. 620–627.

[15] Öztürk Yılmaz, İ., Bilici, A. Y., Aydın, H., (2019) "Microstructure and mechanical properties of dissimilar resistance spot welded DP1000-QP1180 steel sheets" Journal of Central South University, 26, pp. 25-42.

[16] Kimura, T. (2011) "Formability of TRIP Type Bainitic Ferrite Steel Sheet", Kobelco Technology, Review No. 30, pp. .85-89.

[17] Doruk, E., Pakdil, M., Çam, G., Durgun, İ., Kumru, U.C. (2016) "Otomotiv Sektöründe Direnç Nokta Kaynağı Uygulamaları", Mühendis ve Makina, 57, 673, pp. 48-53.

[18] AWS D8.9M. (2012) "Test Methods for Evaluating the Resistance Spot Welding Behavior of Automotive Sheet Steel Materials (S)", An American National Standard.

OTOMATİZE EDİLMİŞ MANUEL ŞANZIMAN KONTROLÜ

Mirsad Bucak, Mustafa Unver, Cengiz Aydin, Eren Deniz
[1,2,3,4] TUMOSAN Motor and Tractor, Electric Electronic Systems Department, Istanbul, Turkey
[1] Corresponding Author: Mirsad Bucak, mirsad.bucak@tumosan.com.tr
[2] Corresponding Author: Mustafa Unver, mustafa.unver@tumosan.com.tr
[3] Corresponding Author: Cengiz Aydin, cengiz.aydin@tumosan.com.tr
[4] Corresponding Author: Mirsad Bucak, eren.deniz@tumosan.com.tr

ÖZET

Bu projede, kara araçları için TÜMOSAN ekibi tarafından geliştirilen otomatize edilmiş manuel şanzımanın (AMT) kontrol yazılımına model tabanlı tasarım yaklaşımıyla çalışılmıştır. İlk bölümde, şanzıman çeşitleri ile ilgili bilgi verilerek AMT'nin diğer şanzıman tiplerinden farkı ve avantajları açıklanmıştır. Çalışmada, otomotiv sektöründe ürün geliştirme süreçlerinde sıklıkla kullanılan V döngüsü yaklaşımı kullanılmış ve bu ürün geliştirme döngüsü kısaca tanıtılmıştır. Geliştirilen AMT sekiz + bir şanzıman olup, kontrolü selenoid valfler vasıtasıyla yapılmaktadır. Vites geçişleri, selenoid valflerin belirli bir sırada açılıp kapanması sayesinde sağlanmaktadır. AMT kontrol stratejisi, Simulink ortamında Stateflow aracı kullanılarak geliştirilmiştir ve bir vitesten diğer vitese geçiş aşamasında gerçekleşen adımlar bir akış şeması şeklinde açıklanmıştır.

Geliştirilen kontrol modelinin testleri için öncelikli olarak MATLAB/Simulink ortamında MIL testleri (Model in the Loop) gerçekleştirilmiş sonrasında da dSPACE üzerinde HIL (Hardware in the loop) testleri yapılmıştır. Bu testler ile geliştirme sürecinde yaşanabilecek hataları en aza indirgemek ve maliyetleri düşürmek amaçlanmıştır. Gelecek çalışmada, kontrol modelinin araç üzerinde testlerinin yapılması öngörülmektedir.

Anahtar Kelimeler: Otomatize edilmiş manuel şanzıman, vites geçiş kontrolü, elektro-hidrolik sistemler

AUTOMATED MANUAL TRANSMISSION CONTROL

ABSTRACT

In this project, a model-based design approach to automated manual transmission (AMT) control software developed by the TÜMOSAN team for land vehicles was studied. In the first section, an introduction regarding transmission types is given and the difference and advantages of AMT from other transmission types are explained. In this study, V cycle, which is widely used in automotive sector for product development process, used and this development process, has been briefly introduced. The developed transmission is eight + one AMT and controlled by solenoid valves. Shift transitions are achieved by opening and closing these valves in a certain order. AMT control strategy is developed in Simulink environment within Stateflow tool and the steps that take place from one gear to next are described in a flow chart.

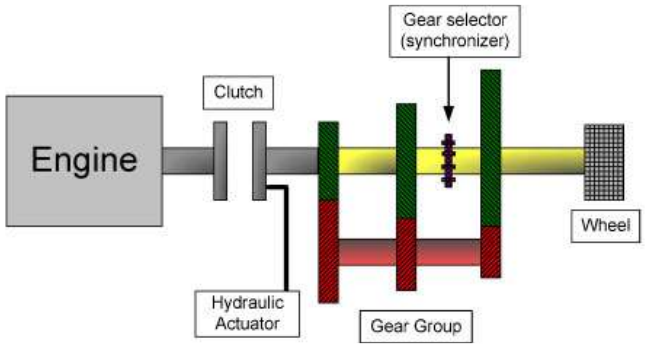
In order to test developed control model, firstly MIL (Model in the Loop) tests has been performed in MATLAB/Simulink environment and then, HIL tests has been conducted in dSPACE platform. The aim of these tests is to minimize errors and reduce costs that may occur during the development process. For future work, control model will be tested on vehicle.

Keywords: Automated manual transmission, Gear shifting control, electro-hydraulic systems

1. GİRİŞ

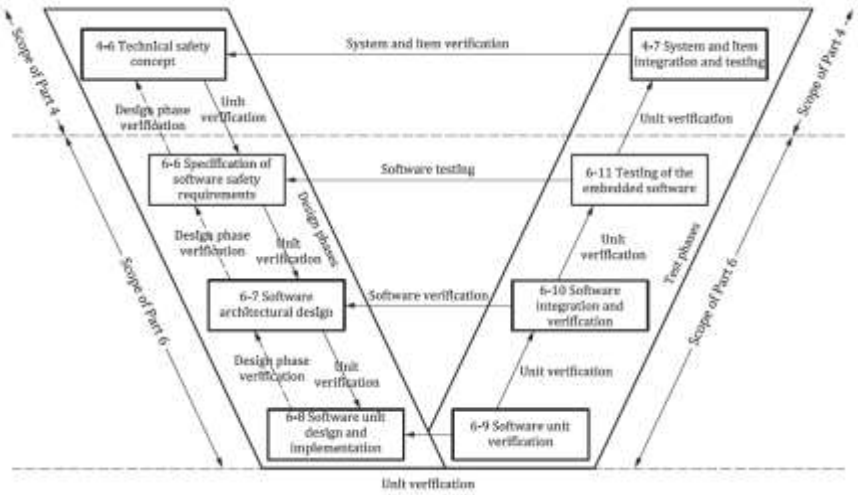
Fosil yakıt fiyatlarındaki artış ve küresel ısınma konusundaki endişelerden dolayı otomotiv üreticileri yakıt bakımından verimli araçlar üretmeyi hedeflemektedir. Motor torku ve gücünü araca aktarmaya yarayan şanzıman sistemleri yakıt ekonomisini etkileyen en önemli sistemlerin başında gelmektedir. Günümüzde, sıklıkla kullanılan şanzıman sistemleri; manuel şanzıman (MT) ve otomatik şanzıman (AT) sistemleridir ve her ikisi de kendi içinde avantaj ve dezavantajlara sahiptir. Otomatik şanzıman, manuel şanzımana göre daha fazla yakıt harcamasına rağmen kullanım kolaylığı noktasında daha avantajlıdır. Otomatize edilmiş manuel şanzıman ise (AMT), MT ve AT'nin avantajlarının bir araya getirilmesinden oluşan bir şanzıman çeşidiidir ve özellikle, AT'lere göre daha az yakıt tüketimi sağlamaktadır (Song, X.-Y., Sun, Z.-X., Yang, X.-J., ve Zhu, G.-M., 2010). AMT, MT ile mekanik olarak benzerlik göstermektedir (L. Glielmo,

L. Iannelli, V. Vacca ve F. Vasca, 2006). Buradaki fark, AMT'de kavrama ve vites geçişleri şanzıman kontrol ünitesi tarafından sürülen elektro hidrolik eyleyiciler ile yapılmaktadır. Şanzıman kontrol ünitesi, vites geçiş talebinin gelmesi ile birlikte ilgili sinyalleri o an ki sürüş koşulları ve moduna göre motora, kuru kavrama ve dişli kutusuna gönderir. AMT şematiği Şekil.1'de paylaşılmıştır. Bir şanzımanda en kritik fazlardan biriside debriyaj kavrama işleminin gerçekleşmesidir. Kavrama hızı ve torkunun istenilen şekilde kontrol edilememesi güç aktarma organlarında titreşim ve zayıf yakıt ekonomisine sebep olmaktadır. Dolayısıyla, aktif bir kontrol sisteminin geliştirilmesi elzemdir. Bu çalışmada, PID tabanlı kavrama kontrolü analiz edilmiştir.



Şekil 1. AMT Diyagramı

2. V DÖNGÜSÜ

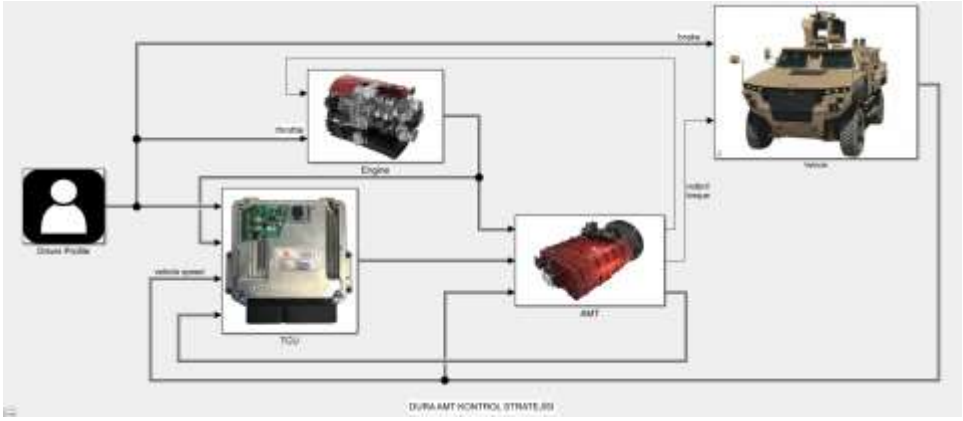


Şekil 2. V döngüsü

Kontrol sistemi yazılım geliştirme süreci, sistem seviyesinde belirlenen teknik güvenlik konseptine göre yazılım güvenlik gereksinimlerinin belirlenmesi ile başlanır. Belirlenen yazılım güvenlik gereksinimlerini kapsayacak mimari tasarım oluşturulur. Mimari tasarım sürecinde kontrol modelinin tüm fonksiyonları belirlenir ve yazılım güvenlik gereksinimleri ile ilişkilendirilir. İlişkilendirilen gereksinimlere uygun olarak fonksiyon blokları geliştirilerek mimari yapıya uygulanır. Geliştirilen fonksiyonların birim testleri yapılır. Birim testler başarı ile tamamlandıktan sonra fonksiyonlar sistemle bütünleştirilir ve doğrulanır. Son olarak yazılım test edilerek sistem seviyesinde entegrasyon ve test sürecine geçilir. AMT kontrol modelinin geliştirilmesi sürecinde V döngüsündeki adımlar kullanılmıştır.

3. AMT KONTROL STRATEJİSİ

Geliştirilen AMT, sekiz adet valften oluşmaktadır. Burada, yedi valf vitesler için bir valf ise debriyaj kavraması için kullanılmaktadır. Vites için kullanılan valfler, açma kapama valfleri olup 3 yollu 2 konumlu sürgülü yön kontrol valfidir. Kavrama için kullanılan valf ise, 3 yönlü sürgülü tipi oransal valftir. AMT kontrol stratejisini bütünüyle inceleyen görsel aşağıdaki şekilde paylaşılmıştır.

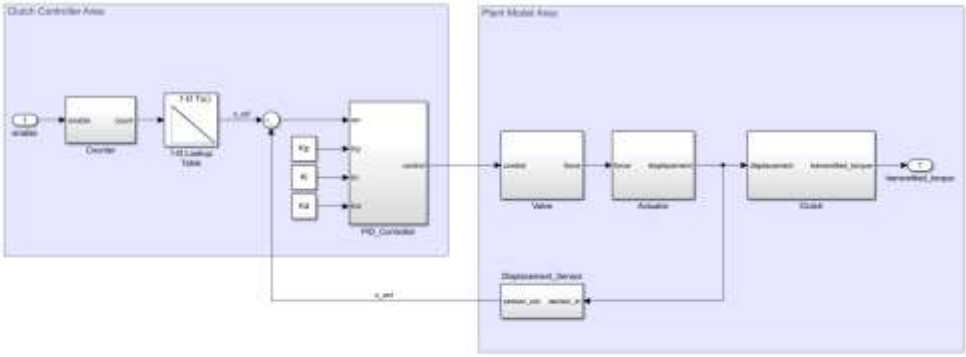


Şekil 3. DURA AMT Kontrol Stratejisi

3.1 Debriyaj Kavrama Kontrolü

Vites geçişlerinde hasara yol açılmaması amacıyla motor ile şanzıman arasındaki güç aktarımının kesilmesi elzemdir. Bu nedenle geliştirilen AMT kontrol stratejisinde, güç aktarımının gerektiği yerde kesilmesi ve gerektiği yerde sağlanması için motor ile şanzıman arasında kullanılan kuru kavramanın, debriyaj pedalı gibi bir komut mekanizmasına ihtiyaç duymadan otomatik olarak sağlanması gereksinimi göz önünde bulundurularak debriyaj kavrama kontrolü için modül tasarımı yapılmıştır.

AMT kontrol stratejisi için geliştirilen Debriyaj Kavrama Kontrol modülünde performans ve kararlılık gereksinimleri de göz önünde bulundurularak pozisyon geri beslemeli PID kontrol tekniği kullanılmıştır. Ayrıca modül içerisinde debriyaj kavrama kontrolünü otomatize edebilmek amacıyla, pozisyon referansı olarak kalibrasyon testleri aşamasında oluşturulan Pozisyon-Zaman eğrisi kullanılmıştır.



Şekil 4. Debriyaj Kavrama Kontrol Modeli

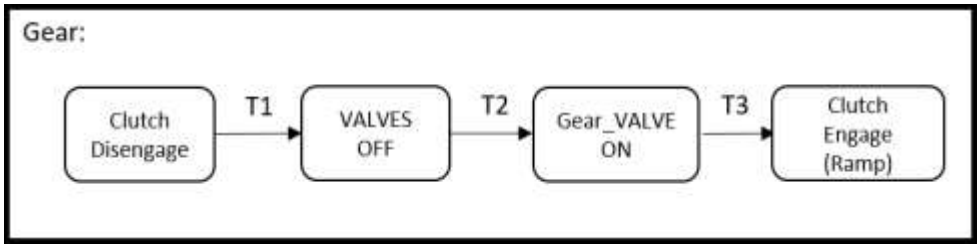
3.2 Vites Geçiş Karar Stratejisi

Bu bölümde, vites geçiş karar stratejisi anlatılacaktır. Bu strateji, Simulink ortamında Stateflow aracı kullanılarak geliştirilmiştir. Stateflow, sistemlerin durum makineleri ve akış diyagramları şeklinde modellenmesine olanak sağlayan bir araçtır. Simulink ortamında geliştirilen modelin, girdileri araç hızı ve gaz pedalı oranı, çıktıları ise valflere ait sinyaller olup model iki kısımdan oluşmaktadır.

Modelin ilk kısmında gaz pedal oranı ve araç hızı haritasından, her bir vitesin bir üst vites ya da alt vitese geçişi için belirlenen hız eşik değerleri kullanılmıştır. Bu eşik değerleri aracın o anki hızıyla karşılaştırılarak vites artırılması ya da azaltılması kararı verilmektedir. İkinci kısımda ise gelen vites bilgisine göre aşağıdaki adımlar uygulanır;

- Debriyaj kavraması ayrılır.
- İlgili valfler kapalı duruma getirilir.
- İlgili vitese ait valfler açılır.
- Debriyaj kavraması bir rampa fonksiyonu şeklinde kapatılır.

Bu akış aşağıdaki şekilde paylaşılmıştır ve burada, T1, T2 ve T3 değerleri geçişler arasında mekanik hasara yol açmamak için beklenen süreyi temsil etmektedir.



Şekil 5. Vites Geçişi Akış Şeması

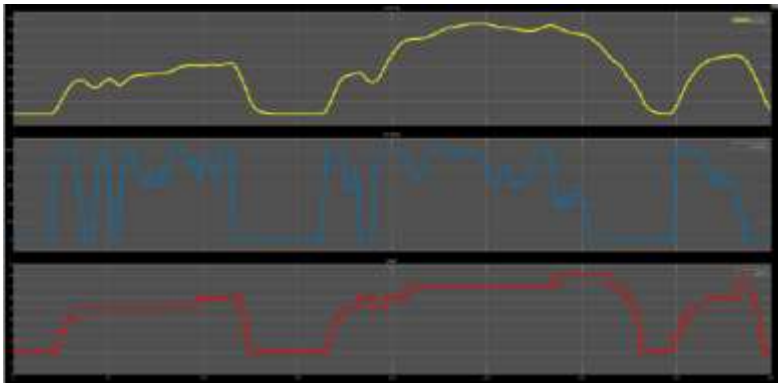
3.3 Fonksiyonel Güvenlik

Elektro-Hidrolik Kontrollü AMT sistemi, manuel kontrollü şanzıman sistemlerine göre yüksek seviye de otomatize edilmiş fonksiyonlar içerdiği için daha fazla fonksiyonel güvenlik kıstası içermektedir. Bunlardan bazıları aşağıda listelenmiştir;

- Şanzımanın istenilen viteste olduğunu doğrulamak amacıyla şanzımanın giriş ve çıkış devir oranı ile ilgili vitesin dişli oranı karşılaştırılmaktadır.
- Debriyaj kavramasını ayırma, önceki vites valfini kapatma, ilgili vites valfini açma ve debriyaj kavraması gibi durumlar arasında, geçişlerde mekanik hasara yol açmamak amacıyla testler sırasında belirlenen süreler kadar bekletilmektedir.
- Vites geçiş mekanizması ile D-R (İleri-Geri) veya R-D (Geri-İleri) konumları arasında geçişlerde araç hızı belirli bir hızın altında değil ise geçiş izni engellenmektedir.
- Vites geçişlerinde mekanik hasara yol açmamak amacıyla motor kontrol ünitesine tork azaltma komutu gönderilmektedir.
- AMT 'de bulunan bütün valflerin akım geri beslemeleri okunarak, valflerin gerekli durumlarda açıldığı ve gerekli durumlarda kapandığı kontrol edilmektedir.

4. AMT KONTROL MODELİNİN TESTLERİ

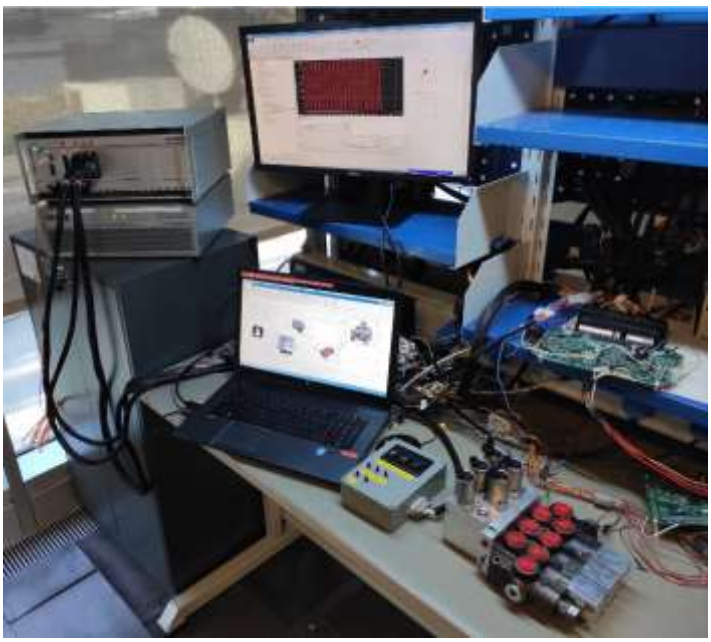
Geliştirilen kontrol modelindeki olası hataları önceden tespit etmek ve kontrol modelinin doğruluğunu teyit etmek için ilk aşama olarak MIL (Model in the Loop) testlerinin yapılması gerekmektedir. Modele uygulanan farklı girdiler neticesinde simülasyon üzerinde sistem cevabı incelenerek modelde iyileştirmeler yapılmıştır. Aşağıdaki şekilde uygulanan hıza karşılık değişen gaz kelebeği oranı ve vites geçişleri görülmektedir. Aracın hızının azalması ile birlikte vites düşerken, hızın artması ile birlikte vitesin yükseldiği grafikten gözlemlenebilir.



Şekil 6. MIL Testi Sonuçları (Araç hızı-gaz kelebeği oranı-vites bilgisi)

Kontrol modeli simülasyon ortamında test edildikten sonra diğer bir test aşaması olan HIL testlerine geçilmektedir. HIL testi, bir gerçek zamanlı simülasyon çeşididir. Geliştirilen kontrol tasarımını test etmek için kullanılır. Bu simülasyonda, gerçek zamanlı çalışan bir makine, sisteme ait matematiksel modelin ve kontrolörün sanal bir gösterimi olarak kullanılmaktadır. Kontrol modeli, gerçek zamanlı çalışan bu makinede koşturularak kontrolörün gerçek zamanlı tepkisi ölçülebilir. Ayrıca, bu yöntemle sisteme ait farklı parametreler test boyunca değiştirilerek her birinin kontrol cevabına etkisi gözlemlenebilir. HIL testleri sayesinde pahalı prototip üretiminin önüne geçilerek maliyetler ciddi oranda

azaltılmakta ve hatalar üretime geçmeden tespit edilebilmektedir. Bu çalışmada, HIL testleri için dSPACE'in SCALEXIO ürünü kullanılmıştır.



Şekil 7. HIL test düzeneği

5. SONUÇ VE GELECEK ÇALIŞMALAR

Otomatize edilmiş manuel şanzıman kontrol testleri başarılı bir şekilde gerçekleştirilerek modelin doğruluğu teyit edilmiştir. Bundan sonraki aşamada, araç üzerinde test ve kalibrasyon işlemlerine geçilerek aracın saha ortamındaki performansı gözlemlenecektir.

KAYNAKLAR

[1] Song, X.-Y., Sun, Z.-X., Yang, X.-J., & Zhu, G.-M. (2010). "Modelling, control, and hardware-in-the-loop simulation of an automated manual transmission." Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 224(2), 143–160.

[2] L. Glielmo, L. Iannelli, V. Vacca and F. Vasca, "Gearshift control for automated manual transmissions," in IEEE/ASME Transactions on Mechatronics" vol. 11, no. 1, pp. 17-26, Feb. 2006.

[3] Glielmo, L. and Vasca, F. "Engagement control for automotive dry clutch." In Proceedings of the 2000American Control Conference, Chicago, Illinois,USA, June 2000, pp. 1016–1017 (IEEE, New York).

[4] Alparslan G., Kalıpsız O. (2014) "Çevik Süreç ile Model Tabanlı Yazılım Geliştirme", Eleko 2014 Elektrik-Elektronik, Bilgisayar ve Biyomedikal Mühendisliği Sempozyumu, 27-29 Kasım 2014, Bursa

[5] URL1: Mathworks (2019), Stateflow. https://www.mathworks.com/products/stateflow.html

[6] URL2: dSpace (2019), https://www.dspace.com/en/inc/home/products/hw/simulator_hardware/scalexio.cfm

OPTIMAL INDENTATION PATTERN DESIGN OF THIN PLATES FOR INCREASED BAND GAP

Niyazi TANLAK[1*]
[1] Turkish Aerospace Industries Inc., Teknopark Istanbul 34906, Pendik Istanbul Turkey
[*] Corresponding Author: Niyazi.Tanlak@tai.com.tr

ABSTRACT

By indenting some regions of a thin-plate along its normal, its vibrational performance has been improved without increasing its mass. To that end, a binary-coded genetic algorithm with a randomly-activated deterministic filter has been used as the optimization algorithm. Finite element method has been utilized to find the mode shapes of the plates and the corresponding eigen-frequencies. The proposed method has shown significant progress with an indentation in the interested band-gap of the thin-plate over ordinary thin-plate with a much faster convergence speed.

Keywords: Frequency response, band gap, thin-walled structures, indentation pattern, genetic algorithm, topography, topology optimization.

1. INTRODUCTION

In many engineering applications, thin-plates are present. Some of the typical implementations are washing machine covers, bus floors, or car hoods. They are among the top sources of noise when there is an excitation. Oftentimes, these plates are desired not to have holes. Under such circumstances, indenting some portions of a plate is helpful to improve their vibrational response. The most used objective for designing a vibrating structure is to avert resonance against external excitation frequencies. Increasing the window of the two successive eigen-frequencies around the excitation frequency is the way to achieve it. Notable contributions in the area are those of (Diaz & Kikuchi, 1992), (Rozvany, Zhou, & Birker, 1992), (Pedersen, 2000), (Krog & Olhoff, 1999), (Jensen & Pedersen, 2006), (Madeira, Pina, & Rodrigues, 2010), (Kumar, Walsh, & Krylov, 2013), (Tanlak, 2017).

Exploiting two materials being composed of a stronger and a weaker material or removing elements or inserting few indentations having a predefined shape were commonly employed for maximizing the band-gap, in literature. Yet, not every application permits holes on their plates. Also, employing two materials in plates is an expensive solution. Inserting a few indentations is not near satisfactory to unearth the potential of indentation in band-gap maximization. Therefore, the purpose of this work is to maximize the vibrational response of a thin-plate by finding the optimal indentation pattern.

2. MAIN BODY

The mode shape and the corresponding eigenfrequency can be changed by introducing small indentations. The problem of maximization of two out-of-plane resonance frequencies is expressed mathematically like the following:

$$
\begin{aligned}
&\underset{f(x,y)}{\text{Maximize}} && \frac{\omega_2}{\omega_1} \\
&\textit{Such That} && 1)\ Y = \{(x,y) \mid (x,y) \in f(x,y)\} \\
& && \forall (x,y) \in Y\ ((x,y) \le (x_u, y_u)) \\
& && \forall (x,y) \in Y\ ((x_l, y_l) \le (x,y))) \\
& && 2)\ V_{tot} = \int_{y_l}^{y_u} \int_{x_l}^{x_u} h dx dy = 13200\ mm^3 \\
& && 3)\ \forall (x,y) \in Y\ (h(x,y) = constant) \\
& && 4)\ \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial}{\partial x}(\lambda \nabla \cdot w) + \nabla \cdot (\mu(\nabla u + \frac{\partial w}{\partial x})) \\
& && \rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = \frac{\partial}{\partial y}(\lambda \nabla \cdot w) + \nabla \cdot (\mu(\nabla v + \frac{\partial w}{\partial y})) \\
& && \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = \frac{\partial}{\partial z}(\lambda \nabla \cdot w) + \nabla \cdot (\mu(\nabla w + \frac{\partial w}{\partial z}))
\end{aligned}
\tag{1}
$$

where ω_1, ω_2 are the first two eigenfrequencies, respectively. (x_l,y_l) and (x_u,y_u) are lower and upper limits of the admissible domain, respectively. $f(x,y)$ is a function defining the pattern of the indentation. h is the uniform thickness of the thin-plate. λ and μ are Lame's constants.

Equation Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı. states, in plain English, that the best pattern maximizing the band-gap between the two successive modes of a thin plate (See

Figure *1*) is sought after whilst not changing the plate's mass and having uniform thickness all over the plate.

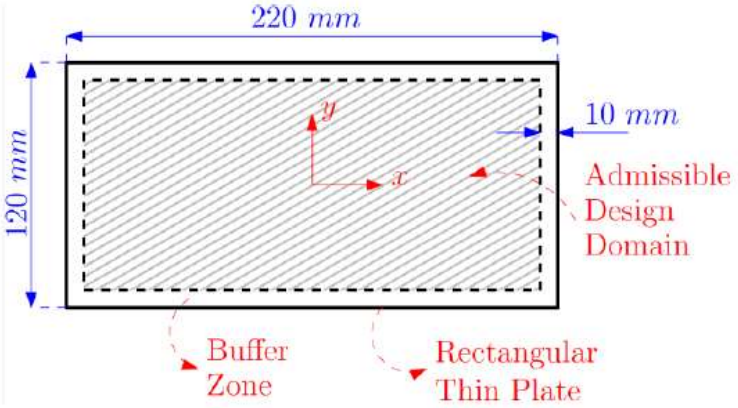


Figure 1. Design domain

The indentation pattern is approached by indenting the nodes of the finite element model within the admissible domain along the normal to the plane while keeping the in-plane coordinates the same. Optimization variables have binary nature: Indentation or not. Each variable controls a node. The amount of indentation foreseen is 2.5mm. The thin-plate with no indentation has a thickness of 1 mm. The thickness of the plate is scaled down uniformly to counter the surface area increase (*ergo* volume increase) as a result of the indentation.

The symmetry group (Dihedral group of order 4 (D_4)) of the rectangular thin-plate is exploited to decrease the number of design variables (Thus higher convergence speed) and not to stir local modes stemming from unsymmetrical indentation patterns. For this reason, the bits of Genetic Algorithm (Genotype) are reshaped into rectangular form accordingly. Based on this matrix of 1's and 0's, the nodes are indented (Phenotype). A finite element model is run to find the mode shapes and based on its results the objective function (see **Equation** Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.) is calculated. This is a typical evaluation step for a candidate design, which is graphically represented in **Figure 2**.

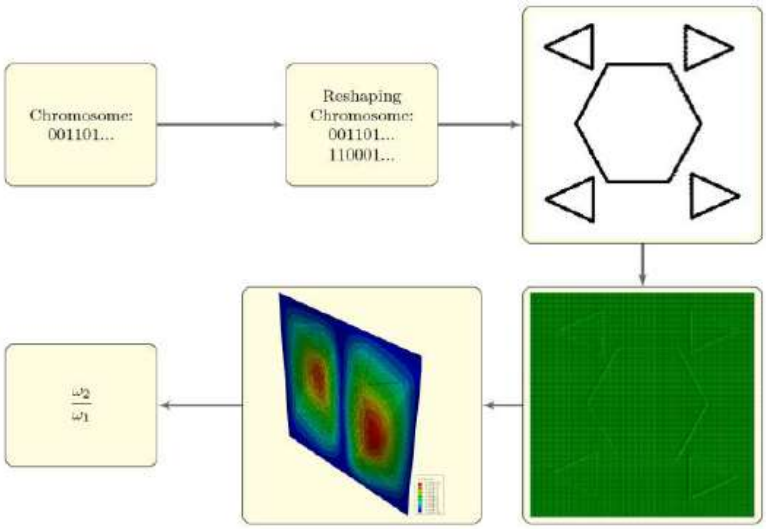


Figure 2. An example for the evaluation stages of a candidate design

In order to eliminate unwanted designs and speed the convergence of GA up, researchers came up with the idea of developing filters having stochastic or deterministic nature (Sigmund, 2001), (Kim & de Weck, 2005). However, these filters are exercised to a candidate design, deterministically (Madeira, Pina, & Rodrigues, 2010). Tanlak (Tanlak, 2017) proposed a novel method of stochastically-activated deterministic filter behaving like another genetic algorithm (GA) operator, in order to increase its speed of convergence. In this work, his approach is adopted. This filter, called smoothing, is designed like a GA operator and comes after them in sequence. The filter does not concentrate on the connectedness of the design. Rather it allows them unless they are like small isolated islands. The filter is expressed mathematically in **Equation** Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı..

$$\text{Filtering Scheme} = \begin{cases} \textit{Unindent} & \text{If: } N_i^e \leq 2 \\ \textit{Indent} & \text{Else if: } N_i^e \geq 3 \end{cases} \quad (2)$$

Aside from the filtering issue, GA has a dynamic population, which is high at first and gradually reduces. Besides, GA used is elitist (Goldberg, 1989). GA operators (Cross-over, mutation) have dynamic activation probability while smoothing has a constant one as Tanlak (Tanlak, 2017) reported better results this way. The former two's probability gets lower as generations pass. Roulette wheel is chosen for reproduction. Exponential scaling is applied to the objective function at hand as the change in it is relatively small.

2.1. RESULTS & DISCUSSION

By using the probabilities of 0%, 100%, and 60% for the triggering of the so-called smoothing filter, GA is run for each case as many as satisfactory standard errors are reached. Each run has generations of 150. **Figure 3** shows the evolution of the mean objective functions of the smoothing operator having different probability values in GA with standard errors.

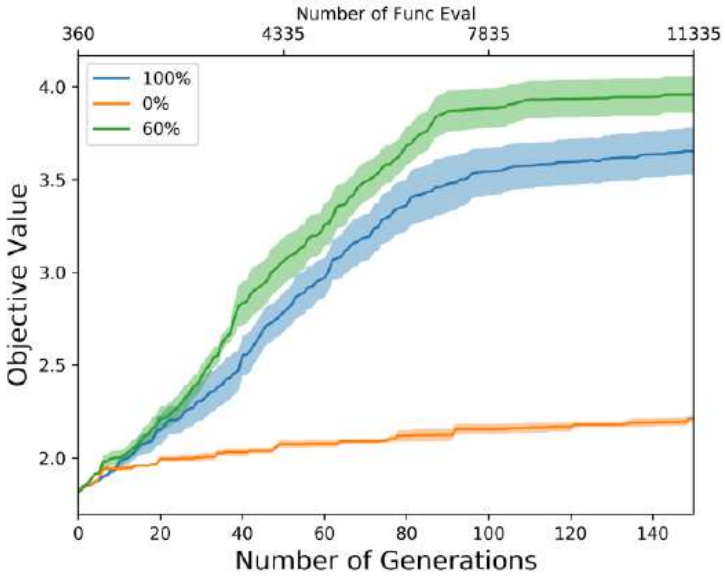


Figure 3. The evolution of the objective functions with different probabilities for the smoothing

Table 1 shows the ratio of second to first eigen-frequency, indentation pattern, first four mode shapes and the respective frequency for smoothing filter probability of 0%, 100% and 60% and the plate having no indentation. An indentation is depicted by black pixels while a non-indented node is depicted by a white pixel. Indenting the plates boosts both first and second frequencies. However, the growth in the second frequencies are much more. For this very reason, the objective function has been enhanced. The plate without indentations has the objective function value of 1.69 while the filter of 60% activation probability has 4.15. At the bigger picture, the results indicate that indentations having X-like pattern are fruitful at bang-gap increase between second and first mode shapes.

Table 1. The rectangular plate's eigen-frequencies and mode shapes.

	$p^c_{smooth} = 0.0$	$p^c_{smooth} = 1.0$	$p^c_{smooth} = 0.6$	No Indent
$\frac{\omega_2}{\omega_1}$ Phenotype	2.25	3.95	4.15	1.69
Frequency 1st Mode Shape	223.68	194.92	179.77	108.44
Frequency 2nd Mode Shape	504.04	769.16	745.25	183.02
Frequency 3rd Mode Shape	730.25	783.97	752.24	307.53
Frequency 4th Mode Shape	833.52	1049.4	1067.0	359.78

4. CONCLUSIONS AND RECOMMENDATIONS

This work shows maximizing the bandgap between the first two adjacent eigenfrequencies with the help of indenting a thin plate by utilizing GA algorithm adopting a novel genetic operator, which is called smoothing, whose stimulation is random like the other operators in GA. The end of the operators' sequence in GA is the place chosen for the filter to put

in. The introduction of the filter operator has sped the convergence per the conventional GA. Also, the stochastic running of the filter has accelerated the convergence speed even more.

The resultant design had 2.46 times wider band gap per the plate with no indentation. This study has proved that the insertion of indentation to thin plates could increase their vibrational performance despite maintaining their mass. Furthermore, by applying GA's such an indentation pattern could be found. Even more, with a stochastically-applied deterministic filter, its convergence speed could be improved several times.

REFERENCES

[1] Diaz, A., & Kikuchi, N. (1992). Solutions to shape and topology eigenvalue optimization problems using a homogenization method. *Int J Numer Methods Eng*, 35(7): pp.1487-1502.

[2] Goldberg, D. (1989). *Genetic algorithms in search, optimization and machine learning.* Reading: Addison-Wesley Publishing.

[3] Jensen, J., & Pedersen, N. (2006). On maximal eigenfrequency separation in two-material structures: the 1d and 2d scalar cases. *J Sound Vib*, 289(4–5) pp. 967-986.

[4] Kim, I., & de Weck, O. (2005). Variable chromosome length genetic algorithm for progressive refinement in topology optimization. *Struct Multidiscip Optim*, 29(6): pp.445-456.

[5] Krog, L., & Olhoff, N. (1999). Optimum topology and reinforcement design of disk and plate structures with multiple stiffness and eigenfrequency objectives. *Comput Struct*, 72(4–5): pp. 535-563.

[6] Kumar, G., Walsh, S. J., & Krylov, V. V. (2013). Structural-acoustic behaviour of automotive-type panels with dome-shaped indentations. *Applied Acoustics*, 74(6) pp.897-908.

[7] Madeira, J., Pina, H., & Rodrigues, H. (2010). GA topology optimization using random keys for tree encoding of structures. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 40(1-6) pp227-240.

[8] Pedersen, N. (2000). Maximization of eigenvalues using topology optimization. *Struct Multidiscip Optim* , 20(1): pp.2-11.

[9] Rozvany, G., Zhou, M., & Birker, T. (1992). Generalized shape optimization without homogenization. *Struct Optim*, 4(3-4): pp.250-252.

[10] Sigmund, O. (2001). A 99 line topology optimization code written in matlab. *Struct Multidiscip Optim*, 21(2): pp.120-127.

[11] Tanlak, N. (2017). Topological indentation pattern design of plates for maximum frequency gap. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 57 (3) pp. 995-1003.

ELEKTRONİK KONTROLLÜ POWER SHUTTLE SİSTEMİNİN MODEL TABANLI YAZILIM GELİŞTİRME ÇALIŞMASI

Cengiz Aydın[1], Muhammet Mustafa Ünver[2], Mirsad Bucak[3], Eren Deniz[4]

[1,2,3,4] Tümosan Motor ve Traktör Sanayi A.Ş., İstanbul, Turkey
[3] Corresponding Author: Cengiz Aydın, Cengiz.aydin@tumosan.com.tr

ÖZET

Tarım ve iş makinalarında sıklıkla yapılan ileri geri hareketi kullanım konforunu düşürmektedir. Elektro hidrolik kontrollü ıslak kavramalı Power Shuttle sistemi ile bu soruna çözüm aranmıştır. Bu bildiriye konu olan proje kapsamında geliştirilen gömülü yazılım ile sistemin kullanım kolaylığının yanı sıra tarım araçlarında sıklıkla yaşanan; ölümcül, ağır yaralanmalı ve maddi kayıplı kazaları önlemek amacıyla fonksiyonel güvenlik kıstasları da göz önünde bulundurulmuştur. Bu kapsamda "ISO 26262 Karayolu Taşıtları İşlevsel Güvenlik" standardı benimsenmiştir. Model tabanlı kontrol sisteminin geliştirme süreci ISO 26262 kapsamındaki V şemasına uygun olarak planlanmıştır. V şeması; gereksinim yönetimi, mimarı tasarım ve birim testler gibi alt süreçleri içermektedir.

Bu çalışmada, doğrulama ve onaylama sürecini daha verimli yönetebilmek amacıyla "Simulink Verification and Validation Toolbox" kullanılmıştır. MATLAB/Simulink ortamında Model in the Loop, dSPACE ortamında Hardware in the Loop testleri ile hatalar geliştirme sürecindeyken fark edilerek maliyetler düşürülmüştür. Son olarak araç üstü kalibrasyonlar yapılarak sistemin ilk versiyonu tamamlamıştır. Sistemi seri üretime hazırlarken geliştirilecek olan yeni sürümlerde balataların yıpranmasından kaynaklanan temas noktası kalibrasyonu ve kavrama enerji sönümleme limitlerine bağlı olarak ters kavrama gibi özelliklerin eklenmesi öngörülmektedir.

Anahtar kelimeler: Power Shuttle, gömülü yazılım, fonksiyonel güvenlik, doğrulama ve onaylama, dSPACE HIL

MODEL BASED SOFTWARE DEVELOPMENT OF ELECTRONIC CONTROLLED POWER SHUTTLE SYSTEM

ABSTRACT

Frequent forward-backward motion drops the ease of use in agricultural and heavy machinery. A solution is sought for this problem with an electro hydraulic controlled wet clutched Power Shuttle system. In addition to ease of use of the system, functional safety criteria are also taken into account with the embedded software which is developed within the scope of the project, the handled subject in this technical paper, in order to prevent accidents with fatal, serious injury and material loss. In this context, "ISO26262 Road Vehicles – Functional Safety" standard is adopted. The development process of the model based control system is planned in accordance with the V scheme within ISO 26262. V scheme includes sub processes such as; requirement management, architectural design and unit tests.

In this study, "Simulink Verification and Validation Toolbox" is used o mange the verification and validation process more efficiently. Costs are reduced by discerning errors during development process by Model in the Loop tests in MATLAB/Simulink environment and Hardware in the Loop tests in dSPACE environment. Ultimately, on-vehicle calibrations are completed and the first version of the system is completed. Until preparing the product to mass production, new features are expected to be added such as; kiss-point calibration due to wear of pads and reverse clutch coupling depending on the clutch energy damping limits.

Keywords: Power Shuttle, embedded software, functional safety, verification and validation, dSPACE HIL

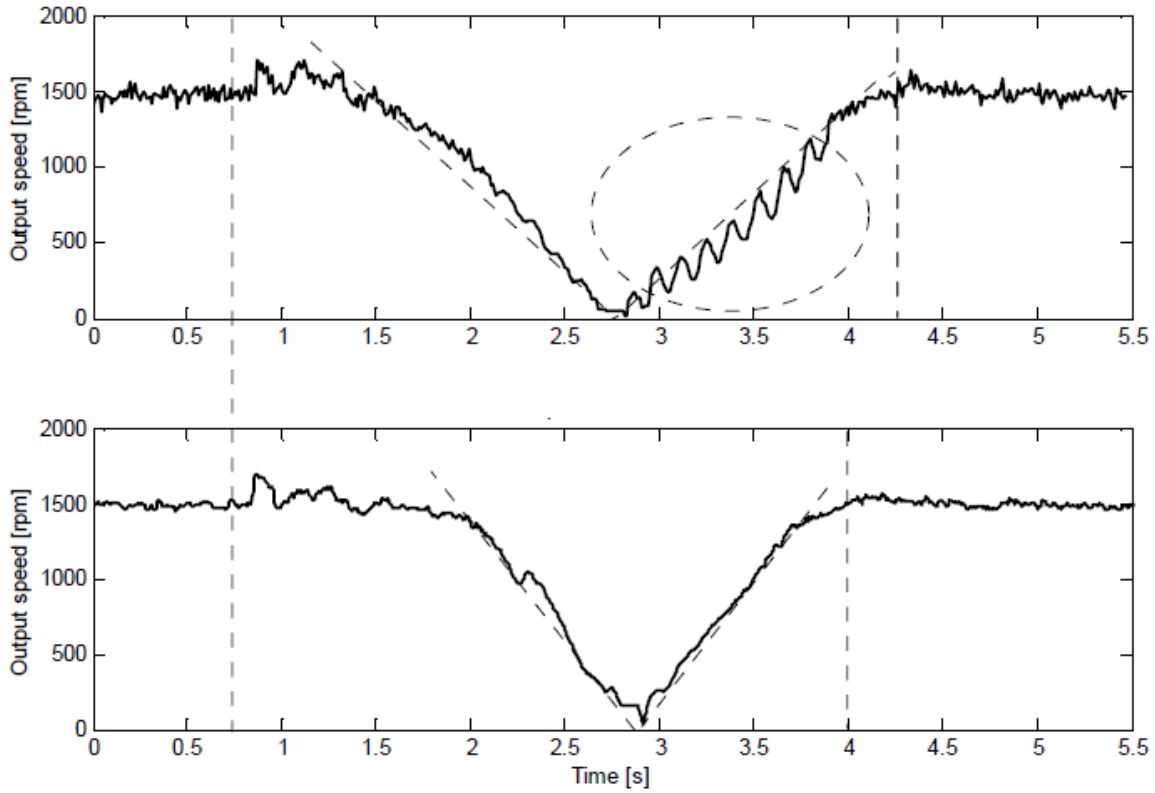
1. GİRİŞ

Teknolojik gelişmelerle birlikte, araçlarda kullanılan elektronik kontrol sistemleri; mekanik, hidrolik vb. sistemleri verimli ve hassas bir şekilde kontrol edilmesini mümkün kılmıştır. Gelişmelerle birlikte zirai araçlarda da; motor, aktarma organları ve yardımcı donanımların hassas kontrolü sağlanmış ve bu gelişmeler sektör ihtiyaçlarını şekillendirmiştir (Raikwar, 2015). Traktörlerin yükleme işlemi gibi operatörün sık sık ileri geri hareketi yapmasını gerektiren durumlarda operatörün sıklıkla debriyaj pedalına basması gerekmekte ve kullanım konforunu düşürmektedir

(Rajagopal ve Velmurugan, 2018). Bu probleme çözüm olarak, kabin içerisinde bulunan bir kol yardımı ile ileri geri yön seçimini kolaylaştırmayı hedefleyen mekik kolu sistemi geliştirilmiştir.

Bir mekanik kol üzerinden tamamen mekanik bağlantı elemanları ile tetiklenen mekik kolu sisteminin icadından bu güne kadar sistem gelişimini sürdürmüştür. İcadından sonraki önemli gelişmelerden biri hidrolik mekik kolu sistemine geçiş ile gerçekleşmiştir. Bu gelişme sistemde doğrusal valflerin kullanılması ile sağlanmıştır. Doğrudan kas gücü ile tetiklenen sistemin kullanımı kolaylaşmıştır. Ancak kavrama işlemi için doğrusal valf kullanıldığı için sistemin sarsıntılı çalışmasına neden olmuştur. Son olarak günümüzde kullanılan elektronik mekik kolu (Power Shuttle) sistemi geliştirilmiştir. Elektronik mekik kolu ile oransal valfler kullanılarak uygun kavrama rampaları sürüş konforunu arttırmış ve fonksiyonel güvenlik standartları ile sistemin daha güvenilir olmasını sağlamıştır.

İcadından sonra ıslak kavramalar ve Power Shuttle özelinde yapılan araştırmalarla sistemin gelişme süreci devam etmiştir. Yağ sıcaklığı, ana hat basıncı, kavrama süresi, traktör ağırlığı, ileri ve geri vites arasındaki çevrim oranı farkı, burulma titreşim amortisörü gibi etkenler incelenmiştir (Holgerson, 1999) (Kim D.C., 2007). Ayrıca en iyi kavrama senaryosunun ivmede dalgalanmayı minimuma indirerek sağlanabileceği ortaya atılmıştır. Bunu sağlamak amacıyla traktörün hareket yönünün değiştirilmesi sırasında, transmisyon çıkışı açısal hızının aşağıdaki şekilde gösterildiği üzere V şeklinde bir görüntü sağlaması gerekmektedir (Savaresi, 2005) (Savaresi, 2006). Bunlara ek olarak silindirin basınçlandırılmasından ilk temasın gerçekleştiği zamana kadar geçen bir süre vardır. Bu sürenin uzun olması kavrama süresini doğrudan uzatmaktadır. Bu süreyi minimuma indirebilmek için temas noktası hesapları yapılmalıdır (Tarasow, 2012) (Velmurugan ve Rajagopal, 2017).

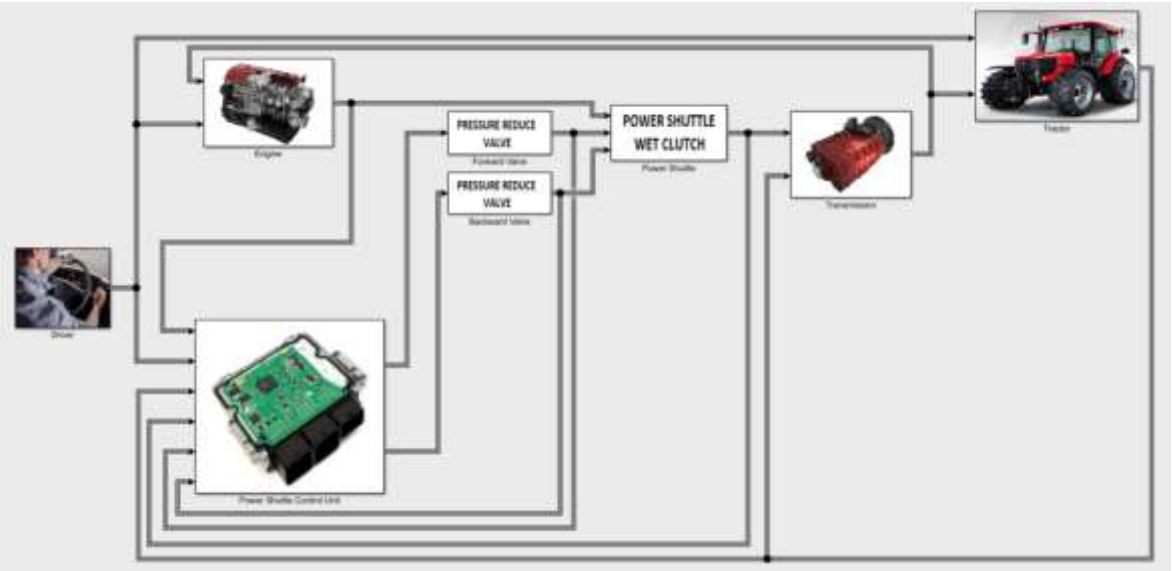


Şekil 1. Titreşimli ve optimum transmisyon çıkış hızı-zaman grafiği

Elektronik kontrollü Power Shuttle sistemi ileri-geri hareketini kolaylaştırması öylesine büyük bir fark yaratmıştır ki eski ve motor elektronik kontrol ünitesi olmayan traktörlerin bile bu yeni sisteme modifikasyonlarla uyum sağlamasını amaçlayan çalışmalar yapılmıştır (Rajagopal, 2018).

1.1. Elektronik Kontrollü Power Shuttle Konfigürasyonu

Çeşitli çalışmalar ile farklı Power Shutlle sistemini oluşturan eleman konfigürasyonları ele alınmıştır (Başlamışlı, 2012) (Güneş, 2012) (Karan, 2012). Bu proje kapsamında geliştirilecek olan Elektronik Kontrollü Power Shuttle sistemi; ileri ve geri yön için olmak üzere iki grup lamelli ıslak kavrama grubunu içermekte ve 4 kademeli vites kutusu, 2 kademeli takviye şanzıman ve düşük-yüksek dişli vites dişlileri ile birlikte 16 ileri, 16 geri vitesli bir şanzıman grubu ile entegre bir şekilde çalışmaktadır. Ayrıca sistem, bu ıslak kavramayı kontrol etmek için kullanılacak olan iki adet oransal basınç düşürme valfi ve kontrol algoritmasını geri beslemek için çeşitli algılayıcıları bulundurmaktadır.



Şekil 2. Power Shuttle sistemi

2. ELEKTRONİK KONTROLLÜ POWER SHUTTLE SİSTEMİ FONKSİYONLARI

Elektronik Kontrollü Power Shuttle Sistemi temel olarak traktörün kullanım kolaylığını, konforunu ve fonksiyonel güvenliğini arttırmayı hedef alan çalışmadır. Bu hedefleri karşılamak için sistemin içerdiği fonksiyonlar 4 ana başlık altında toplanmış ve açıklanmışlardır.

2.1. Power Shuttle Kolu

Debriyaj pedalı kullanılmadan aracın ileri veya geri yönde otomatik kalkış yapabilmesi için direksiyonun altında bulunan mekik kolu ileri veya geri konuma alınmalıdır. Mekik kolu vasıtası ile yön tayini yapıldıktan sonra sistemin dinamiklerini olumsuz etkileyecek veya hasara neden olabilecek bir durum bulunmaması şartıyla araç otomatik kalkış yapabilmektedir. Araç üzerine etkiyen yük miktarı kalkış anındaki konforu etkileyebileceği için, kabin içerisinde bulunan bir selektör vasıtası ile farklı sürelerdeki otomatik kalkış süreleri seçilebilmektedir. Örneğin; traktör arkasına herhangi bir ekipman bağlı değil iken tarla içerisinde ileri geri yönde seri hareketler yapılmak istenirse en kısa otomatik kalkış süresinin seçilmesi gerekmektedir, ancak traktörün üzerine etkiyen normalin üzerinde bir yük var ise en uzun otomatik kalkış süresinin seçilmesi gerekmektedir.

2.2. El Debriyaj Butonu

Vites topuzu üzerinde bulunan el debriyajı butonu ile kavrama kontrolü otomatik olarak yapılabilmektedir. Bu sayede vites değiştirmek için debriyaj pedalına olan bağımlılık ortadan kaldırılmış ve kullanım kolaylığı arttırılmıştır. Ayrıca el debriyaj butonu ile yapılan otomatik kavramalar araç hareket halinde iken yapılacağı için otomatik kavrama süresi kısa tutulmuştur.

2.3. Debriyaj Pedalı

Sistemde bulunan elektronik debriyaj pedalı ile kalkış anında veya vites değişikliği yapılması istenildiği durumlar da kavrama manuel olarak kontrol edilebilmektedir.

2.4. Fonksiyonel Güvenlik

Elektronik Kontrollü Power Shuttle Sistemi, manuel kontrollü debriyaj sistemlerine göre yüksek seviye de otomatize edilmiş fonksiyonlar içerdiği için daha fazla fonksiyonel güvenlik kriteri içermektedir. Bunlardan bazıları aşağıda listelenmiştir;

- Araç hareket halinde iken kullanıcı frene basarsa motor devri 1100 d/dk 'ya düşüne kadar kontrol fonksiyonu tepki vermemekte, motor devri 1100 d/dk 'nın altına indiğinde Power Shuttle fonksiyonunu (kavrama ayırır) devre dışı bırakmaktadır.

- Kullanıcının mekik kolu ile yaptığı ileri-geri yön tayini sadece otomatik kalkışa izin verilen viteslerde otomatik kalkışı başlatmaktadır, diğer viteslerde sadece debriyaj pedalı ile manuel kalkış yapılabilmektedir.
- Kullanıcı el debriyajı butonuna basık iken mekik kolu ile yön tayini yaparsa, otomatik kalkış başlatılmamaktadır.
- Araç hareket halinde iken kullanıcı yön değiştirmek isterse kavrama üzerinde harcanan enerji, kavrama üreticisinin belirlediği üst değerin altında tutulmaktadır.
- Araç hareket halinde iken kullanıcı mekik kolunu hızlıca F-R-F (ileri-geri-ileri) veya R-F-R (geri-ileri-geri) şeklinde hareket ettirmesi durumunda aktif konumdaki (ileri veya geri) hat basıncı 2 bar altına düşene kadar yeniden rampalanma yapmamaktadır.
- Hidrolik ana hat basıncı 40 bar altına düşerse Power Shuttle mekanizması devre dışı bırakılmaktadır.
- İleri veya geri hidrolik hat üzerindeki basınç, kalkış rampası tamamlandığında 12 bar altında ise ilgili yöne olan hareket devre dışı bırakılmaktadır.

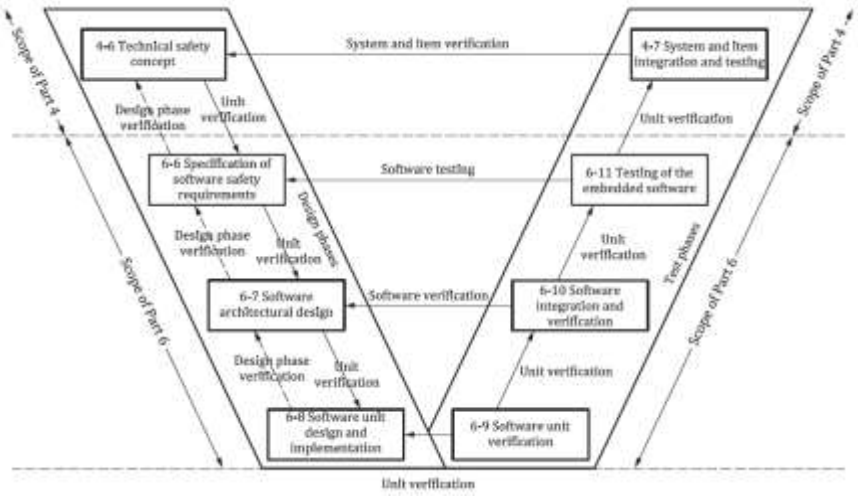
3. KONTROL SİSTEMİ YAZILIM GELİŞTİRME VE MİMARİSİ

Yazılım geliştirme sürecinde ISO 26262 standardı;

- İşlevsel güvenlik yönetimi
- Konsept fazı
- Sistem seviyesinde ürün geliştirme
- Donanım seviyesinde ürün geliştirme
- Yazılım seviyesinde ürün geliştirme
- Üretim, işletme, servis ve devreye alma
- Destek süreci
- ASIL(Automotive safety integrity level) odaklı ve güvenlik odaklı analizler gibi süreçleri içermektedir.

Bildirinin konusu olan projede sadece yazılım seviyesinde ürün geliştirme bölümüne odaklanılacaktır. Bu kapsamda ISO 26262 V döngüsü dikkate alınacaktır.

3.1. V Döngüsü



Şekil 3. V döngüsü

Kontrol sistemi yazılım geliştirme süreci, sistem seviyesinde belirlenen teknik güvenlik konseptine göre yazılım güvenlik gereksinimlerinin belirlenmesi ile başlanır. Belirlenen yazılım güvenlik gereksinimlerini kapsayacak mimari tasarım oluşturulur. Mimari tasarım sürecinde kontrol modelinin tüm fonksiyonları belirlenir ve yazılım güvenlik gereksinimleri ile ilişkilendirilir. İlişkilendirilen gereksinimlere uygun olarak fonksiyon blokları geliştirilerek mimari yapıya uygulanır. Geliştirilen fonksiyonların birim testleri yapılır. Birim testler başarı ile tamamlandıktan sonra fonksiyonlar sistemle bütünleştirilir ve doğrulanır. Son olarak yazılım test edilerek sistem seviyesinde entegrasyon ve test sürecine geçilir.

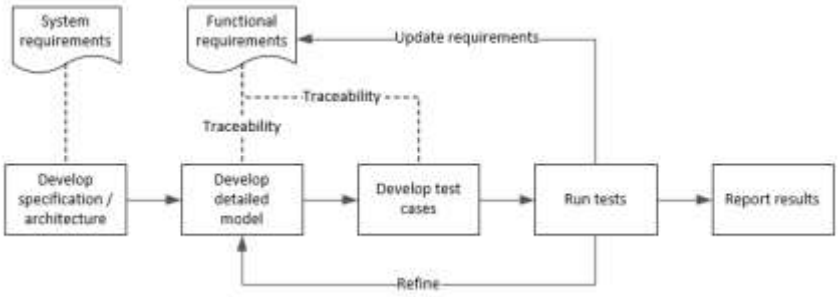
Bu süreçlerin yönetiminde, "Simulink Verification and Validation" ürünleri olan Simulink Requirements, Simulink Check, Simulink Coverage ve bunlara ek olarak Simulink Test, Simulink Design Verifier modülleri kullanılmıştır.

3.1. Model Tabanlı Tasarım

Günümüzde, talepler sürekli değişmekte ve sıklıkla sürüm güncellemeleri yapılması gerekmektedir. Bu nedenle çevik süreç ile yazılımların sürekli güncellenebilir olması bir sektör talebi haline gelmiştir. Bu sürece göre öncelikle kullanım diyagramları ile yazılım mimarisi geliştirilmelidir. Mimari yapı oluşturulurken model ve gereksinimler arasında esnek bir yapı kurulmalıdır. Model tabanlı tasarım yöntemiyle, modeller ile karmaşık sistemler basite indirgenerek esnek bir çalışma ortamı sağlanabilmektedir.

Model tabanlı yazılım geliştirme yöntemi, dokümantasyonu arttırarak yazılım geliştirmeyi yavaşlatmaktadır.(Alparslan ve Kalıpsız, 2014) Bu nedenle model tabanlı geliştirmeyi çevik süreç üzerinde uygulayarak daha verimli bir yapı oluşturulabilmektedir. Ayrıca dokümantasyon ve test süreçlerini hızlandıran programlarla verimi arttırmak mümkün olmaktadır. Bu nedenle çevik sürece uygun geliştirilen mimari yapı, "Simulink Verification and Validation" ürünleri ile model tabanlı kontrol yazılımı geliştirme sürecini hızlandırmıştır.

MathWorks gereksinim yönetimi için geliştirdiği "Simulink Requirements" modülü, aşağıdaki akış şemasını önermektedir.



Şekil 4. MathWorks gereksinim yönetimi akışı

Gereksinim yönetiminde dikkat edilmesi gereken noktalardan birisi, gereksinimlerin izlenebilirliğidir (Traceability). Yukarıdaki akış şemasında da görüldüğü üzere, modelin test senaryoları ile yinelemeli olarak test ve iyileştirme süreci içerisinde güvenlik ve fonksiyonel gereksinimleri karşılayan bir model geliştirilir. Test Senaryoları oluşturmak için Simulink Design Verifier modülü kullanılmıştır.

4. KONTROL SİSTEMİ YAZILIM TEST VE DOĞRULAMA

Kontrol sistemi modeli, model ve yazılım seviyesi doğrulanma ile fonksiyonel ve güvenlik gereksinimlerinin test edildiği iki bölümde incelenebilir.

4.1. Model ve Yazılım Seviyesi Doğrulama

Model ve yazılım seviyesi doğrulama, geliştirilen yazılımın kullanım sırasında fark edilemeyebilecek hataların bilgisayar programları ile ayıklanması için gerekli olan bir test sürecidir. Bu süreçte;

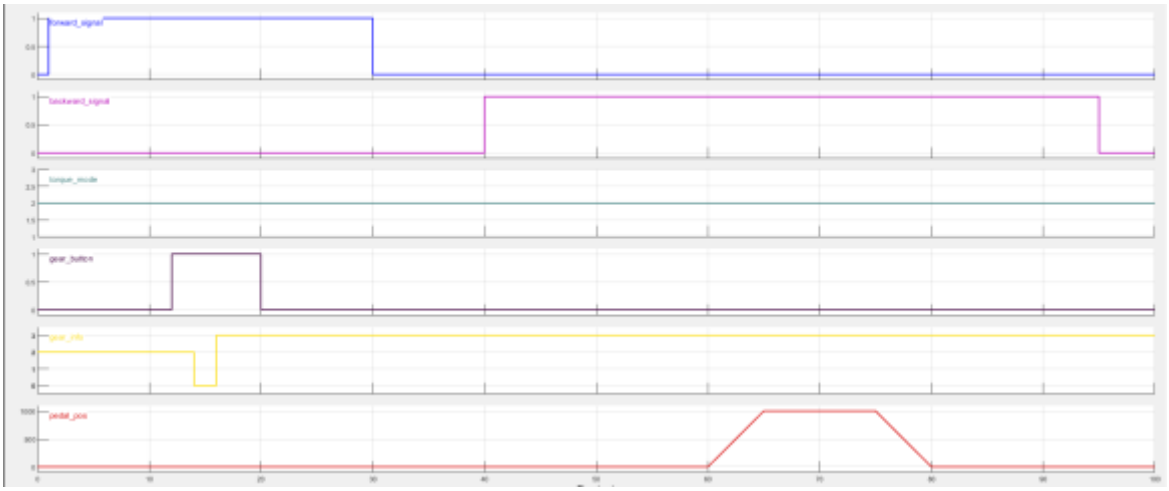
- Dead logic
- Out of bound array access
- Division by zero
- Integer overflow
- Non-finite and not a number floating point values
- Subnormal floating point values
- Specified minimum and maximum value violations
- Data store Access violations kontrolleri yapılmalıdır.

Günümüzdeki model tabanlı yazılım geliştirme programları, standartlara uyumluluğu sağlamak için kendi kontrol modüllerini geliştirmiştirler. Bu bağlamda TÜMOSAN 'da, Simulink Check modülünü kullanarak kendi model tabanlı kontrol modellerinin ISO 26262'ye uygunluğunu kontrol etmekte ve model seviyesindeki yazılım hatalarını ayıklamaktadır.

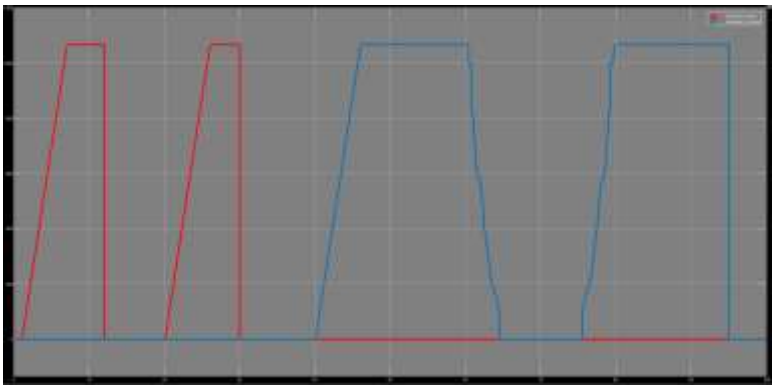
4.2. Model in the Loop (MIL) Testleri

MIL testleri, geliştirilen model tabanlı kontrol yazılımının C koda dönüştürülmeden önce model seviyesinde belirlenmiş fonksiyonel ve güvenlik gereksinimlerine uygunluğunun spesifik test senaryoları ile değerlendirilme sürecidir. Modelin,

test senaryolarından aldığı giriş sinyallerine göre verdiği sistem tepkilerinin değerlendirme ve performans kriterlerine uygun olması beklenmektedir.



Şekil 5. Test senaryosu sinyalleri

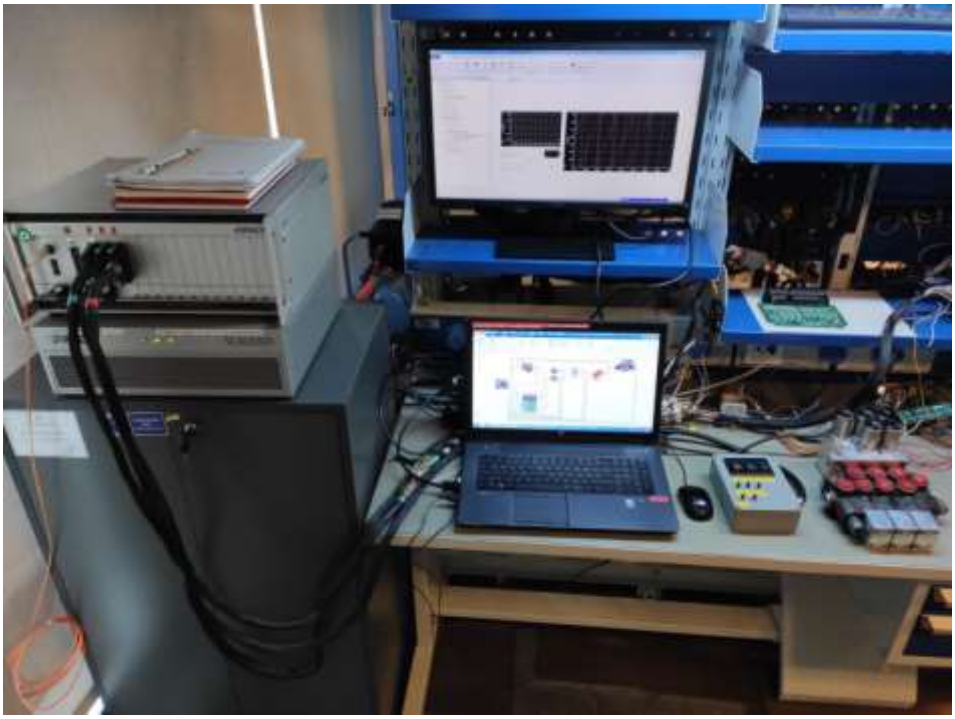


Şekil 6. Test senaryosuna bağlı olarak sistemin tepkileri

Şekil 4'te belirlenen bir test senaryosu için sistemin giriş sinyalleri görülmektedir. Şekil 5'te ise sistemin şekil 4'teki sinyallere sistemin verdiği tepki gözlemlenmektedir. Şekil 5'teki kırmızı renkli çizgi ileri yön valfine gönderilen akım değerleri, mavi renkli çizgi ise geri yön valfine gönderilen akım değerini göstermektedir. Yukarıdaki grafiklerde de görüleceği üzere, mekik kolu ileri konuma getirildiğinde ileri yön valfine aracın ileri yöne hareketini sağlayacak kavrama rampasına göre bir sinyal gönderilmektedir. Ayrıca 10. ve 20. saniyeler arasında el debriyaj butonuna basıldığında akım kesilmekte ve kavrama açılmaktadır. Vites değişikliğinden sonra sistem yeniden kavrama yapmaktadır. 40. saniyede ise mekik kolu geri yöne takılmış ve geri yön valfine akım gönderilmiştir. 60. ve 80. saniyeler arasında ise debriyaj pedalına basılmış ve valflerin akımları kesilerek debriyajın ayrıldığını gözlemlemek mümkündür.

4.3. Hardware in the Loop (HIL) Testleri

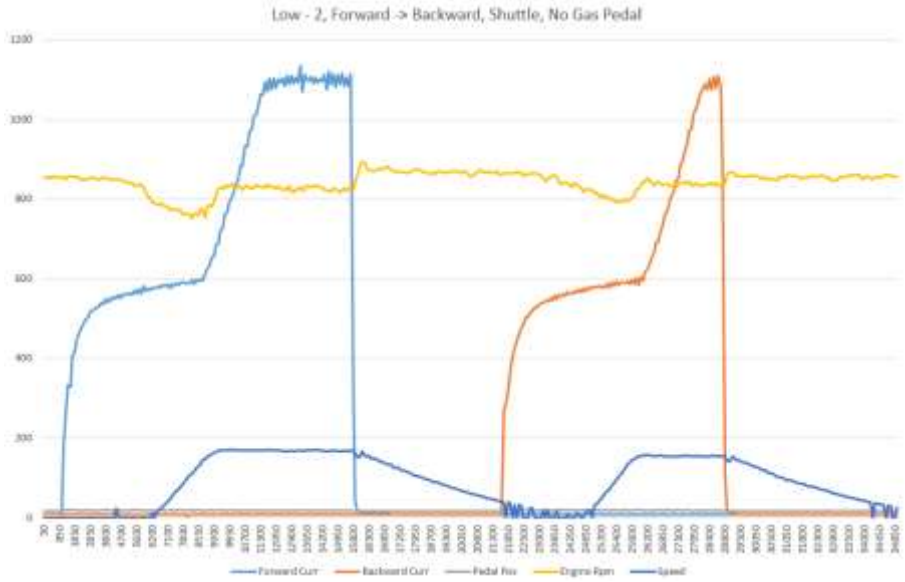
HIL testleri, model tabanlı geliştirilen kontrol modelinden dönüştürülen C kodun, elektronik kontrol ünitesine atılarak gerçek zamanlı sistem tepkilerinin izlendiği testtir. Kartın gelen giriş sinyallerine karşılık verdiği cevap sinyalleri bir gerçek zamanlı simülatör üzerindeki gerçek araç tepkilerine yakınsanmış bir matematiksel modelde incelenmektedir. TÜMOSAN bünyesinde dSPACE marka SCALEXIO ürünü gerçek zamanlı model doğrulama simülatörü bulunmaktadır. Geliştirilen motor, oransal valf, power shuttle ve şanzıman alt sistemlerini içeren aracın matematiksel modeli sisteme yüklenerek gerçek zamanlı tepkiler gözlemlenebilmektedir. Bu sayede araç üzerinde yapılacak maliyetli değişikliklere gerek kalmadan farklı parametrik varyasyonların sisteme etkisi gözlenebilmektedir.



Şekil 7. HIL model doğrulama simülatörü

4.4. Araç Üstü Testleri

İlk prototipi tamamlanan sistemin, gerçek bir araç üzerinde denendiği test sürecidir. MIL ve HIL testlerinde elde edilen sonuçlar ile araç üstü testlerin tutarlı olması beklenmektedir. Matematiksel modellerin sadece gerçek sistemlere yakınsama olması nedeniyle gerçek sistem tepkileri arasında farklar bulunmaktadır. Bu nedenle son olarak kalibrasyon işlemleri araç üzerinde gerçekleştirilerek ürün hazırlanır.



Şekil 8. Araç üstü test sonuçları

5. SONUÇ

Elektronik Kontrollü Power Shuttle Sisteminin model tabanlı yazılımının geliştirme çalışması kapsamında, sistemin fonksiyonel ve güvenlik gereksinimleri oluşturulmuş ve bu gereksinimler geliştirilen yazılım mimarisiyle

ilişkilendirilmiştir. Oluşturulan model tabanlı kontrol yazılımı, "ISO 26262 Kara Taşıtları – İşlevsel Güvenlik" standartına göre model seviyesinde uygun şekilde geliştirilmiştir.

Gereksinimlere uygun olarak MIL, HIL ve araç üstü testleri tamamlanmış ve ilk versiyon devreye alınmıştır. Sistem seri üretime alınana kadar yeni fonksiyonel ve güvenlik önlemlerinin sisteme entegrasyonunu mümkün kılabilmek için, sistem çevik sürece uygun geliştirilmiştir. Bu kapsamda gelecek versiyonda, balataların yıpranmasından kaynaklanan temas noktası kalibrasyonu ve kavrama enerji sönümleme limitlerine bağlı olarak ters kavrama yapabilme gibi özelliklerin eklenmesi amaçlanmakta ve Elektronik Kontrollü Power Shuttle Sisteminin geliştirme çalışmaları devam etmektedir.

REFERANSLAR

[1] Alparslan G., Kalıpsız O. (2014) "Çevik Süreç ile Model Tabanlı Yazılım Geliştirme", Eleko 2014 Elektrik-Elektronik, Bilgisayar ve Biyomedikal Mühendisliği Sempozyumu, 27-29 Kasım 2014, Bursa

[2] Başlamışlı S.Ç., Güneş H.G., Sarı S., Balaban M. (2012) "Traktörlerde Hidrolik Aktivasyonlu İleri-Geri Kavrama Sistemi: 2. Kısım – Sistem Dinamiği ve Analizi" 6. Otomotiv Teknolojileri Kongresi 4-5 Haziran 2012, Bursa, pp. 65-66.

[3] Güneş H. G., Bağcı T., Balaban M., Başlamışlı S.Ç. (2012) "Traktörlerde Yeni Bir Hidrolik Aktivasyonlu İleri-Geri Sistemi: 1. Kısım – Konstrüksiyon ve Prototip Testleri" 6. Otomotiv Teknolojileri Kongresi 4-5 Haziran 2012, Bursa, pp. 63-64

[4] Holgerson M. (1999) "Wet Clutch Engagement Characteristics", Lulea University of Technology, Mechanical Enginnering Department, Ph.D. Thesis.

[5] Karan Y. (2012) "Bir Yerli Traktörde Kullanılacak İleri-Geri Hareket (Power Shuttle) Sisteminin Mekanik Bileşenlerinin Bilgisayar Destekli Tasarımı ve Analizi", Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi

[6] Kim D.C., Kim K.U., Park Y.J., Huh J.Y. (2007) "Analysis of Shifting Performance of Power Shuttle Transmission", Journal of Terramechanics, 44, pp.111-112.

[7] Rajagopal M.M. (2018) "Conceptual Design Challenges ans Solutions in Power Shuttle Transmission Development for Legacy Tractors" SAE Technical Paper, doi:10.4271/2018-01-0394.

[8] Rajagopal M.M., Velmurugan M.A. (2018) "Electro-Hydraulic Shuttle Transmission and Control for Tractors with Non-Electronic Engine" SAE Technical Paper, doi:10.4271/2018-01-0390

[9] Raikwar S., Tewari V.K., Mukhopadhyay S., Verma C.R.B., Rao M.S. (2015) "Simulation of Components of a Power Shuttle Transmission System for an Agricultural Tractor" Computers and Electronics in Agriculture, 114, pp. 114-124.

[10] Savaresi S.M., Tanelli M., Bittanti S., Mangili A., Taroni F., Previdi F. (2005) "Control of Power-Shuttle Motion-Inverter" Proceedings of the 2005, Amarican Control Conference Portland, OR, USA, 2005, pp. 1010-1015 vol. 2.

[11] Savaresi S.M., Tanelli M., Taroni L., Previdi F., Bittanti S. (2006) "Analysis and Design of an Automatic Motion Inverter" IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 11, no. 3, pp. 346-357.

[12] Tarasow A., Bohn C., Eisbach M., Zhao Q., Bauer G. (2012) "Method for Identification of the Kiss Point as well as Takeoff Point of a Hydraulic Actuated Friction Clutch" SAE Technical Paper, doi: 10.4271/2012-01-0112

[13] Velmurugan M.A., Rajagopal M. (2017) "Electronic Bi-Directional Shift Control Design and Calibration for Farm Vehicle" SAE Technical Paper, doi: 10.4271/2017-01-2205

YENİ NESİL ELEKTRİKLİ OTOBÜSÜN ŞASİ DİNAMOMETRELİ KLİMATİK TEST ODASI ORTAMINDA ENERJİ TÜKETİM ÖLÇÜM ÇALIŞMALARI

Sercan AYDIN[1], Oğuzhan OĞUZ[1]

[1]Otokar Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş., SAKARYA
Sorumlu Yazar: Sercan AYDIN, saydin@otokar.com.tr

ÖZET

İçten yanmalı motorlu araç teknolojisi gelişim süresi boyunca özellikle emisyon değerlerini düşürmeye yönelik araştırma ve geliştirme çalışmaları yapılmıştır. Emisyon miktarlarını sıfır değerine indirmek adına günümüzde içten yanmalı motorlu araçların yerine elektrikli araç teknolojisi çalışmaları hız kazanmıştır. Dünya`nın birçok ülkesinde fosil yakıtlı araçlar kademeli olarak yasaklanmaktadır. 2030 yılına kadar dizel ve 2050 yılına kadar ise benzinli araçların satışı tamamen yasaklanması hedeflenmektedir. Özellikle yerel yönetimlerin gelecek planlarını toplu taşımada bu teknoloji üzerine çalışmalarını sürdürmekte ve sahip oldukları içten yanmalı motorlu araçların yerine yeni nesil sıfır emisyon araçlarla değiştirme planları yapmaktadır. Bu sebeple ticari sınıf otobüs üreticileri geleceğe ayak uydurmak için elektrik motorlu otobüs teknolojisi geliştirmektedir. Üreticiler elektrikli araç teknolojilerinin enerji depolama ve enerji yönetim sistemleri geliştirme konularında çalışmalarını sürdürmektedir. Enerji tüketimi ve menzil bu çalışmalardaki en etken parametreler olup otobüs üreticileri özellikle Uluslararası Toplu Taşıma Kuruluşu`nun (UITP) SORT (Standardised On-Road Test Cycles) enerji tüketim ölçüm standardını dikkate almaktadır. Bu bildiride SORT standardı ve yol koşullarının simulasyonunun gerçekleştirileceği şasi dinamometreli klimatik test odası tanıtılmış daha sonra araç fren rejenerasyon sisteminin ve hava kompresörünün enerji tüketimine etkisi incelenmiştir.

Anahtar kelimeler: UITP, SORT, elektrikli otobüs, enerji tüketimi, fren rejenerasyon

ENERGY CONSUMPTION MEASUREMENT STUDIES OF NEW GENERATION ELECTRIC BUS IN CLIMATIC CHAMBER WITH CHASSIS DYNAMOMETERS

ABSTRACT

During the development of the internal combustion engine technology, research and development studies were carried out especially to decrease the emission values. In order to reduce emission amounts to zero, electric vehicle technology studies are getting accelerated instead of internal combustion engine vehicles. Fossil fuel vehicles are gradually banned in many countries of the world. It is aimed to completely ban the sale of diesel vehicles until 2030 and gasoline vehicles until 2050. Especially, local administrations continue their studies on this technology in public transportation and plan to replace the internal combustion engine vehicles to new generation zero emission vehicles. Commercial bus manufacturers are developing electric motor bus technology in order to keep up with the future. Manufacturers are carrying out their research and development about the energy storage and management systems. Energy consumption and vehicle range are most effective parameters in these studies and bus manufacturers consider the energy consumption standart of the International Organisation for Public Transport (UITP) SORT Test Procedures (Standardized On-Road Test Cycles). This report, SORT standart and climatic test chamber with chassis dynamometers which road conditions will be simulated, introduced firstly. Then, the effect of vehicle brake regeneration system and air compressor on energy consumption was investigated.

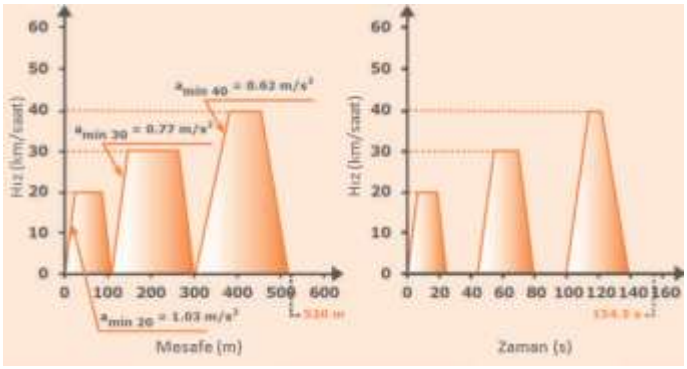
Keywords: UITP, SORT, electric bus, energy consumption, brake regeneration

1. GİRİŞ

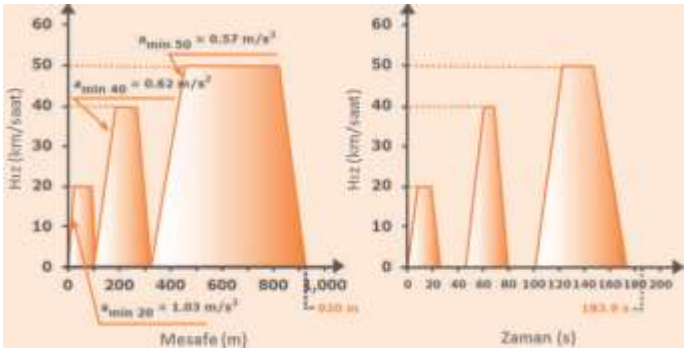
Günümüzde elektrik motorlu araç üreticilerinin en çok zorlayan konuların başında maksimum menzil ve birim enerji tüketimi gelmektedir. Üreticiler bu konuda yaptığı tüm çalışmaların validasyonunu ve en son olarak da onayını almak için bazı otoritelerin kabul ettiği sürüş döngülerini kullanmaktadır. Ticari sınıf otobüs üreticileri, Uluslararası Toplu Taşıma Birliği (UITP) ve Avrupa`nın birçok ticari sınıf araç üreticileri tarafından kabul görülmüş SORT (Standardised On-Road Test Cycles) testleri ile enerji tüketimlerinin validasyon çalışmalarını gerçekleştirmektedir.

Yol koşullarında yapılan SORT yakıt ve enerji tüketim testlerinde aşağıda belirtilen farklı üç çevrimde, aracın hem gidiş hem de dönüş yönleri için yapılmaktadır.

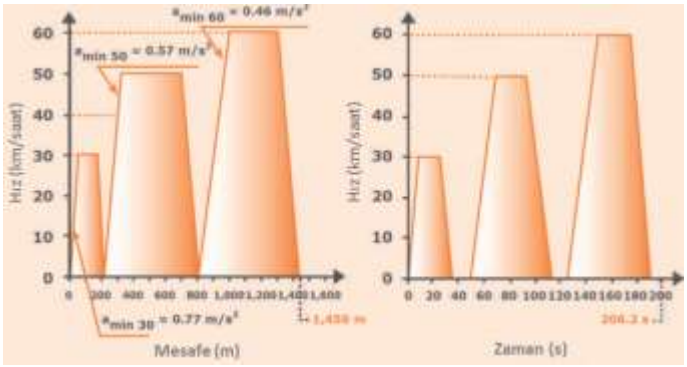
- SORT 1 Ağır Şehiriçi Çevrim
- SORT 2 Hafif Şehiriçi Çevrim
- SORT 3 Hafif Banliyö Çevrimi



Şekil 1. UITP SORT 1 Hız-Mesafe ve Hız-Zaman Grafiği (UITP, 2014)



Şekil 2. UITP SORT 2 Hız-Mesafe ve Hız-Zaman Grafiği (UITP, 2014)



Şekil 3. UITP SORT 3 Hız-Mesafe ve Hız-Zaman Grafiği (UITP, 2014)

Bu çevrimlerde, her iki yönde elde edilen değerler ayrı değerlendirmeye alınıp en düşük ölçülen veriden yukarıya doğru sıralama yapıldıktan sonra birbirine en fazla %2`lik farklarla ayrılan üç değerin ortalaması alınmaktadır. Sonuç olarak

her iki yön için elde edilen gidiş ve dönüş enerji tüketim değerlerinin ortalaması genel enerji tüketim değerini göstermektedir.

1.1. Yapılan Çalışmaların Amacı

Bu çalışma, yeni nesil elektrikli motorlu bir ticari otobüsün şasi dinamometreli klimatik oda test sistemi ile yol koşullarında araca etkiyen dirençlerin ve atalet kuvvetlerinin simulasyonu yapılarak UITP SORT 1 ağır şehiriçi çevrimine göre araç fren enerji geri kazanım sisteminin (rejenerasyon sistemi) aracın enerji tüketimine olan katkısının belirlenmesi ve araç hava kompresör sisteminin harcadığı enerjinin tespit edilmesi amacıyla yapılmıştır.

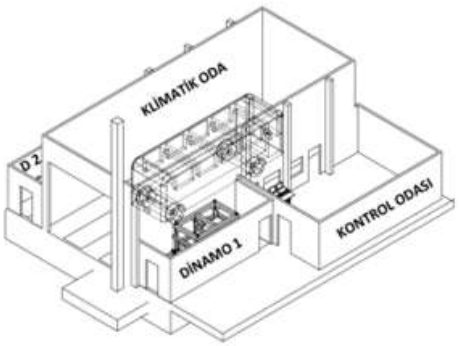
Bu çevrim ayrıca SORT test prosedürlerine uygun olacak şekilde gerçek yol koşulunda da gerçekleştirilmiş ve dinamometrede yapılan testlerle ilgili kıyaslamalar yapılmıştır. Şasi dinamometre ile testlerin yapılması sayesinde biribirini tekrar eden testlerin benzer ortam koşullarında gerçekleştirilmesine ve yol koşullarında oluşabilecek kaza riskini sıfıra indirmekle beraber testler sırasında aracın bataryalarının istenilen her zaman kolaylıkla şarj edilmesini sağlamıştır.

2. ÇALIŞMADA KULLANILAN TESİS VE ÖLÇÜM EKİPMANLARI

2.1. Şasi Dinamometreli Klimatik Test Odası

OTOKAR Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş. bünyesinde bulunan şasi dinamometreli klimatik oda -45 °C ile +60 °C sıcaklık ve %5-95 bağıl nem aralığındaki tüm koşulları sağlayabilmektedir. Bu çalışmalar sırasında SORT test prosedüründe belirtilen limitler içerisinde, 25 °C sabit sıcaklık ve % 55 nem değerlerine sabitlenmiştir.

En fazla 13 metre uzunluğundaki araç testlerinin gerçekleştirildiği şasi dinamometreli klimatik odanın yüksekliği 6 metre, genişliği 6,6 metre ve derinliği 16,5 metre`dir.



Şekil 4. Şasi Dinamometrelei Klimatik Oda Yerleşimi

Şasi dinamometreli klimatik oda ister bağımsız iki farklı sistem olarak çalıştığı gibi birbirine bağımlı tek bir sistem olarak da çalışabilmektedir. Sistemlerin senkron olarak çalışması için iki ayrı kontrol bilgisayarı ve panoları mevcuttur. Her iki sistemde oluşabilecek herhangi limit dışı koşullarda her iki sistemi de durdurabilecek haberleşme sistemine sahiptir.

Araç torkunun ve tekerlek devrinin kontrol edilebildiği ve test öncesi yapılan hesaplamalar sonucu sisteme entegre edilen yol direnç katsayıları ile aktif olarak yüklemeler yapılabilen dinamometreler sayesinde yol koşullarının simulasyonu gerçekleştirilmiştir. Araç ile ilgili dingil mesafesi, tekerlek yarıçapı, araç ağırlığı, tekerlek ataleti gibi bilgiler dinamometreye tanımlandıktan sonra testler gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmaların gerçekleştirildiği şasi dinamometrelerinin 1:1, 1:5,85 ve 1:7,96 olmak üzere üç farklı dişli oranında çalışma imkanı mevcuttur. Bu testler esnasında 1:7,96 dişli oranı tercih edilmiştir.

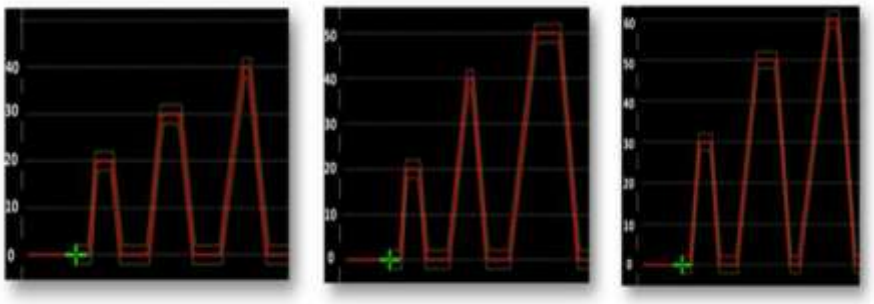
Tablo 1. Tek Dinamometre İçin Kapasite Değerleri

Dişli Oranı	7.96:1
Sistem Nominal Gücü [kW]	550
Maksimum Çıkış Hızı [dev/dak]	500
Maksimum Çıkış Torku [Nm]	48000

2.2. Sürücü Yol Yardım Sistemi

SORT test çevrimleri gibi birçok test çevriminin tanımlanabildiği ve dinamometre testlerinde sürücünün çevrimsel testler sırasında olması gerektiği aracın hız, konum, ivme gibi değerleri belirlenen hata oranı içerisinde ekran üzerinden sürücüye yansıtan yazılımdır.

Sürücü anlık olarak grafik üzerinde olması gereken hız değerini, anlık hız değerini ve hata payını görmekte olup aracın hızını gördüğü bu grafiğe göre ayarlamaktadır. Sürücü yardım sistemi ile gerçekleştirilen SORT döngüleri hata oranı, yol koşullarında gerçekleştirilen testlerdeki hata oranına göre çok daha düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 5. Sürücü Yol Yardım Sisteminde Oluşturulan UITP SORT Döngüleri

2.3. Veri Toplama Sistemi ve Elektriksel Ölçüm Sensörleri

Bu çalışmada veri toplama sistemi olarak analog ve dijital çıkış desteği veren veri toplama cihazı yardımıyla yol testlerinde anlık hız ve mesafe verilerini belirlemek için Küresel Konumlama Sistemi (GPS), araç haberleşme ağı (CAN Bus) üzerinden alınan araç hızı, hızlanma pedal pozisyonu, elektrik motor devir, batarya yönetim birimi akım ve gerilim değerleri kayıt altına alınmıştır.



Şekil 6. Veri Toplama ve Enstrümantasyon Şematiği

Özellikle yol testlerinde GPS`den ölçülen anlık hız değeri sistemin uydu ile haberleşmesinin kesilmesi ihtimaline karşı CAN Bus üzerinden kaydedilen anlık araç hızı değeri ile doğrulanmaktadır. Öncelikle kalibrasyonlu şerit metre ile 500 metre referans bir yol belirlenir ve bu 500 metre boyunca GPS ve CAN-Bus üzerinden araç hız değerleri kaydedilir. Her iki verinin referans mesafe boyunca kaydedilen hız değerlerinin integrali hesaplandığında CAN-Bus verisi ile referans mesafe arasında fark tespit edilir ve bu durumu doğrulamak adına katsayı elde edilir. Bu işlem sayesinde uydudan bağımsız olarak CAN-Bus üzerinden anlık mesafe değeri kaydedilebilmektedir.

Bu çalışmalar sırasında GPS verileri 100 Hz, CAN Bus verileri 1 Hz örnekleme frekansı ve 32 bit kanal çözünürlüğünde kayıt altına alınmıştır. Enerji tüketim ölçümleri için alınan elektriksel ölçüm verileri ise farklı olarak analog kanaldan 1000 Hz örnekleme frekansında ve 32 bit kanal çözünürlüğünde kayıt altına alınmıştır.

Elektrikli aracın enerji tüketiminin hesaplanabilmesi için, batarya ünitesi çıkışından akım ve gerilim bilgileri harici ölçüm ekipmanları ve veri toplama cihazları ile 1000 Hz örnekleme frekansı ile kayıt altına alınmıştır. Ölçüm sonrasında elde edilen akım ve gerilim verileri, $P = U \; x \; I$ formulü kullanılarak anlık güçler hesaplanmıştır. Tüketilen toplam enerjinin hesaplanması için gücün integrali alınmıştır.

Aracın frenleme yaptığı durumlarda rejenerasyon evresi ile batarya ünitesine aktarılan enerji miktarının ölçülebilmesi için 1000 A akım değerine kadar alternatif ve doğru akım ölçebilen çift yönlü akım probu kullanılmıştır. Gerilim ölçümleri ise 1000 V alternatif ve doğru gerilim ölçebilen 1000:1 oranında diferansiyel prob kullanılmıştır. Elektriksel ölçümler sırasında kullanılan akım ve gerilim problarının ölçüm belirsizliği ±%1,5 seviyesindedir .

2.4. Alınan Ölçümler ve Hesaplamalar

Tablo 2. Alınan Ölçüm Değerlerinin Tablosu

Ölçüm Türü	Ölçüm	Birim
CAN-Bus	Araç Hızı	km/saat
CAN-Bus	Elektrik Motor Devri	dev/dak
CAN-Bus	Batarya Akım Değeri	A
CAN-Bus	Batarya Gerilim Değeri	V
CAN-Bus	Hızlanma Pedal Pozisyonu	%
CAN-Bus	Batarya Şarj Yüzdesi	%
CAN-Bus	Batarya Toplam Enerji	kWh
CAN-Bus	Elektrik Motor Gücü	kW
Termokupl	Ortam Sıcaklığı	°C
Bağıl Nem	Kabin İçi Bağıl Nem	% Rh
Hesap	Mesafe	km
Akım Sensörü	Batarya Çıkış Akımı	A
Gerilim Sensörü	Batarya Çıkış Gerilimi	V
Hesap	Enerji Tüketimi	kWh

Anlık araç hızının zamana bağlı integrali işlemi sonucu anlık katedilen mesafe bilgisi elde edilmektedir.

$$\Delta X = \int V_{araç} \, dt \, / \, 3{,}6 \; [m] \tag{1}$$

$V_{araç}$: Anlık araç hızı [km/sa]

Batarya çıkışından ölçülen anlık akım ve gerilim değerlerinden enerji tüketimi elde edilmektedir.

$$E = \int P \, dt = \int I_{batarya} \, * V_{batarya} \, dt \; [kWh] \tag{2}$$

$I_{batarya}$: Batarya çıkış akım değeri [A]

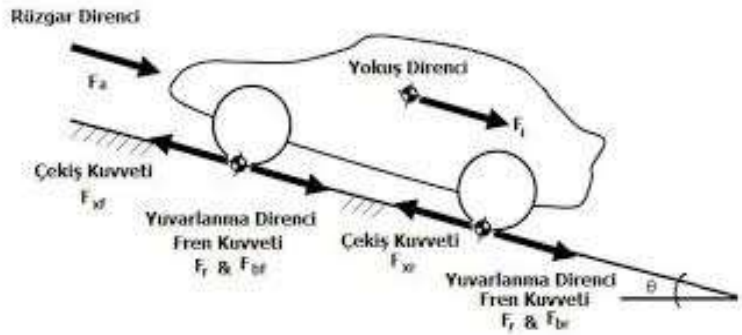
$V_{batarya}$: Batarya çıkış gerilim değeri [V]

P : Anlık elektriksel güç tüketimi [kW]

E : Toplam elektrik enerjisi tüketimi [kWh]

3. TEST ÖNCESİ DİNAMOMETRE HAZIRLIKLARI

Yol koşullarında sürüş sırasında araca etkiyen faktörler; yolun eğimi, hava direnci, yuvarlanma direnci, ivmelenme direnci ve aracın güç aktarma organlarından kaynaklanan iç dirençler olarak sıralanabilir. Testler sırasında elde edilen hız profilinden yola çıkarak araca etki eden dirençler aşağıdaki matematiksel formüller ile hesaplanabilmektedir (SAE J2452, 1999).



Şekil 7. Yol Koşullarında Araca Etkiyen Kuvvetler

$$F(V) = F_{yol} = F_{yuvarlanma} + F_{rüzgar} + F_{yokuş} + F_{ivmelenme} = A + BV + CV^2 \quad (3)$$

Yuvarlanma direnci (F_r) : $$F_r = m_{araç} * g * (0{,}0136 + 0{,}40 * 10^{-7} * V^2) \quad (4)$$

Rüzgar direnci (F_a) : $$F_a = 0{,}5 * A_f * \rho * C_d * V^2 \quad (5)$$

Yokuş direnci (F_i) : $$F_i = m_{araç} * g * \sin\Theta \quad (6)$$

İvmelenme direnci (F_b) : $$F_b = \lambda * m * dv/dt \quad (7)$$

C_d : hava direnci katsayısı

A_f : : araç ön izdüşüm alanı [m^2]

ρ : : havanın yoğunluğu [Ns^2/m^4]

$m_{araç}$: araç kütlesi [kg]

λ : ivmelenme direnç katsayısı

g : yerçekim ivmesi [m/s^2]

SORT testlerinde test yapılan parkur eğimi sıfır ya da sıfıra yakın kabul edilmesinden dolayı yokuş direnci hesaplara katılmamaktadır.

Araca etki eden tüm bu kuvvetler, Newton`un 2. Hareket Yasası`na göre aracı aşağıdaki eşitliğe göre yavaşlama ivmesinin oluşmasına neden olmaktadır.

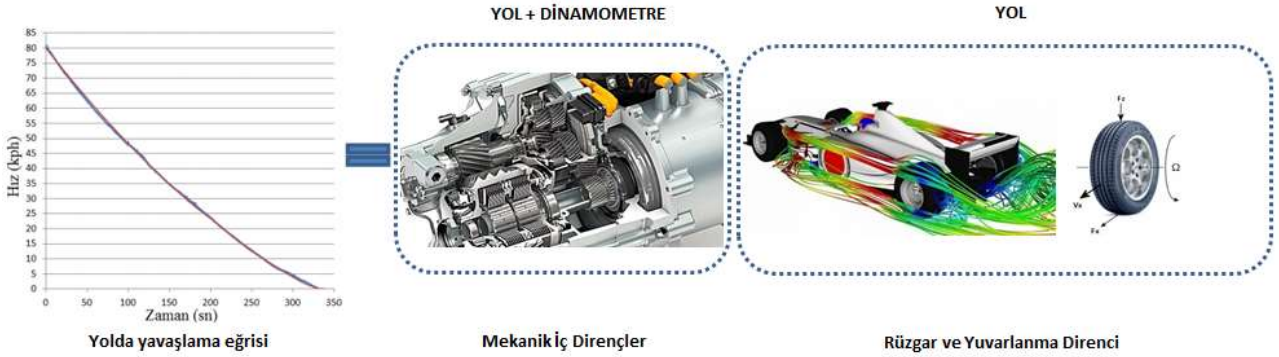
$$F_{yol} = (m_{araç} + I_{teker}/r^2_{teker}) * a_{yavaşlama} \quad (8)$$

r : tekerlek yarıçapı [m]

I_{teker} : tekerlek atalet momenti [$kg*m^2$]

$a_{yavaşlama}$: aracın yavaşlama ivmesi [m/s^2]

Şasi dinamometresinde yapılan simulasyon testlerinde sadece araç iç sürtünme dirençleri mevcut olduğundan yol koşulunda oluşan rüzgar ve yuvarlanma dirençlerini matematiksel olarak hesaplanıp dinamometre sistemine parametre olarak girilmesi ihtiyacı olmaktadır. Bu sebeple dinamometrede iç sürtünme dirençleri ölçüldükten sonra yolda hesaplanan toplam kuvvet değerinden çıkarılarak yuvarlanma ve rüzgar direncinin fonksiyonu elde edilmektedir.



Şekil 8. Dinamometre ve Yol Koşullarındaki Dirençlerin Şematik Gösterimi

3.1. Düz ve Eğimsiz Bir Yolda Aracın Yavaşlama Eğrisinin Çıkarılması (Coast Down Testi)

Dinamometrede gerçekleştirilecek SORT testleri öncesinde, test edilecek aracın yol şartlarında maruz kalacağı direnç kuvvetlerinin hesaplanabilmesi için, eğimi %1'in altında ve yaklaşık uzunluğu 2 km civarında olan bir yolda farklı hızlarda "Coast Down" testileri gerçekleştirilmiştir.

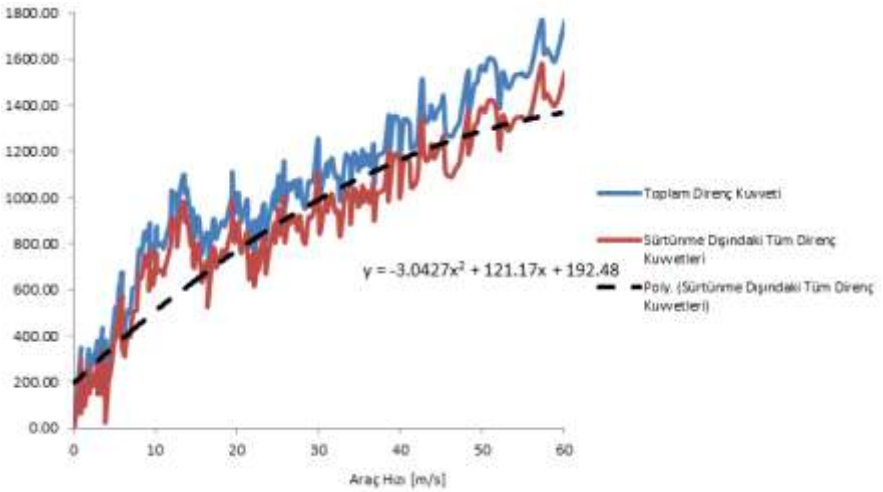
Öncelikle araç SORT prosedürlerine göre uygun araç yüküne getirilir. Daha önceden belirlenmiş eğimsiz ve güvenli bir yolda SORT yüküne yüklenmiş araç ile maksimum araç hızında ilerlerken sürücü ayağını hızlanma pedalından çekerek kendi ivmesiyle ilerlemeye bırakılır. Bu çalışma sırasında araçta aşağıdaki hususlara dikkat edilmesi gerekmektedir.

- UITP SORT prosedüründe belirtilen hesaplara uygun yükte araç yüklenmelidir.
- Araç lastik basınçları uygun basınç değerinde olmalıdır. Düşük basınçlı lastiklerin fazladan direnç oluşturacağı unutulmamalıdır.
- Araç kapı ve pencerelerin kapalı olmalıdır. Açık olması durumunda rüzgar direnci için yüzey alanı artacağından yavaşlama ivmesine olumsuz etkisi olacaktır.
- Araç ilerlerken direksiyon sabit olmalıdır.
- Araç ilerlerken kesinlikle fren kullanılmamalıdır.
- Rüzgar hızının 16 km/saat`ten az olmalıdır (ETA-UTP001, 2001).

Yüklü olan araç ile daha önceden Sakarya`da Kaynarca-Karasu ilçeleri arasında Büyükyanık Mahallesi mevkinde yer alan mevcut bir karayolunda testler gerçekleştirmiştir. Testler sırasında araç hızı, katedilen mesafe, çevre sıcaklığı ve GPS bilgileri gibi veriler toplanmıştır.

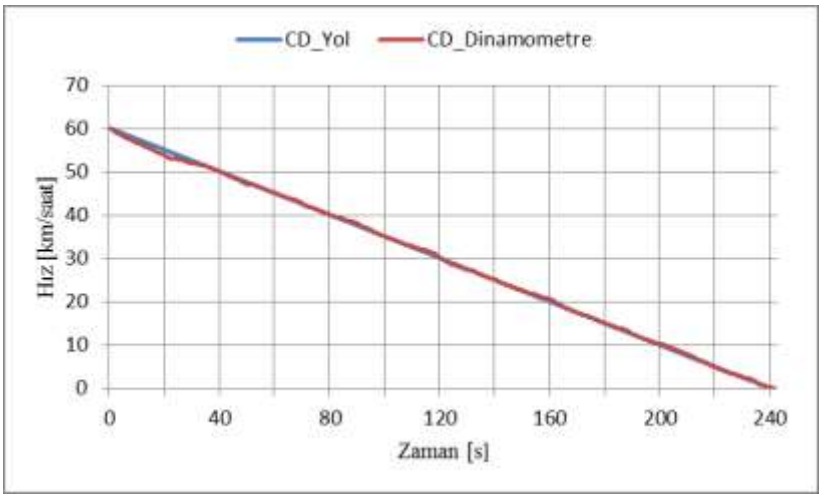
3.2. Aracın İç Dirençlerinin Dinamometre ile Ölçülmesi

Şasi dinamometresine bağlanan test aracın iç kuvvetleri akslara bağlanan şaftlardaki tork sensörleri yardımı ile hesaplanır. Sensörün farklı araç hızlarında ölçtüğü tork değerleri alınıp lastik yarıçapına bölünerek dinamometre iç kuvvetleri bulunur. Daha sonra yolda hesaplanan toplam dirençlerden iç kuvvetler çıkarılarak diğer kuvvetlerin grafiği excel yardımıyla çizdirilir ve 2. dereceden polinom uydurularak elde edilir (Bkz. Şekil 9).



Şekil 9. Araca Etkiyen Dirençlerin Hıza Bağlı Kuvvet Grafiği

Kuvvet eğrisinin denkleminden gelen katsayılar dinamometreye girildikten sonra zamana bağlı yavaşlama eğrileri dinamometrede tekrar çıkarılır. Bu eğriler yolda elde edilenler ile karşılaştırılır (Bkz. Şekil 10).



Şekil 10. Yol ve Dinamometre Coast Down Testi Araç Hızı-Zaman Grafiği

4. TESTLERİN GERÇEKLEŞTİRİLMESİ

Şasi dinamometreleri dinamometrede yapılan testlerde arkadan itişli araçlar arka akslardan önden çekişli araçlar ise ön akslardan dinamometreye bağlanmaktadır. Test edilen araç arkadan itişli olduğundan arka akslardan bağlanmıştır. Araçta ölçüm için gerekli enstrümantasyon yapılmıştır. Ayrıca testler sırasında aracın sadece dinamometreye bağlı olduğu tekerlekler döneceği için ABS (Kilitlenme Karşıtı Frenleme Sistemi) ve ASR (Anti Patinaj Sistemi) gibi sistemler devreye girmemesi için test öncesi iptal edilmiştir.



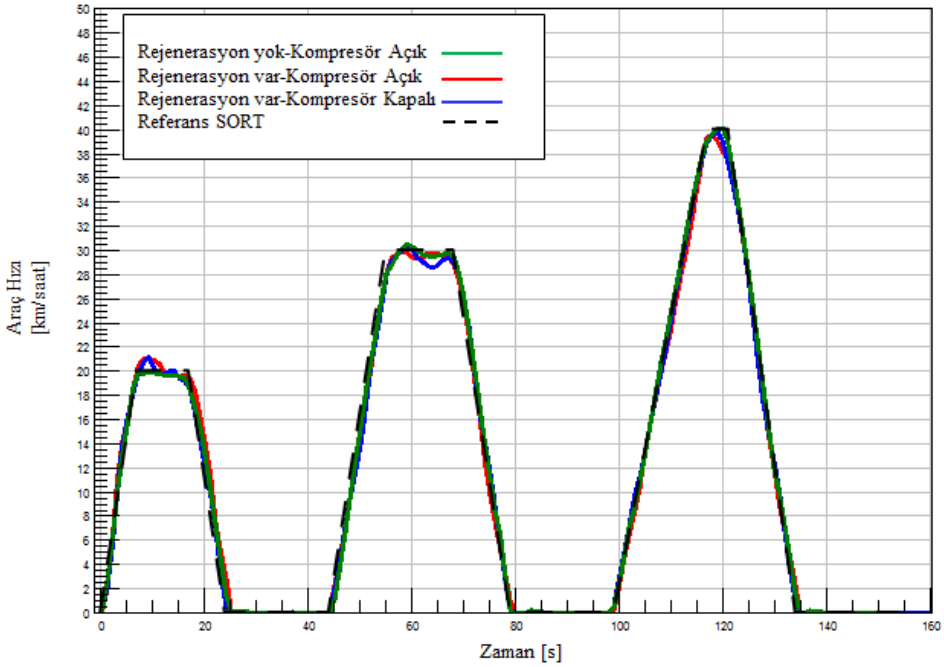
Şekil 11. Test Edilen Aracın Dinamometre Bağlantısı

Araç 25 °C sıcaklık ve %55 bağıl nem ortam koşulunda yaklaşık 2 saat şartlandırıldıktan sonra testler gerçekleştirilmiştir. Sürücü yol yardım sistemi kullanılarak UITP SORT testlerinden SORT 1 ağır şehiriçi çevrim testi gerçekleştirilmiştir.

Testler sırasında klima, iç ve dış aydınlatma, elektronik sürücü göstergesi, kameralar gibi enerji tüketimine olumsuz etki sağlayacak etkenler devre dışı bırakılmıştır.

Rüzgar fanı, yol şartlarında araçta üretilen ısının dışarıya atılmasının simulasyonunun gerçekleşmesini sağlamaktadır. Rüzgar fanı, araç hızına bağlı olarak çalışarak özellikle aracın elektrik motorunda oluşabilecek ısının yoldaki gibi bölgeden uzaklaşması sağlanmaktadır.

Çalışmalar sırasında rejenerasyon ve araç hava kompresör sisteminin devrede olup olmaması durumlarında testler gerçekleştirilmiştir (Bkz. Şekil 12).

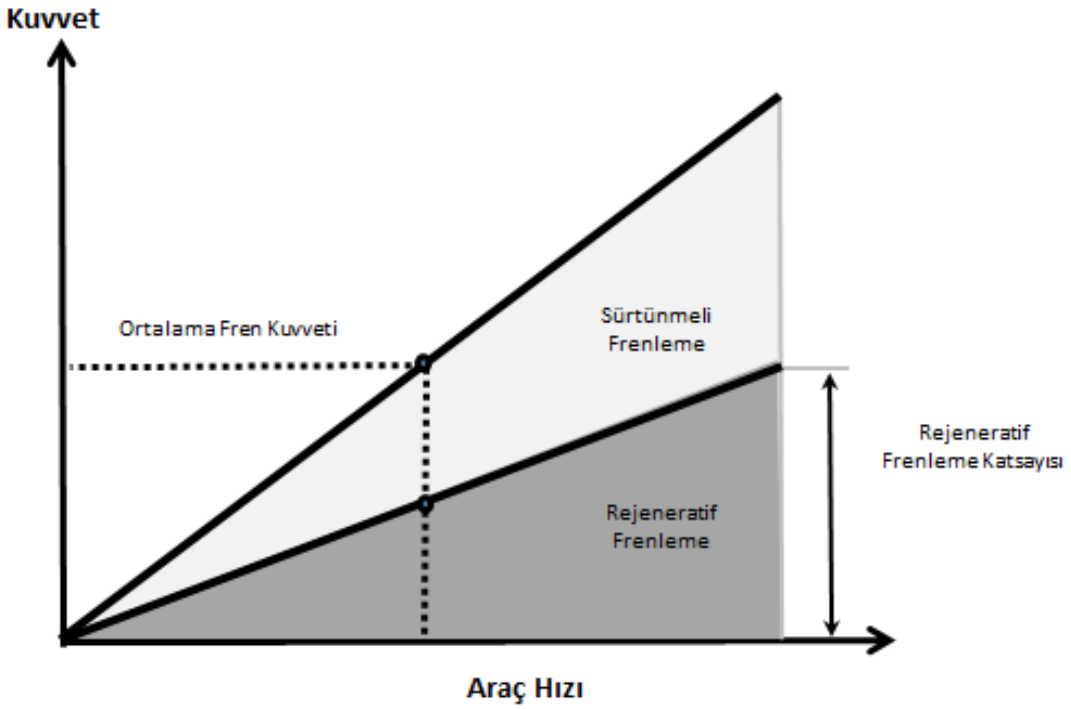


Şekil 12. SORT 1 Testlerinin Hız-Zaman Grafikleri

4.1. Araç Fren Rejenerasyon Sisteminin Enerji Tüketimine Olan Etkisinin İncelenmesi

Günümüz teknolojisinde içten yanmalı motorlu araçlarda retarder desteği ile frenleme sırasında balatalar üzerindeki yük azaltılmaktadır ve hatta uzun süre yokuş aşağı iniş yapan yolcu taşıma araçları ve ağır tonaj taşımacılık yapan araçlarda zorunlu hale gelmiştir. Elektrikli araçlarda ise bu teknoloji yerini fren rejenerasyon adı verilen daha verimli bir teknolojiye bırakmıştır. Rejenerasyon teknolojisi ile frenleme sırasında balatalar üzerindeki yük azaltılırken aynı zamanda frenleme sırasında elde edilen enerji bataryaların şarj edilmesinde kullanılmaktadır.

Fren rejenerasyon sistemi araç belli hız aralığında, belirli fren koşullarında ve batarya şarj kapasitesine bağlı olarak devreye girmektedir. Rejeneratif frenleme sisteminin yaklaşık fren enerjisinin %50`lik kısmını geri kazandırdığı görülebilmektedir (Doğan, Erfidan, Bilgin, 2016).



Şekil 13. Ortalama Fren Kuvveti ve Araç Hızına Göre Rejeneratif Frenleme Katsayısı

Elektrikli araçlarda enerji tüketimi yüksek oranda itici kuvvet sağlayan elektrik motorlarında meydana gelmektedir. Elektrikli araçlarda en çok enerji tüketen sistemleri sıraladığımızda klima, havalandırma sistemi, hava kompresörü, 24 V yardımcı sistemler ve hidrolik direksiyon sistemleridir.

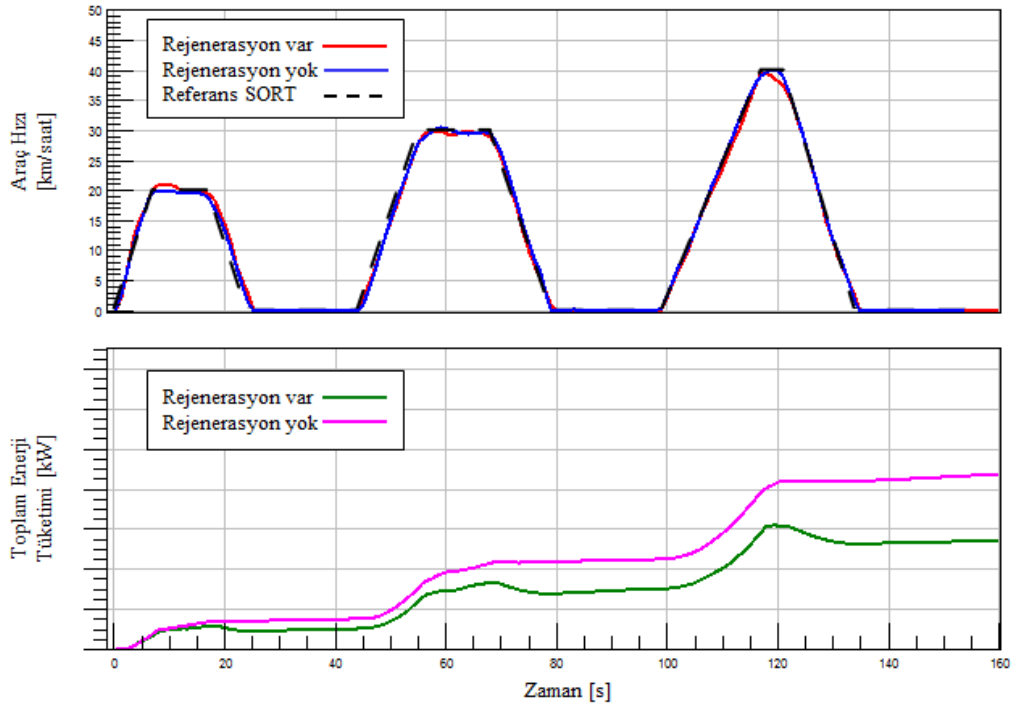
4.2. Araç Hava Kompresör Sisteminin Enerji Tüketimine Olan Etkisinin İncelenmesi

Yolcu taşımacılığı amacı ile üretilen araçlarda fren, süspansiyon ve kapı açma-kapama gibi işlemler sırasında pnömatik sistemler kullanılmaktadır. Pnömatik sistemler hava basıncı yardımı ile ilgili mekanizmaları devreye alarak çalışırlar. Ani hava basıncı ihtiyaçlarını karşılayabilmek için araç altyapısında hava tankları bulunmaktadır. Pnömatik sistemleri verimli kullanabilmek için tanklarının içerisinde bulunan havanın sürekli olarak belirli bir basınçta tutulması gerekmektedir.

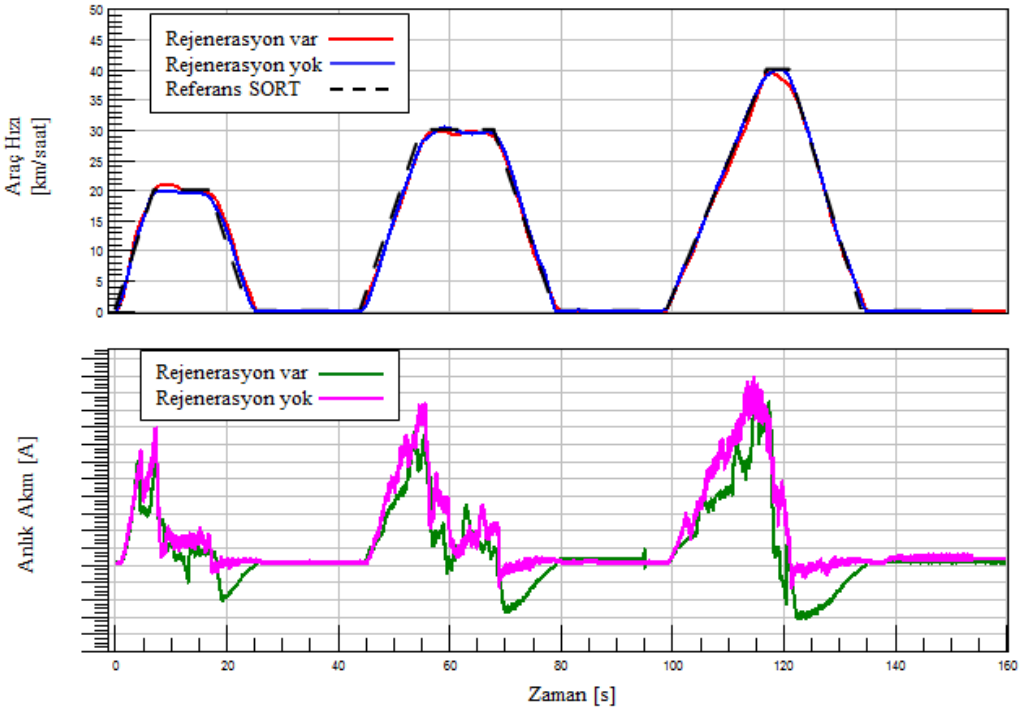
Bu çalışmada SORT 1 döngüsünde araç hava kompresörü devrede ve devre dışı iken testler gerçekleştirilmiş ve hava kompresörünün enerji tüketimine olan etkisi incelenmiştir.

5. SONUÇLAR

Testler, ilk önce araç fren rejenerasyon sistemi devrede ve devre dışı olarak SORT 1 test döngüleri ile gerçekleştirilmiştir. Bataryada ölçülen akım ve gerilim değerleriyle elde edilen toplam enerji tüketimini incelediğimizde fren rejenerasyon sistemi %40`lik enerji geri kazanımı sağladığı görülmüştür. (Bkz. Şekil 14)

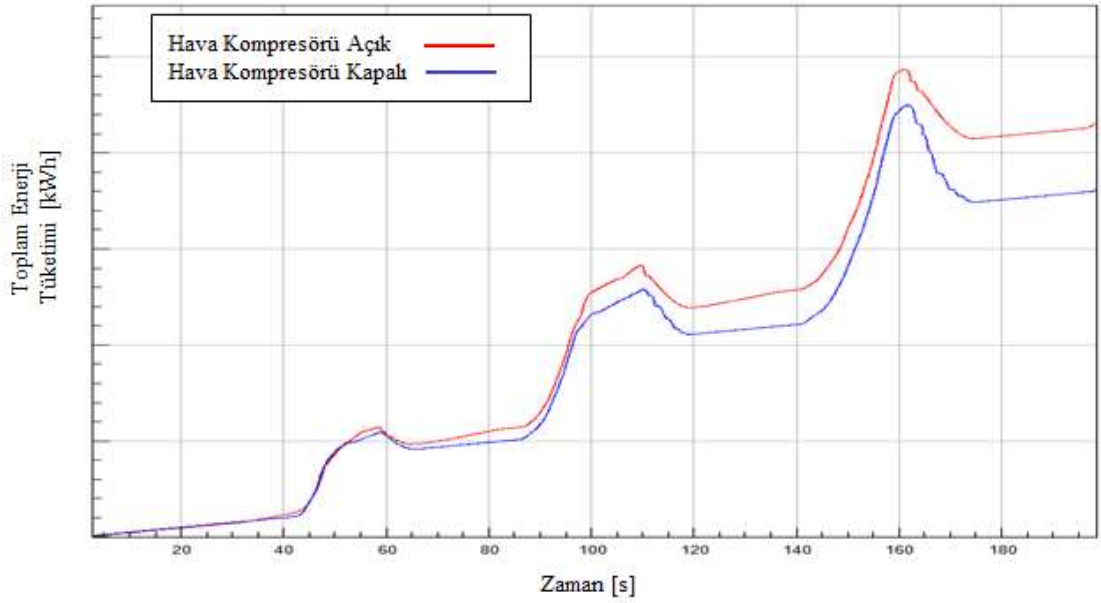


Şekil 14. SORT 1 Testi Rejenerasyon Sistemi Devrede ve Devrede Olmadığında Toplam Enerji Tüketim Grafikleri



Şekil 15. SORT 1 Testi Rejenerasyon Sistemi Devrede ve Devrede Olmadığında Anlık Güç Grafikleri

Hava kompresörünün açık ve kapalı durumununda gerçekleştirilen SORT 1 testlerine göre her iki durum arasındaki enerji tüketim farkı % 17 `ye kadar çıktığı görülmektedir. (Bkz. Şekil 16)



Şekil 16. SORT 1 Testi Hava Kompresörü Devrede ve Devrede Olmadığında Toplam Enerji Tüketim Grafikleri

6. DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada yol koşullarında gerçekleştirilen testlerin şasi dinamometre ile gerçeğe yakın simulasyonunun gerçekleştirilebildiği görülmüştür. Ayrıca elektrikli otobüsün fren rejenerasyonun büyük enerji kazancı ve hava kompresör sisteminin ise oldukça büyük bir enerji kaybına sebep olduğu görülmektedir. Bu çalışma sonucunda elde edilen veriler bir sonraki ürün geliştirme sürecinde enerji yönetimi ve enerji optimizasyonu gibi konularda yapılacak çalışmalar için kullanılacaktır.

KAYNAKLAR

[1] Weiss Technik GmbH, "Climatic Drive in Chamber with Combustion Air Supply in Coordination with Powertrain Testbed", Project WK 653/45/60/RO, 2009.

[2] UITP PROJECT 'SORT'. Standardised On-Road Test Cycles. International Association of Public Transport, 2014.

[3] French, M., Stark, A. (2000). Chassis Dynamometers, Experimental Techniques, 45-46.doi:10.1111/j.1747-1567.2000.tb00926.x

[4] B. J. Varocky , "Benchmarking of Regenerative Braking for a Fully Electric Car " , Report No. D&C 2011.002 , January , 2011.

[5] Doğan, U., Erfidan T., Bilgin M.Z. (2016) "Elektrikli Araçlarda Faydalı Frenleme Enerjisinin Depolanması", İleri Teknoloji Bilimleri Dergisi, Cilt No:5 Sayı: 2, 2016

[6] Preda, I., Covaciu, D., Ciolan, "Coast Down Test Theoretical And Experimental Approach, CONAT 2010", International Automotive Congress, At Brasov, Romania, 152-165, 2010.

[7] SAE J2452., "Stepwise Coastdown Methodology for Measuring Tire Rolling Resistance'', Society of Automotive Engineers, 2-10, 1999.

[8] Bayram, H . (2016). Şasi Dinamometreli Klimatik Oda Test Simülatöründe Araç Modeli Oluşturma ve Doğrulama Süreci. Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi, 21 (2) , 451-464 . doi: 10.17482/uumfd.285461

[9] AVL. (2009). Overview and Operation Manuel, AVL, AT3125E, Rev. 00, 150

[10] ETA-UTP001, (2001) "Implementation of SAE Standard J1263 Road Load Measurement and Dynamometer Simulation Using Coastdown Techniques", Electric Transportation Applications,Revision 0, March 23,2001.

IMPROVEMENT OF EXCAVATOR BOOM

Ahmet ERKLİĞ[1], Erdem ÖZSARAÇ[2]

[1]Gaziantep University, Engineering Faculty, Mechanical Engineering Department, Gaziantep, Turkey
[2]Başak Traktör Tarım Ziraat ve İş Makinaları, R&D Department, Gaziantep, Turkey
[3]Ahmet Erkliğ: erklig@gantep.edu.tr
[4]Corresponding Author: Erdem Özsaraç: eozsarac@mst-tr.com

ABSTRACT

There are important issues to consider when making design of a product. The working conditions of the product should be evaluated very well. Many external factors can affect performance of the product. These factors may be maximum allowable forces to which the products are exposed or corrosion caused by corrosive effects. The mechanism of the construction machine must operate reliably in unpredictable working conditions. Strength analysis are carried out based on high loads. This is very important step in the design of machine [1].

This study was carried out on the investigation of stresses due to forces in boom design of front attachment of the excavator. The aim is to make sure that the desired limit value is not exceeded. Limit value means factor of safety. It is also aimed to provide these loads with optimum raw material usage. Front attachment was simulated according to critical position of the machine [2] after kinematic analysis was finished. Thus, the design problem was solved by the finite element method (FEM). Other purposes which is aimed by this method was shortening design process, to give end user a more reliable product and reducing total cost.

Keywords: Kinematic analysis, finite element method, construction machine

1. INTRODUCTION

Construction machines are used in agriculture, industry or against natural disasters. They can carry out these works through different attachments.

Construction machines are generally classified as three main groups. These are;

- Earth moving machines
- Industrial machines
- Road & Agriculture machines

Construction machine which is called Excavator was investigated in this study in the category of earth moving machines. Excavators are versatile machines and can be used for digging, loading, breaking, grabber, compactor or auger.

Excavator has two main groups. These are crawler excavators and wheel excavators. These groups are classified into 3 subgroups according to their weights.

I. Mini excavators: 1 tones – 8 tones
II. Midi excavators: 9 tones – 19 tones
III. Maxi excavators: 20 tones – up

Excavator construction machine which is designed as prototype is generally used as heavy construction machine. Machine mainly has welding components (boom, arm, bucket, chassis etc.) shown in fig. 1 generally internal combustion engine, cooling package, pump, travel group, main control valve, and hydraulic actuators.

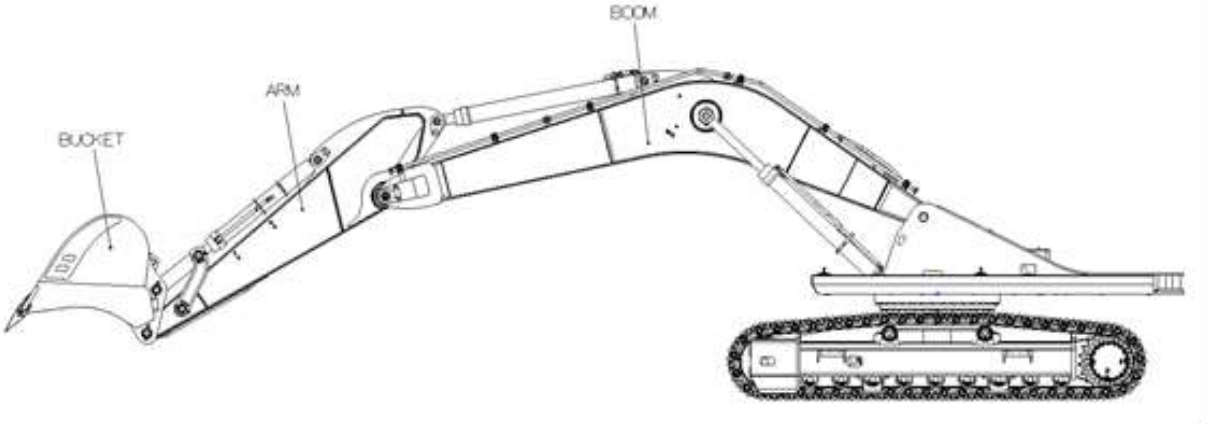


Figure 1. Front attachment group of excavator

This machine does not take the action directly from the engine, unlike trucks or automobiles. Engine produce power and transmits to the pump via a transfer unit which is called coupling. Hydraulic pump produces continuous flow. This flow goes to control valve. Control valve orients the flow according to operator's comments. Operator achieves this with the help of joysticks. These comments provide boom, arm, bucket or swing movements. Source of movements are pressurized flow. Excavator design process requires engineering disciplines. Hydraulic, heat transfer, engines, strength are some of them. Studies have been done on strength of boom.

Finite element analysis has very powerful and method which is wide using area in strength analysis. If machine working ranges (breakout force, digging depth, loading height, reach at ground line etc.) want to improve, new design process will be shortened in this method. It is important to create dynamic characteristic of the machine before FEM. There should be included in the improvement process.

In literature, there are many studies with the help of FEA. Some of them are related with backhoe-loader, excavator.

There are some studies in the literature about the design of machine elements with FEM. In these studies, boom, arm or bucket are modeled alone and the forces coming to the welding components are taken into account statically.

İpek, L., (2006) [3] aimed to improve loader mechanisms of backhoe-loader machine. Kinematic and force analyses was made. Genetic Algorithm was used for this improvement by means of Excel macros which determine needs of mechanism problem. Arm breakout force, bucket breakout force, lifting capacity, digging depth and loading height were calculated by this algorithm. As a result of study, arm breakout force, bucket breakout force and lifting capacity were increased.

Yener, M., (2005) [1] studied optimization of excavator boom and designed a program which correlate the user and FEA program, MSC Marc-Mentat. Delphi platform was used for this program according to design parameters. Suitable booms were selected with different working conditions according to maximum allowable stress and optimum mass. At the end of study, optimum boom was designed depending on the boundary conditions.

Yeter, E. and Erkliğ, A., (2009) [4] studied with back (boom, arm, bucket and links) and front (loader, bucket and links) groups of backhoe loader using finite element method. Safe working conditions depend on analysis results in the structure of machine. The 3D models of structures, e.g. loader, bucket, are designed by CAD program and finite element analysis of structures are made by ANSYS Workbench.

Cui, G. and Zhang, Y., (2009) [5] studied with excavator working equipment. The present study investigates a working mechanism of an excavator in its entirety from a system-integration viewpoint. Based on comprehensive analysis of typical operating conditions of the hydraulic excavator, the study builds an integrated, refined 3D FE model of the mechanism, and examines stiffness, strength and deformation at five typical operating conditions. Results are verified by product tests with product specimens.

Shaikh, B. and Mulla, A., (2015) [6] studied with bucket teeth and weight optimization. For maximum digging force condition
the evaluated digging force can be used as boundary condition and loading condition to carry out static finite element analysis of excavator bucket tooth. This study is mainly concentrate on backhoe loader on wheel.

Qureshi, J. and Sagar, M., (2012) [7] studied backhoe loader machine is used to lift tones and tones of load, thus some amount of pressure is to be developed for providing the necessary force by the cylinder to lift this load. FEA consists of a computer model of a material or design that is stressed and analyzed for specific results. It was used in new product design, and existing product refinement. Finite element Analysis of the boom was made followed by the results of Dynamic study of the Boom of the machine. In this study researcher provides the platform to understand the Modelling and FEA of Boom of Backhoe Loader, which was already carried out by other researchers for their related applications and it can be helpful for the development of boom of backhoe loader.

Patel, P. and Prajapati, M., (2012) [8] studied on the backhoe loader machine. Normally backhoe loader are working under worst working conditions. Due to severe working conditions, excavator parts are subjected to high loads and must work reliably under unpredictable working conditions. Thus, it is necessary for the designers to provide not only a equipment of maximum reliability but also of minimum weight and cost, keeping design safe under all loading conditions. The force analysis and strength analysis are important steps in the design of machine parts. This study focuses on the solid modeling of the mini hydraulic backhoe excavator intended for light duty excavation task and its FEA for strength evaluation. It also includes the effect of the welding on the developed stresses in backhoe excavator parts.

Savkovic, M., Gasic, M., Petrovic, D., Zdravkovic N. and Pljakic, R., (2012) [9] studied on bucket wheel excavator (BWE). Experimental testing of the chemical composition and mechanical properties of the material of the shaft and metallographic inspections of the fracture surface by means of electronic and light microscopes carried out in the first part of the study have shown that there are no significant inhomogeneities and errors in the material of the shaft and that they do not cause damage. Further, the analysis of results referring to the mechanical properties and chemical composition of the repaired shaft at the point of welding, and particularly in the transition zone, shows that they considerably deviate from those prescribed for the material used. Significant inhomogeneity of the material, occurrence of cracks as well as the difference in the microstructure appear in this zone, which is the cause of shaft damage. The second part of the paper presents the FEM analysis of effects of the cantilever type of support of the planetary gearbox and stress concentration at the point of support due to inadequate finishing, which caused the occurrence of an initial crack. The user unsuccessfully tried to eliminate this weakness by repair welding of the shaft.

Bosnjak, S., Petkovic, Z., Zrnic, N., Pantelic, A. and Obradovic, A., (2010) [10] studied the cause of the failure in the vital part of the crawler travel gear of the BWE – two-wheel bogie (TWB). The results of the finite element analysis (FEA) point out that the main reason of the TWB failure is its insufficient strength under lateral forces acting during curve travel. The weak points in the TWB structure are removed by suitable redesign while keeping in mind all restrictions ensuing from installation conditions and functionality of the existing crawler travel gear. In addition to the numerical analysis (FEA), a parallel experimental analysis of the original as well as the redesigned TWB is conducted on a test board especially designed for this purpose. The experimental results have confirmed the considerably improved response on lateral loads of the redesigned TWB. The exploitation of the redesigned TWB with no failures has confirmed the validity of the reconstruction design.

This study aims to improve or reinforce boom of front attachment. To achieve this, maximum loads have been applied to bucket tooth at an angle. Bucket cylinder load and arm cylinder load have been applied separately. Maximum stress areas under the factor of safety have been determined. Improvements/reinforcements were applied until it reaches the desired value. The front attachment of excavator was created as a prototype model has been developed. Loads on the boom of the front attachment were calculated. Then FEA was applied on the boom. Analysis were carried out dynamically with help of software which is called Adams and Nastran.

1.1 Modelling

Some important points to consider are;

- Correct data
- True modelling
- Choosing true connection type
- Accurate determination of assumptions
- Accurate determination of boundary conditions
- Applying right loads

2. KINEMATIC ANALYSIS

Maximum forces shown in fig. 2 were calculated depending on the maximum operating pressure that can be applied to the actuators. Boom cylinder force is F_{boom}. Arm cylinder force is F_{arm}. Bucket cylinder force is F_{bucket}. Boom cylinder forces generates a very small moment force. Therefore its effect is neglected.

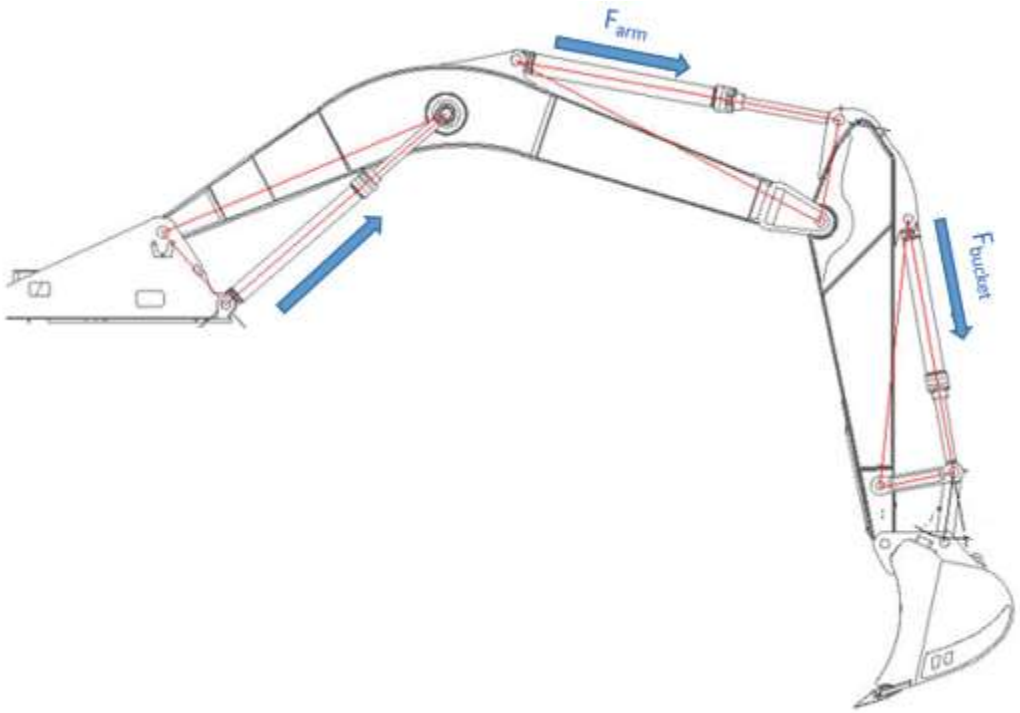


Figure 2. Schematic of force analysis

Arm cylinder force was calculated at maximum hydraulic pressure and maximum breakout force with help of kinematic schema shown in fig. 3.

Force at point M: F_{cylarm}= 794 kN

Bucket cylinder force was calculated at maximum hydraulic pressure and maximum breakout force with help of kinematic schema shown in fig. 4.

Force at point H: $F_{cylbucket}$= 619 kN

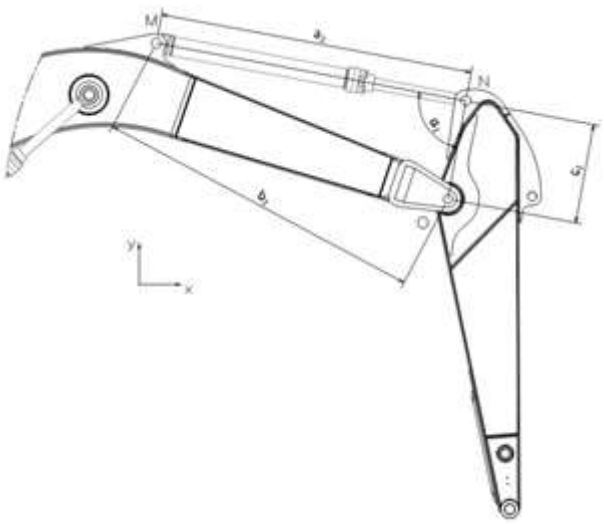


Figure 3. Mechanism parameters of the arm

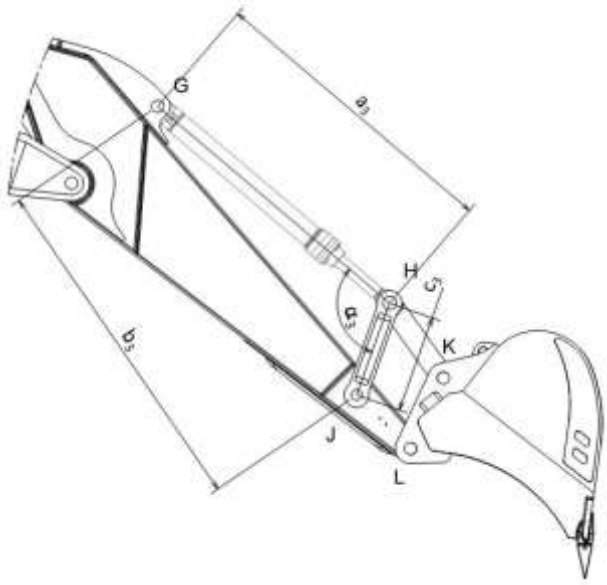


Figure 4. Mechanism parameters of the bucket

α_2, α_3 have been calculated for cosine theorem. The force has been calculated for pressure (P) formula on point N [11].

The forces of points N and H;

F_N=794 kN

F_H=618 kN

F_{arm}=160 kN

F_{bucket}=203 kN

2.1 Assumptions

- Material has linear elastic behavior.
- Mesh elements are tria and quad as 2D.
- Solid parts were created solid mesh as 3D.
- Bushing connections was created with the help of RBE2.

2.2 Boundary Conditions

- The structure is subjected to maximum loads at the position where moment is maximum.
- Bucket was chosen as attachment. Forces was calculated according to this attachment.
- Analysis was run bucket cylinder and arm cylinder separately.
- Materials of boom parts are St 52-3

Table 1: Material properties of St 52-3

Description	St 52-3	Casting
Young's modulus (GPa)	210	200
Poisson's ratio	0.3	0,3
Tensile yield strength (MPa)	355	350
Tensile ultimate strength (MPa)	520	550

3. SIMULATION

First of all, surface models of each of the parts must be created. After surface model was created, mesh model was created.

Excavator has three different mechanisms that is controlled independently of each other. Mechanism has three degree of freedom. First mechanism is for rotation of boom driven by boom cylinders. This is obtained by slider-crank mechanism. Second mechanism is for rotation of arm driven by arm cylinder. This is obtained by another slider-crank mechanism. Third mechanism is for rotation of bucket driven by bucket cylinder. This is obtained by four bar mechanism and another slider-crank mechanism.

In order to detect maximum stress zones, two boundary conditions of the bucket tooth have been applied.

- While arm cylinder was active, bucket cylinder was passive.
- While bucket cylinder was active, arm cylinder was passive

Loading has been applied unsymmetrical shown in fig. 5.

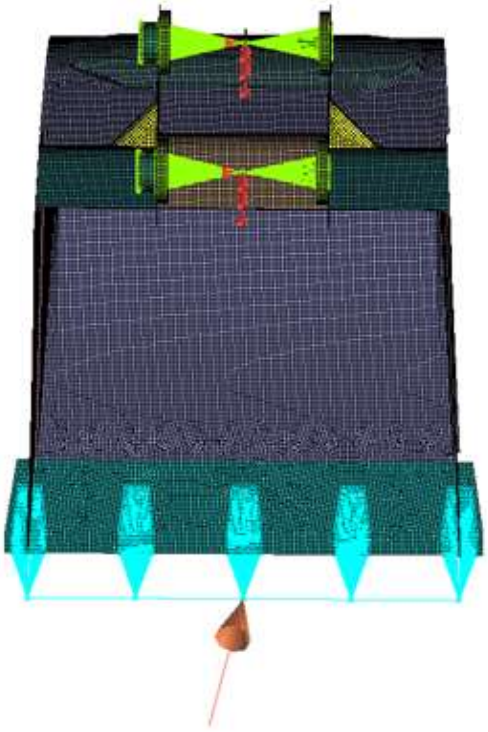


Figure 5. Unsymmetrical loading

Boundary conditions was applied in Nastran software. The results were evaluated according to safety factor. If it is

necessary, reinforcements/ design changes were applied.

At the end of finite element modal, mesh model consists of 373364 elements. These elements consist of shell and solid elements. Shell elements have 177618 quad and 2101 tria elements. Solid elements have 193640 elements.

Maximum allowable load position was prepared according to maximum moment position. Loads acting on each machine element was calculated separately.

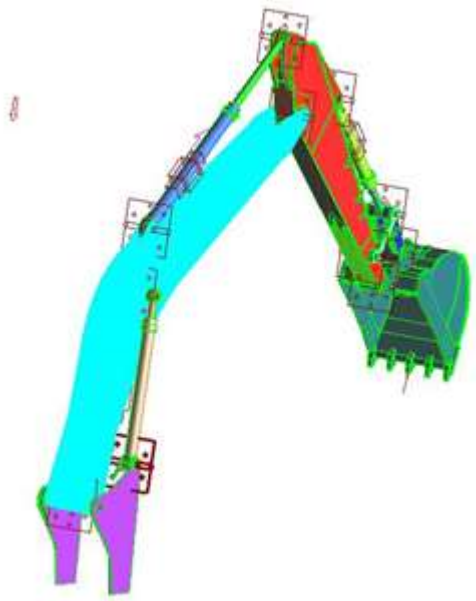


Figure 6. Joints of mechanism on simulation

Degree of freedom of mechanism was created in accordance with real at the simulation. Simulation with flex model has been shown in fig. 6.

4. DISCUSSION

Simulation was created according to real working condition considering cycle times. Then the boom was run dynamically in simulation shown in fig. 7.

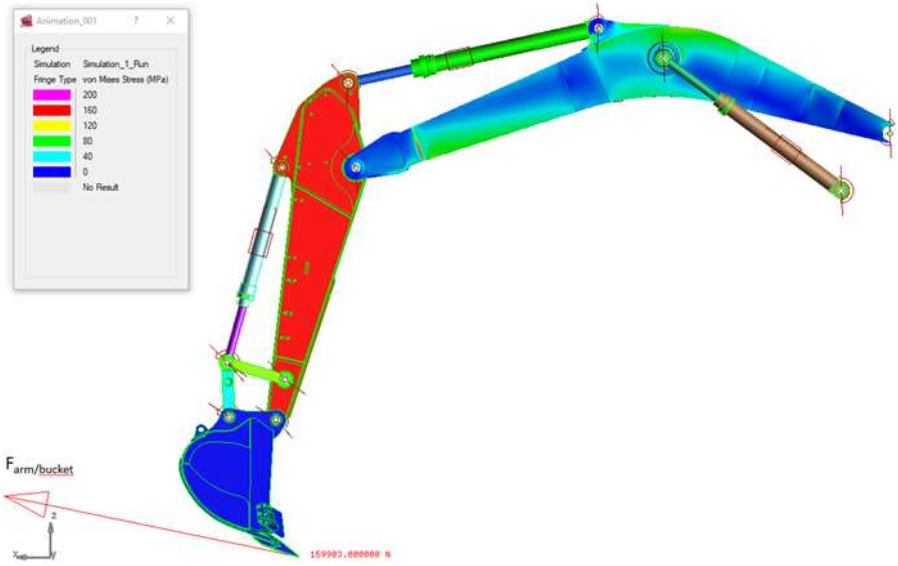


Figure 7. General view of boom after loading

The results obtained from dynamic analysis are as follows:

– High stress area was detected on boom after loading shown in fig. 8.
+ Reinforcement or new design were applied at the critical area. Then, the result was evaluated.

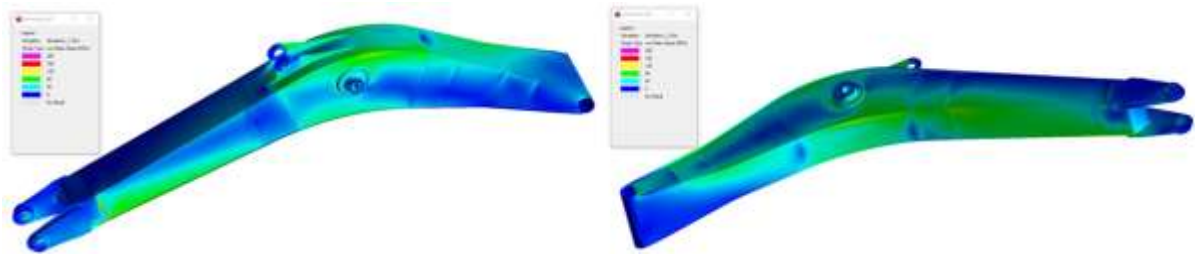


Figure 8. Boom view after loading

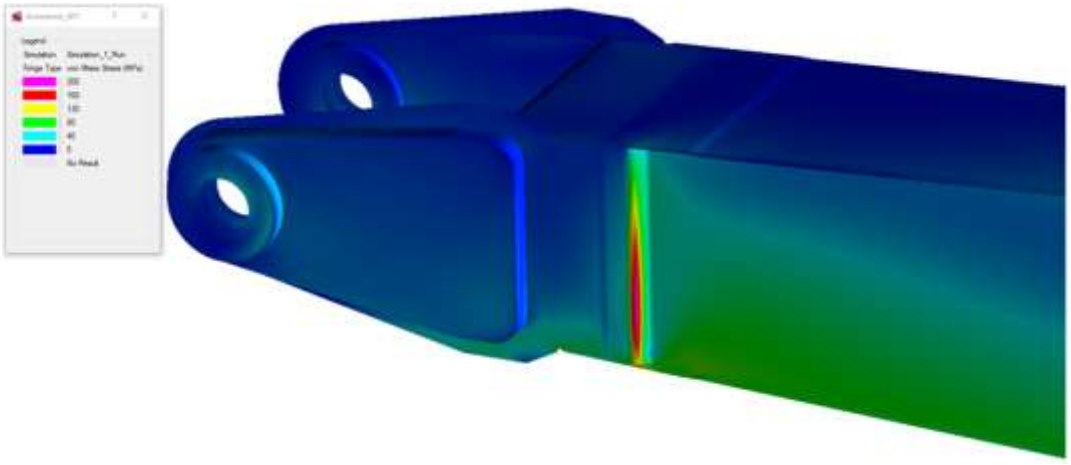


Figure 9. High stress zones

High stress was detected at the end of boom shown in fig. 9. The stress value was detected approximately 200 MPa. It was necessary to reduce the value below factor of safety.

Firstly, thickness of side plate which has high stress value was increased. But the low stress value could not be obtained.

Then geometric form of end of boom shown in fig. 10 and fig. 11 was changed. The goal was to expand the area in which the force acts.

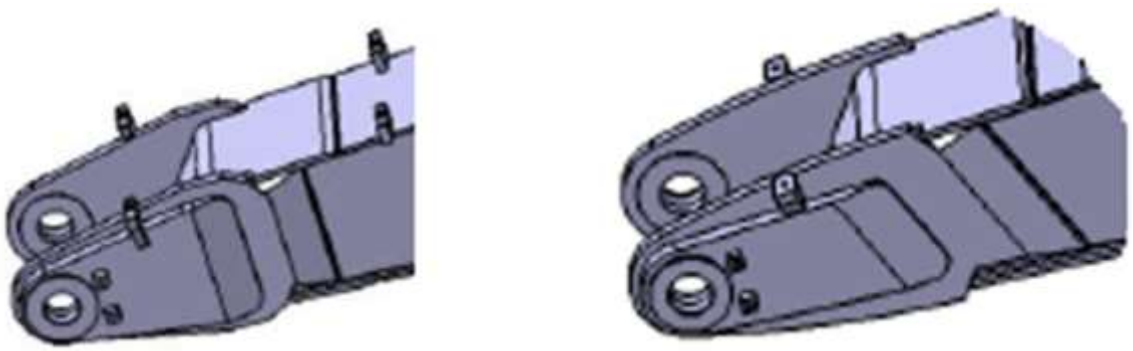


Figure 10. Form with revision

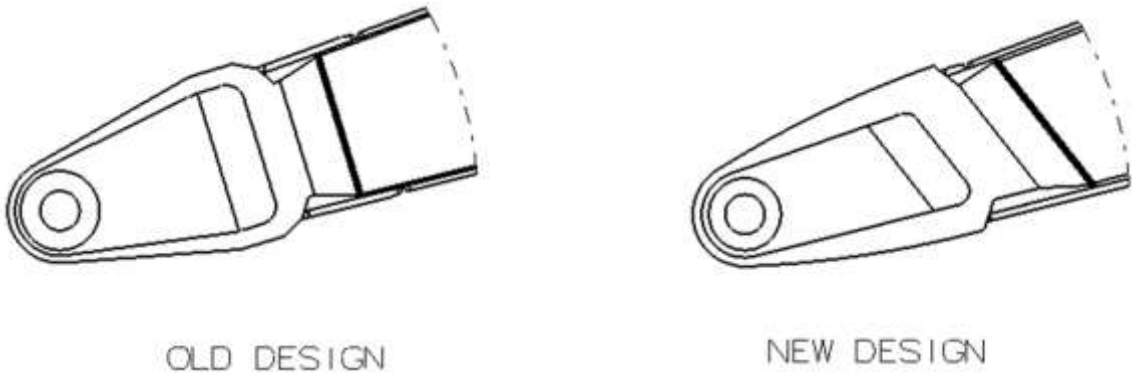


Figure 11. Front view of revision

After revision was applied, the boom model (shell, mesh etc.) was created again and the simulation was run.

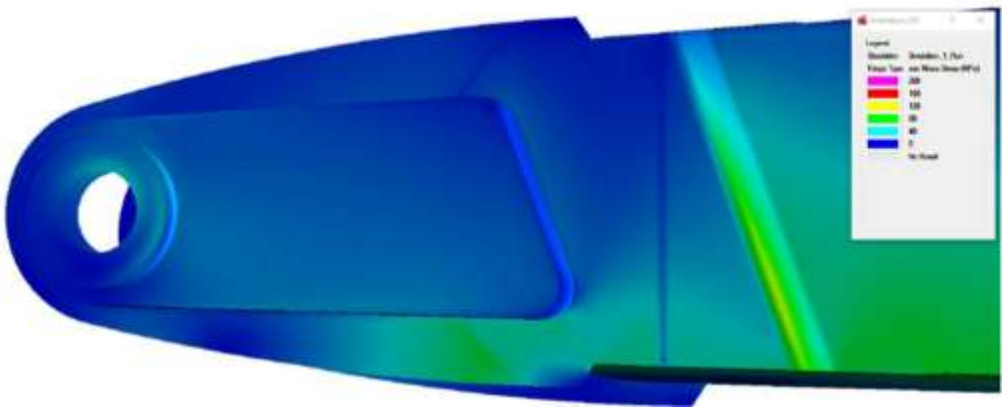


Figure 12. Boom with revision

The stress zone shown in fig. 12 was improved with help of revision. The stress value was decreased by 42 percent. After revision, the new stress value was detected 116 MPa. The result was reliable.

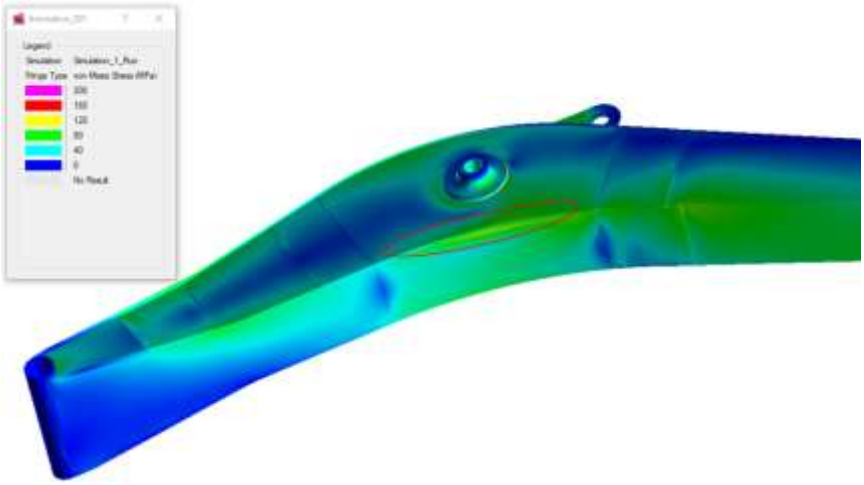


Figure 13. Another reduced stress area

The boom with revision was affected another area shown in fig. 13. It was reduced the stress value in another part of boom. Stress value was detected approximately 120 MPa. After revision, the stress value in this region was reduced by 7 percent. The new stress value was detected approximately 112 MPa.

5. CONCLUSION

In this study, the boom of prototype model machine was examined. The simulation was created in real condition. Boom was run with flexible model in Adams software.

Boom was analized dynamically with maximum breakout-force with the help of FEM.

The result was evaluated. Improvement activities were applied for high stress zone . First design has high stress value. Improved design has low stress value. Stress value has been reduced by 42 percent. Another local stress area has been reduced by 7 percent at the bottom of the boom.

ACKNOWLEDGEMENTS

I would like to thank my esteemed supervisor Prof Dr. Ahmet Erkliğ and Başak Traktör Tarım Ziraat ve İş Makinaları for valuable opportunities they have given me in this study.

REFERENCES

[1] Yener, M. (2005), "Design of a computer interface for automatic finite element analysis of an exc. boom", Orta Doğu Technical University,

[2] SAE J1179 (1995) Hydraulic exc. and backhoe digging forces, SAE Handbook volume 3.

[3] İpek, L (2006), "Optimization of backhoe-loader mechanisms", Orta Doğu Technical University.

[4] Yeter, E. (2009), "Improvement of backhoe-loader back and front arms", Gaziantep University.

[5] Cui, G. and Zhang, Y. (2009), Integrated finite element analysis and experimental validation of an excavator working equipment, International conference on information engineering and computer science.

[6] Pirmahamad Shaikh, B. and M. Mulla, A. (2015), Analysis of bucket teeth of backhoe excavator loader and its weight optimization, International journal of engineering research & technology.

[7] Hussain Qureshi, J. and Sagar, M. (2012), The Finite element analysis of boom of backhoe loader, International journal of engineering research & technology.

[8] Bhaveshkumar Patel, P. and Prajapati, J. M. (2012), Static analysis of mini hydraulic backhoe excavator attachment using fea approach, International journal of mechanical engineering robotics research.

[9] Savkovic, M., Gasic, M., Petrovic, D., Zdravkovic, N., and Pljakic, R. (2012), Analysis of the drive shaft fracture of the bucket wheel excavator, SciVerse ScienceDirect.

[10] Bosnjak, S., Petkovic, Z., Zrnic, N., Pantelic, A. and Obradovic, A. (2010), Failure analysis and redesign of the bucket wheel excavator two-wheel bogie, ScienceDirect.

[11] Özsaraç, E. (2016), "Improvement of front attachment of excavator", Gaziantep University.

POWERTRAIN SIZING AND DRIVE LINE OPTIMIZATION OF A FORMULA STUDENT ELECTRIC CAR

Gökhan KONUK[1,2], Orkun OZENER[1], Alp Tekin ERGENÇ[1]

[1] Yıldız Technical University, Mechanical Engineering, Automotive Subdivision, Istanbul, Turkey
[2] Corresponding Author: Gökhan, gokhankonuk92@gmail.com

ABSTRACT

Modern electric vehicle powertrains have battery, electric machine, gearbox, and wheels. Advanced computer technologies and numerical software's such as Matlab/Simulink provide an opportunity to calculate vehicle performance and energy consumption results with a sensitive way.

Different methodologies use for performance and energy consumption calculations such as backward and forward calculations. Backward calculation method required electric machine torque and required electric power by using desired vehicle speed. In contrast, Forward calculations calculates actual vehicle speed by using electric motor torque. In addition, Driver model required for Forward calculations and this increase modeling efforts. In this paper, Forward calculation method used with e-VCU functions. Acceleration pedal percentage and brake pedal percentage calculated by driver model.

This study aims to find optimum solution for maximum Endurance and Acceleration score of an electric vehicle. In this study two different high-power cells used for batterie selected and total ratio range determined from 3.49 to 4.59 with 0.1 steps.

The optimization briefly showed that the battery package with A123-ANR26650-B cells provides 2% more score than the Samsung-INR21700-30T cells. But total cell price of Samsung-INR21700-30T 29% less than A123-ANR26650-B.

Keywords: Battery Optimization, Drive Line Optimization, Electric Vehicle, Formula Student

1. INTRODUCTION

Formula SAE(FSAE) electric introduced in 2013. FSAE electric aims to improve design skills, knowledge and competition experience of university students. Teams use battery electric vehicles in this competition. Every year FSAE organization publish rules defines design limitations such as maximum battery power, HV battery voltage etc. Every teams designs and produce their own electric car and compete in different static events (design, presentation, cost) and dynamic events (acceleration, skid pad, autocross, endurance and efficiency) which tests dynamic capability of vehicle and driving skills of driver. [1]

Acceleration events tests 0 to 75 m acceleration performance on straight line. Each team vehicle test four times with two different drivers. Vehicles starts 0.3m behind the starting point. Timing starts when the crosses the starting line and ends when the crossed the finish line. Endurance test evaluates the overall track performance and reliability of vehicles. Every teams complete two times endurance track with two different driver and driver changes during overall endurance event. Total time of two drivers, driver change lap, energy consumption and overthrown cones are records during endurance event. Endurance test track in Italy shown in Figure 1. Efficiency event test total energy/fuel consumption of vehicles during endurance tests. Efficiency score calculates according to energy consumption and endurance lap time. Table 1 shows maximum scores of dynamic events.[2]

Table 1. Dynamic Event Score Table

Dynamic Events	Maximum Score
Acceleration	100 pts.
Skid Pad	75 pts.
Autocross	100 pts.
Efficiency	100 pts.
Endurance	250 pts.



Figure 1. FSAE-Italy Endurance Track [3]

In this study, it is shown that optimization can improve total vehicle score. This approach can reduce energy consumption and optimize total efficiency and acceleration score by using forward calculation method. Thanks to Matlab/Simulink, it is able to calculate different variants in a short time and exhibits optimum powertrain solutions of FSAE electric vehicle. [4]

2. METHODOLOGY

The methodology has three phases. These steps are vehicle modeling including e-VCU functions, multiple simulation and selection of best configuration. Simulation model is shown in figure 2.

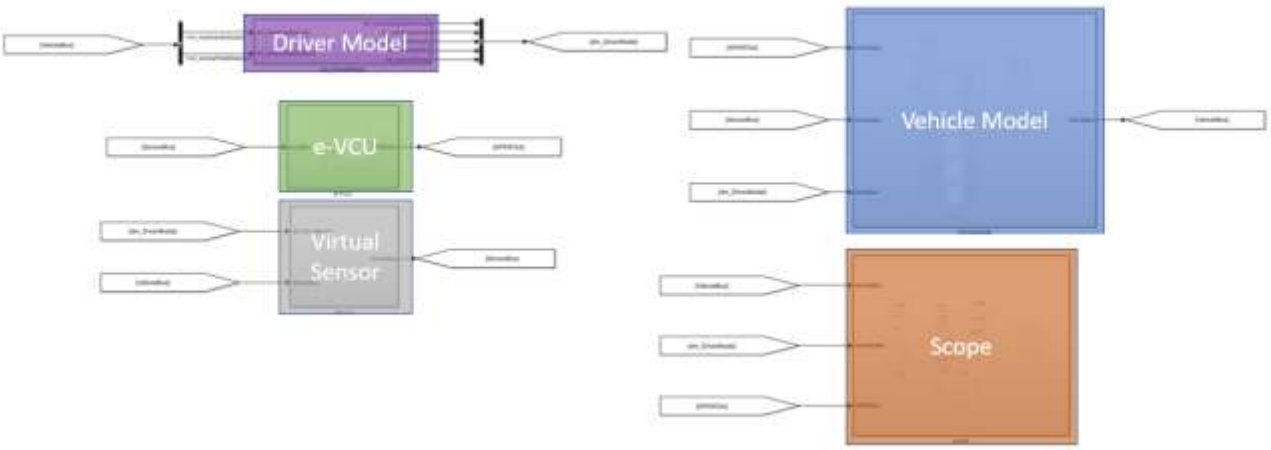


Figure 2. Simulation Model

2.1. Vehicle Modeling with e-VCU Functions

e-VCU functionality especially torque path has a huge effect on the energy consumption and vehicle performance. The most important of these are regenerative brake torque calculation, power limitation and torque fil functions. Because of these functions e-VCU functions become a necessary for vehicle modeling.

The acceleration of the vehicle is calculated by Newton's second law of motion:

$$a_{veh} = m_{veh} \div F_{net,Traction} \quad (1)$$

a_{veh} is the vehicle acceleration calculated by Eq.1, m_{veh} is vehicle mass which is vary according to vhicle setups which is defined in Table 2 and $F_{net,Traction}$ is the total tractive for of wheels calculates according to Eq.2.

$$F_{net,Traction} = F_{whl,Traction} - F_{veh,Resistance} \quad (2)$$

On this equation $F_{whl,Traction}$ is traction force on wheel created by wheel torque and $F_{veh,Resistance}$ is the total resistance force which is calculated according to coastdown technique.[5]

Table 2. Vehicle setups

Parameters	Vehicle 1	Vehicle 2	Vehicle 3
Vehicle Mass [kg]	260	280	275
Aero Kit [Yes/No]	No	Yes	Yes
F0 Coefficient [-]	16.4	17.65	17.3
F1 Coefficient [N/kmph]	0	0	0
F2 Coefficient [N/kmph2]	0.0806	0.0806	0.0806
Electric Machine [-]	Emrax-228	Emrax-228	Emrax-228
Total Ratio Range [-]	3.49 to 4.59	3.49 to 4.59	3.49 to 4.59
Battery and Numbers ["x"S"y"P]	ANR26650-B 126s4p	ANR26650-B 126s5p	INR21700-30T 108s5p

2.2. Multiple Simulation

Multiple simulation approach is a good way to evaluate the effects of varying parameters and different components. Only one independent varies changes in a simulation and calculates total vehicle score for each component options. This method clearly reveals that which components has a best score with which setup.

Simulation algorithm shown in Figure 3.

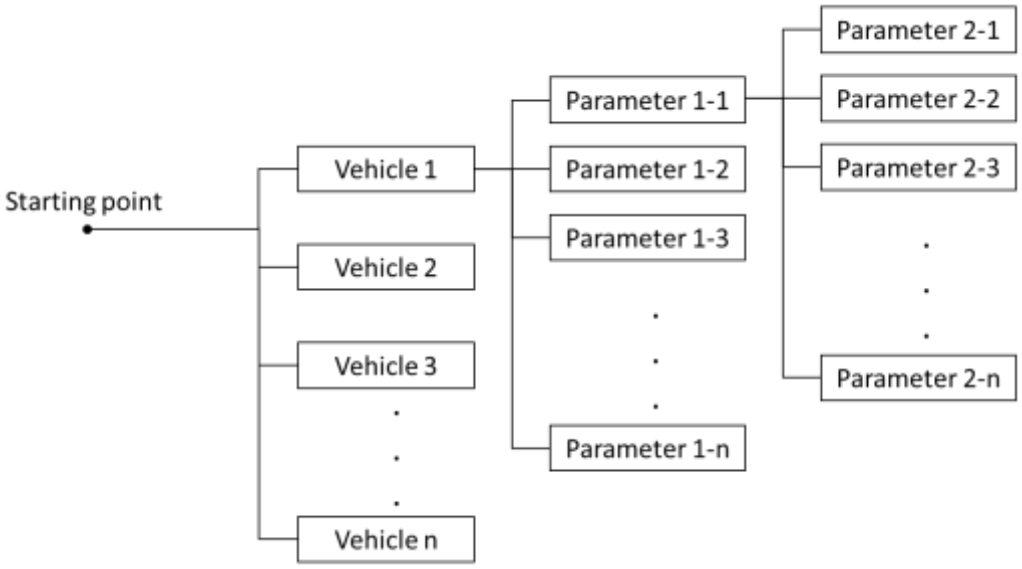


Figure 3. Multiple Simulation Algorithm

3. RESULTS

Times New Roman font type shall be used in the entire document and the font size and line spacing specified in this template guidelines and embedded in this template shall be used. Total score of efficiency and acceleration shown in Figure 4.

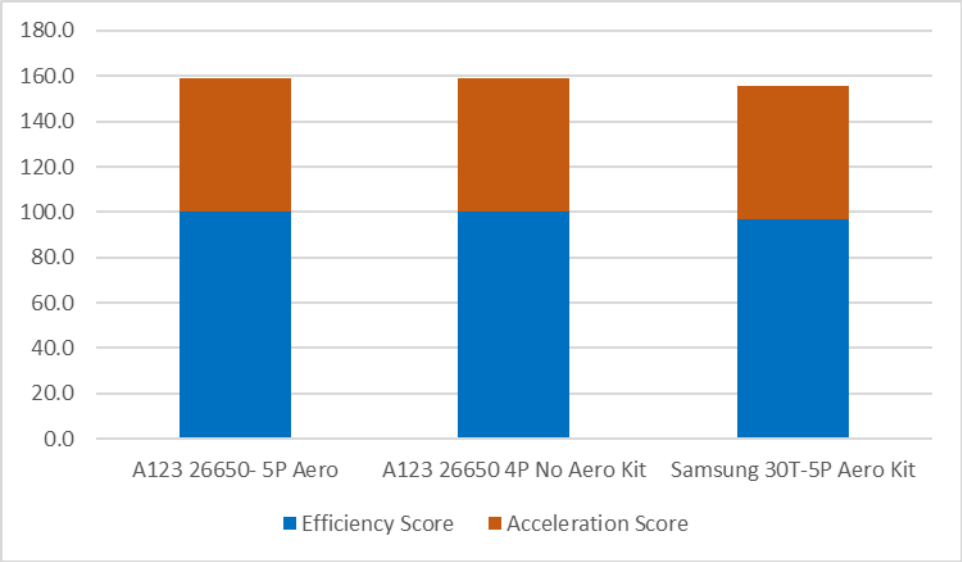


Figure 4. Total score of efficiency and acceleration

3.1. Vehicle 1 Results

Vehicle 1 has A123-26650 cells with 126 series 4 parallel configuration with 4kWh battery capacity. Because of the less battery capacity, aero kit is not considered for this configuration to reduce total vehicle weight and aero dynamic resistance. Also, this is the lightest version with 260 kg driver included weight. Vehicle 1 results for various gear ratio is shown in Figure 5.

	Endurance		Score		Acceleration		Score	Total Score
Ratio [-]	Consumption[kWh]		Point	Ratio [-]	Sec		Point	Point
3.49	3.5548		100.0000	3.49	4.2		47.1	147.133928571429
3.59	3.5548		100.0000	3.59	4.2		49.9	149.948795180723
3.69	3.5590		100.0000	3.69	4.2		49.9	149.948795180723
3.79	3.5654		100.0000	3.79	4.1		52.8	152.832317073171
3.89	3.5684		100.0000	3.89	4.1		55.8	155.787037037037
3.99	3.5699		100.0000	3.99	4.1		55.8	155.787037037037
4.09	3.5761		100.0000	4.09	4.0		58.8	158.815625000000
4.19	3.5851		100.0000	4.19	4.0		58.8	158.815625000000
4.29	3.5968		100.0000	4.29	4.0		58.8	158.815625000000
4.39	3.6015		100.0000	4.39	4.0		58.8	158.815625000000
4.49	3.6133		100.0000	4.49	4.0		58.8	158.815625000000
4.59	3.6260		100.0000	4.59	4.0		58.8	158.815625000000

Figure 5. Vehicle 1 Results

3.2. Vehicle 2 Results

Vehicle 2 configuration is equipped with aero kit. This is the weightiest configuration with 280 kg driver included weight. Because of the highest vehicle weight, total battery capacity increased to 5 kWh by increasing number of parallel strings. A123-26650 cells used with 126 series 5 parallel configuration. Vehicle 2 results for various gear ratio is shown in Figure 6.

	Endurance	Score		Acceleration	Score	Total Score
Ratio [-]	Consumption[kWh]	Point	Ratio [-]	Sec	Point	Point
3.49	3.5837	100.0000	3.49	4.4	39.1	139.077588206897
3.59	3.5867	100.0000	3.59	4.3	41.7	141.700581395349
3.69	3.5852	100.0000	3.69	4.3	44.4	144.385294117647
3.79	3.5852	100.0000	3.79	4.2	47.1	147.133928571429
3.89	3.5933	100.0000	3.89	4.2	49.9	149.948795180723
3.99	3.5968	100.0000	3.99	4.2	49.9	149.948795180723
4.09	3.6024	100.0000	4.09	4.1	52.8	152.832317073171
4.19	3.6089	100.0000	4.19	4.1	52.8	152.832317073171
4.29	3.6165	100.0000	4.29	4.1	55.8	155.787037037037
4.39	3.6226	100.0000	4.39	4.1	55.8	155.787037037037
4.49	3.6311	100.0000	4.49	4.0	58.8	158.815625000000
4.59	3.6412	100.0000	4.59	4.0	58.8	158.815625000000

Figure 6. Vehicle 2 Results

3.3. Vehicle 3 Results

Vehicle 3 configuration is equipped with aero kit as well as vehicle 2 configuration. Weight of this configuration is 275 kg with driver. 5kg less than the Vehicle 2 configuration. The difference between Vehicle 2 and Vehicle 3 is the battery. In Vehicle 3, Samsung 21700-30T cells used with 108 series 5 parallel configuration. This battery pack has huge packaging advantages and 29% cheaper than the Vehicle 2's battery pack. In additional of these advantages, Battery pack with Samsung 21700-30T cells increases 13% battery capacity. In contrast of these advantages, Bus voltage of battery is reduced. As a result of this, battery current is increased for same power. Because of that, total energy consumption of the Vehicle 3 is 27.7% higher than the Vehicle 2. However, the effect of the configuration with the highest energy consumption is a decrease of only 3.5 points. The overall point reduction is at acceptable levels compared with the vehicle cost. Vehicle 3 results for various gear ratio is shown in Figure 7.

	Endurance	Score		Acceleration	Score	Total Score
Ratio [-]	Consumption[kWh]	Point	Ratio [-]	Sec	Point	Point
3.49	4.5837	96.7831	3.49	4.3	41.7	138.483727805105
3.59	4.5854	96.7755	3.59	4.3	44.4	141.160768768758
3.69	4.5882	96.7627	3.69	4.2	47.1	143.896618166752
3.79	4.5915	96.7473	3.79	4.2	47.1	143.881278094033
3.89	4.5965	96.7243	3.89	4.2	49.9	146.673138673345
3.99	4.6020	96.6988	3.99	4.1	52.8	149.531104051209
4.09	4.6098	96.6630	4.09	4.1	52.8	149.495335083209
4.19	4.6153	96.6375	4.19	4.1	55.8	152.424513035947
4.29	4.6247	96.5941	4.29	4.1	55.8	152.381105485957
4.39	4.6369	96.5379	4.39	4.0	58.8	155.353544897391
4.49	4.6502	96.4767	4.49	4.0	58.8	155.292325290034
4.59	4.6646	96.4104	4.59	4.0	58.8	155.226043328973

Figure 7. Vehicle 3 Results

4. DISCUSSION

Total economy and acceleration score of the Vehicle 3 is 3.5 point less than the Vehicle 1 and Vehicle 3. But the battery price is 29% less than the other configuration. As long as the retun of the lowest price and packagind advantages is the higher than 3.5 point, Vehicle 3 configuration looks optimal solution.

ACKNOWLEDGEMENTS

The author would like to thank all team members, alumni, sponsors and supporters of Yıldız Technical University Formula Student Team – YTU Racing.

REFERENCES

[1] URL1: FSAE Online (2010) , History of Formula SAE https://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72

[2] URL 2: FSAE Italy (2020), Formula Electric Italy & Formula Driverless 2020 Information & Rules, https://www.formula-ata.it/wp-content/uploads/2019/12/Information-_Rules_2020_v6.pdf, 2020.

[3] URL 3: FSAE Italy (2018), Formula SAE Italy & Formula Electric Italy Handbook, https://www.formula-ata.it/wp-content/uploads/2018/05/Formula-Sae-Italy-2014_Handbook.pdf, 2014.

[4] URL 4: MathWorks (2020), Products and Services https://www.mathworks.com/products.html?s_tid=gn_ps

[5] Guzzella, L., & Sciarretta, A. (2007). Vehicle propulsion systems (Vol. 1). Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

ROAD GRADE ESTIMATION FOR A MOTOR GRADER

Ufuk Akpınarlı[1], Ekin Cansu Özkan[2], Haydar Can Yalçınkaya[3], İlhan Varol[4], Klaus Werner Schmidt[5]
[1,2,3,4] Hidromek-Hidrolik ve Mekanik Makina İmalat Sanayi ve Ticaret A. Ş., Ankara, Turkey
[5] Middle East Technical University, Electrical and Electronics Engineering Department, Ankara, Turkey
[1] Corresponding Author: Ufuk Akpınarlı, ufuk.akpinarli@hidromek.com.tr

ABSTRACT

Knowledge about the road grade (slope) is important when realizing automatic gear shift strategies on hilly roads. That is, it is desired to estimate the instantaneous value of the road grade based on the measurement of vehicle signals such as the motor torque, friction torques and velocity. Accordingly, the main focus of this paper is the model-based real-time road grade (slope) estimation using measurements from the vehicle sensors of a motor grader. The paper first identifies certain shortcomings of existing algorithms such as the direct computation method, the recursive least squares estimation with forgetting and an extended Kalman Filter. In particular, these methods either show a slow response or cause fluctuations in the estimated road grade after velocity changes. As the main contribution of the paper, a modification of the recursive least squares algorithm with forgetting is proposed. Measurements from various driving experiments with the motor grader show an improved quality of the estimated road grade compared to the existing methods.

Keywords: Motor Grader, Grade Estimation, Recursive Least Squares, Kalman Filter

1. INTRODUCTION

The realization of automatic transmissions in modern vehicles is important in order to increase driving performance and efficiency as well as driver comfort (Ohnishi, Ishii, Kayano, Katayama, 2000, Ranogajec, Deur, Ivanović, Tseng, 2019, Fanjing, Meng, Jin, 2018, Cong, Zhang, Wang, Zhu, Wang, 2019, Zhao and Li, 2018). In addition, the recent progress in Advanced Driver Assistance Systems (ADAS) and the future developments of autonomous vehicle necessitate the usage of all available information about the driving environment including the road grade (Sahlholm and Johansson, 2010, Han and Lee, 2011) .That is, the estimation of the road grade is an important topic when developing advanced driving functions (Kim, Shin, Yoo, Huh, 2017, Li, Zhang, Du, Li, 2017, Zhang, Ai, Feng, Hu, 2018).

The existing literature provides several algorithms for estimating the road grade based on different sensor measurements. On the one hand, there are road grade estimation algorithms that assume the availability of an inertial measurement unit and/or GNSS receives for obtaining the vehicle acceleration and altitude (Sebsadji, Glaser, Mammar, Dakhlallah, 2008, Kim, Kim, Bang, Huh, 2013, Palella, Colombo, Pisoni, Avellone, Philippe, 2016, Hao, Luo, Xi, 2017, Li, Zhang, Du, Li, 2017, Yin, Dai, Guo, Chen, Chao, 2018). These algorithms generally produce more accurate results but require additional sensors that are not available in all vehicles. On the other hand, there are road grade estimation algorithms using sensor measurements that are available on the CAN bus of all vehicles such as motor torques, friction torques and the vehicle velocity (Ohnishi, Ishii, Kayano, Katayama, 2000, Mangan, Wang, Wu, 2003, Vahidi, Stefanopoulou, Peng, 2005, Kim, Kim, Bang, Huh, 2013, Liao, Huang, Sun, Liu, Han, 2017, Zhang, Ai, Feng, Hu, 2018). In general, these methods try to determine the road grade from a torque balance derived from a vehicle dynamics model with the possible addition of different filtering methods. As the initial work, (Ohnishi, Ishii, Kayano, Katayama, 2000) directly computes the instantaneous torque caused by the road grade without any filtering. This method is as well applied by (Mangan, Wang, Wu, 2003) and is also used by (Kim, Kim, Bang, Huh, 2013). A filtered estimated road grade is determined by (Vahidi, Stefanopoulou, Peng, 2005) by formulating a recursive least squares algorithm. Since this algorithm is most suitable for signals with a slow variation, (Vahidi, Stefanopoulou, Peng, 2005) also presents a modification of the original algorithm with forgetting for dynamically varying signals. A similar algorithm is used by (Zang, Ai, Feng, Hu, 2018). In a recent work, (Liao, Huang, Sun, Liu, Han, 2017) employ an extended Kalman filter to estimate the road grade.

The main focus of this paper is the real-time estimation of the road grade for a motor grader vehicle using only measurements of signals such as motor torque and vehicle velocity. To this end, the paper first presents a vehicle model that is suitable for the road grade estimation. The, the existing algorithms in (Ohnishi, Ishii, Kayano, Katayama, 2000, Vahidi, Stefanopoulou, Peng, 2005, Liao, Huang, Sun, Liu, Han, 2017) are compared based on real experiments. The observations from these experiments are then used to formulate a modified recursive least squares algorithm with

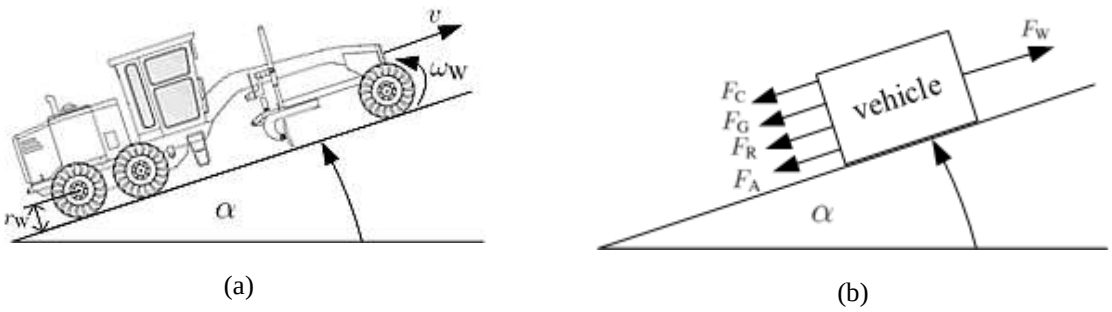
forgetting. Here, the main feature is that the forgetting parameter of the algorithm is changed depending on the estimated vehicle acceleration. As a result, measurement noise can be reduced while avoiding a slow response during changes of the road grade. Different driving scenarios illustrate the proposed method.

The remainder of the paper is organized as follows. Section 2 introduces the vehicle model and introduces the road grade estimation problem. A comparison of existing algorithms based on driving experiments is performed in Section 3 and Section 4 proposes and evaluates our new road grade estimation algorithm. Conclusions are given in Section 5.

2. VEHICLE MODEL AND PROBLEM STATEMENT

2.1. Vehicle Model

The main focus of this paper is the real-time estimation of the road grade based on signal measurements. To this end, a model of the longitudinal vehicle motion that captures the relevant torques and forces acting on the vehicle is required. We next develop this dynamic model in accordance with the literature (Pacejka, 2006, Rill, 2011, Pauwelussen, 2014, Rajamani, 2005) and using particular properties of the motor grader investigated in this paper. The general setting is illustrated in Figure 1.



(a) (b)

Figure 1. Road grade illustration.

Here, we consider that a vehicle (such as a motor grader) is driving on a road with a potentially non-zero slope angle α. Then, the vehicle motion is described by the differential equation

$$I_W \cdot \dot{\omega}_W = T_W - r_W \cdot F_L \tag{1}$$

Hereby, ω_W is the rotational velocity of the wheel, I_W is the overall moment of inertia at the wheel, $T_W = r_W \cdot F_W$ is the wheel torque with the wheel force F_W and the wheel radius r_W and F_L is the load force acting on the vehicle. The load force is composed of the aerodynamic drag F_A, the rolling resistance F_R and F_G is the force due to the road grade. Precisely, we can compute

$$F_L = F_A + F_R + F_G \tag{2}$$

with

$$F_A = \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho \cdot A \cdot v^2 \tag{3}$$

$$F_R = f_R \cdot m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \tag{4}$$

$$F_G = m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \tag{5}$$

In Eqns. (3) to (5), we use the vehicle mass m, the gravitational constant g, the aerodynamic drag coefficient C_d, the air density ρ, the vehicle frontal area A, and the rolling resistance coefficient f_R.

In addition, it has to be considered that both the moment of inertia I_W and the wheel torque T_W in Eqn. (1) depend on the selected gear g_S of the vehicle transmission. Hence, we write

$$I_W(g_S) = I_E \cdot (N_T(g_S) \cdot N_D)^2 + I_T \cdot N_D^2 + m \cdot r_W^2 \tag{6}$$

And

$$T_W(g_S) = \eta \cdot N_T(g_S) \cdot N_D \cdot T_T \tag{7}$$

with the moment inertia of the engine I_E, the moment of inertia of the transmission I_T, the traction torque T_T that is delivered to the transmission of the vehicle, the constant gear ratio N_D of the differential, the gear ratio $N_T(g_S)$ of the transmission (which depends on the selected gear g_S) and the driveline efficiency η.

Finally, we determine the traction torque that is delivered to the transmission of the vehicle in the form

$$T_T = T_E - T_F - T_C. \tag{8}$$

In Eqn. (8), T_E is the overall torque generated by the engine, T_F represents the engine friction torque and T_C is a load torque due to additional equipment connected to the powertrain of the vehicle. Since this torque is dominated by the power delivered to the cooling system of the motor grader considered in this paper, we write T_C for the cooler torque.

2.2. Problem Statement

In this paper, we consider the real-time estimation of the road grade angle α based on the knowledge of the vehicle model and measurements of available vehicle signals. Hereby, we take into account certain practical restrictions and properties of heavy-duty construction vehicles such as motor graders. Specifically, we assume that vehicle parameters such as m, f_R, C_d, ρ, A, I_E, N_D, $N_T(g_S)$, I_T and r_W are known from system identification experiments of the vehicle. In addition, it is the case that measurements of the motor torque T_E, the friction torque T_R, the cooler torque T_C, the vehicle velocity v, the rotational velocity of the engine the selected gear g_S and the brake status (on/off) b are available. However, there is no measurement of the vehicle acceleration.

Using the parameters and measurements described above, this paper develops a new model-based algorithm for the road grade estimation of heavy-duty construction vehicles.

3. EXISTING GRADE ESTIMATION ALGORITHMS

3.1. Direct Computation

A first possible approach for estimating the road grade is to directly solve Eqns. (1) to (8) for α (Ohnishi, Ishii, Kayano, Katayama, 2000). Defining

$\alpha_R = \arctan(f_R)$ and considering the trigonometric identity

$$f_R \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha) = \frac{\sin(\alpha + \alpha_R)}{\cos(\alpha_R)}, \tag{9}$$

we can re-write Eqns. (2) to (4) in the form

$$F_L = m \cdot g \cdot \frac{\sin(\alpha + \alpha_R)}{\cos(\alpha_R)} + \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho \cdot A \cdot v^2. \tag{10}$$

Substituting Eqn. (1), we obtain

$$\sin(\alpha + \alpha_R) = (T_W - I_W \cdot \dot{\omega}_W - \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho \cdot A \cdot v^2 \cdot r_W) \cdot \frac{\cos(\alpha)}{m \cdot g \cdot r_W}. \tag{11}$$

Solving for the road grade angle α, and using Eqns. (6) to (8), we get

$$\alpha = \arcsin\left((\eta \cdot N_T(g_S) \cdot N_D \cdot (T_E - T_F - T_C) - I_W \cdot \dot{\omega}_W - \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho \cdot A \cdot v^2 \cdot r_W) \cdot \frac{\cos(\alpha_R)}{m \cdot g \cdot r_W} - \alpha_R\right). \tag{12}$$

Here, we note that (12) is mostly based on known constants and real-time measurements that can be obtained from the vehicle. In our application, only the rotational acceleration of the wheel $\dot{\omega}_W$ cannot be measured directly. That is, using the relation

$$\omega_W = \frac{v}{r_W} \tag{13}$$

between the measured velocity v and the rotational velocity of the wheel ω_W, it is possible to obtain $\dot{\omega}_W$ by differentiating ω_W. In order to avoid the amplification of noise, we use a first-order derivative filter in our practical implementation.

3.2. Least Squares with Forgetting

The method in Section 3.1 directly computes α in Eqn. (12) based on instantaneous signal measurements. Accordingly, this approach is prone to noise, which reduces the quality of the road grade estimation. Differently, the second method considered in this paper is based on recursive least squares (Vahidi, Stefanopoulou, Peng, 2005). First, Eqn. (11) is re-written in the form

$$\underbrace{\frac{m \cdot g \cdot r_W}{\cos(\alpha_R)}}_{\Phi} \cdot \underbrace{\sin(\alpha + \alpha_R)}_{\theta} = \underbrace{(\eta \cdot N_T(g_S) \cdot N_D \cdot (T_E - T_F - T_C) - I_W \cdot \dot{\omega}_W - \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho \cdot A \cdot v^2 \cdot r_W)}_{y}. \tag{14}$$

with the constant coefficient Φ, the value y, which is computed from signal measurements and the estimated parameter θ. We next write $\theta_k = \theta(k \cdot T)$ for the value of θ at discrete time instants $k \cdot T_s$ with a given sampling time T_s. Then, the recursive least squares formulation tries to estimate successive values $\theta_1, \theta_2, \ldots$ based on the following update equation.

$$\theta_k = \theta_{k-1} + L_k \cdot (y_k - \Phi \cdot \theta_{k-1}) \tag{15}$$

$$L_k = P_{k-1} \cdot \Phi \cdot (1 + \Phi \cdot P_{k-1} \cdot \Phi)^{-1} \tag{16}$$

$$P_k = (1 - L_k \cdot \Phi) \cdot P_{k-1} \tag{17}$$

That is, an update gain L_k in Eqn. (16) and a so-called covariance matrix P_k in Eqn. (17) are computed first. Then, the current estimate θ_k is computed from the previous estimate θ_{k-1} and the new measurement y_k using the update gain L_k. Since this formulation is generally more suitable for slowly varying parameters, (Vahidi, Stefanopoulou, Peng, 2005) provides a modification of Eqns. (16) and (17) including a forgetting factor λ. In this case, the update gain L_k and the evaluated as shown in Eqns. (18) and (19).

$$L_k = P_{k-1} \cdot \Phi \cdot (\lambda + \Phi \cdot P_{k-1} \cdot \Phi)^{-1} \tag{18}$$

$$P_k = \frac{1}{\lambda} \cdot (1 - L_k \cdot \Phi) \cdot P_{k-1} \tag{19}$$

3.3. Extended Kalman Filter

A popular method for the estimation of parameters is the usage of an extended Kalman Filter (Chui and Chen, 2017). In this case, we first determine a differential equation for the vehicle velocity from (1) using the fact that $\dot{v} = \dot{\omega}_W \cdot r_W$.

$$\dot{v} = \frac{r_W}{I_W} \cdot (T_W - r_W \cdot F_L) \tag{20}$$

Substituting Eqn (7), (8) and (10), the vehicle model can be written in the state space form

$$\dot{v} = \underbrace{\frac{r_W}{I_W} \cdot \eta \cdot N_T(g_S) \cdot N_D \cdot (T_E - T_F - T_C)}_{u} - \underbrace{\frac{r_W^2 \cdot m \cdot g}{I_W}}_{K_\delta} \cdot \underbrace{\frac{\sin(\alpha + \alpha_R)}{\cos(\alpha_R)}}_{\delta} - \underbrace{\frac{r_W^2}{2 \cdot I_W} \cdot C_d \cdot \rho \cdot A}_{K_v} \cdot v^2 \tag{21}$$

$$= u - K_\delta \cdot \delta - K_v \cdot v^2$$

$$\dot{\delta} = 0. \tag{22}$$

In this state space model, δ is the parameter to be estimated, which is included in the dynamic model assuming a zero time derivative as shown in Eqn. (22). In addition, Eqn. (21) introduces the input variable u, that is directly determined

from signal measurements, and the constant coefficients K_δ and K_v. In order to apply the extended Kalman filter algorithm, we write the state space model in discrete-time with the sampling time T_s. Here, x_k, u_k and w_k represent the state, input and process model noise vector at time $k \cdot T_s$, respectively.

$$x_{k+1} = \begin{bmatrix} v_{k+1} \\ \delta_{k+1} \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} v_k + T_s \cdot u_k - T_s \cdot K_\delta \cdot \delta_k - T_s \cdot K_v \cdot v_k^2 \\ \delta_k \end{bmatrix}}_{f(x_k, u_k)} + w_k. \tag{23}$$

In addition, we introduce the output equation, which represents the velocity measurement with the measurement noise z_k

$$y_k = v_k = \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix}}_{C_k} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} v_k \\ \delta_k \end{bmatrix}}_{x_k} + z_k \tag{24}$$

Finally, we determine a linearization for the current state estimate such that A_k in (25) is the dynamics matrix evaluated at time step k.

$$A_k = \left.\frac{\partial \mathrm{f}(\mathrm{x}, \mathrm{u})}{\partial \mathrm{x}}\right|_{x_k, \delta_k} = \begin{bmatrix} 1 - 2 \cdot K_v \cdot v_k \cdot T_s & -K_\delta \cdot T_s \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{25}$$

Using Eqns. (23) to (25), the extended Kalman filter algorithm then first computes the predicted state estimate x_k^- and covariance matrix P_k^- in the form

$$x_k^- = f(x_{k-1}^+, u_{k-1}) \tag{26}$$

$$P_k^- = A_{k-1} P_{k-1}^+ A_{k-1}^T + Q. \tag{27}$$

Here, Q is the process noise covariance matrix. Then, the state and covariance update x_k^+ and P_k^+ are obtained using the Kalman gain K_k and the measurement noise covariance matrix R as

$$K_k = P_k^- \cdot C_k^T \cdot (R + C_k \cdot P_k^- \cdot C_k^T)^{-1} \tag{28}$$

$$x_k^+ = x_k^- + K_k \cdot (y_k - C_k \cdot x_k^-). \tag{29}$$

$$P_k^+ = (I - K_k \cdot C_k) \cdot P_k^- \tag{30}$$

3.4. Comparison of Existing Methods

We next present a comparison of the methods in Section 3.1 to 3.3 based on real-time experiments with a motor grader vehicle as shown in Figure 2. To this end, we performed driving experiments on roads with different road grades and under different driving conditions (such as speed, acceleration, gear). The next figures show representative measurement results.



Figure 2. Motor grader

Figure 3 shows the estimated road grade angle α for a driving experiment on a flat road with constant speed and the selected gear 4. The main purpose of this experiment is to show that most of the road grade estimation algorithms work well under this condition with small fluctuations due to measurement imprecisions. Only the recursive least squares method in (Vahidi, Stefanopoulou, Peng, 2005) shows a delayed response compared to the other algorithms due to its expected slow response and the recursive least squares method with forgetting in (Vahidi, Stefanopoulou, Peng, 2005) provides a smoother estimation result with smaller fluctuations.

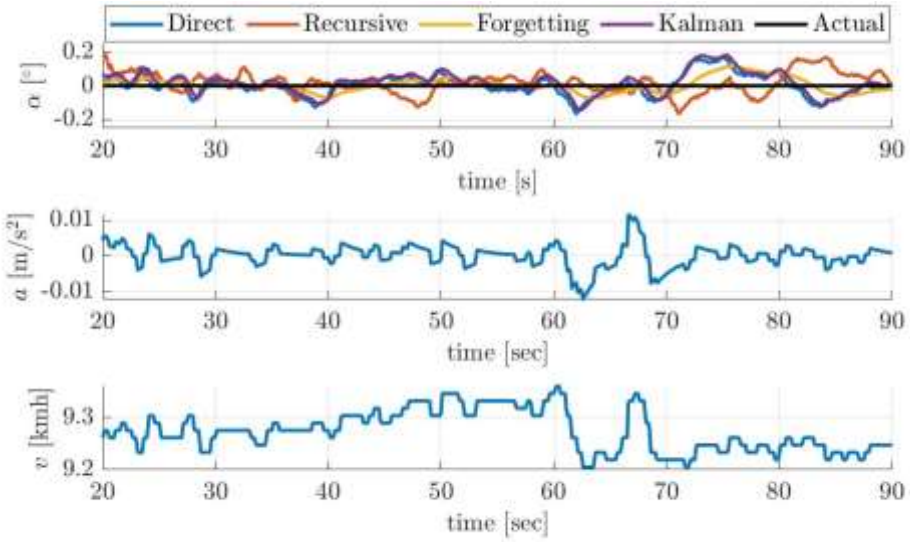


Figure 3. Road grade estimation for a flat road with constant velocity in gear 4.

Figure 4 shows the road grade estimation on a flat road with velocity increase and selected gear 5. In this experiment, it can be seen that velocity changes (caused by non-zero accelerations) lead to large deviations from the actual road grade for the direct method in (Ohnishi, Ishii, Kayano, Katayama, 2000) and the extended Kalman filtering method in (Liao, Huang, Sun, Liu, Han, 2017). The main reason is given by increased measurement uncertainties of the acceleration estimate during positive velocity changes. As can also be seen from the figure, these uncertaities are smoothed by the recursive least squares method with forgetting in (Vahidi, Stefanopoulou, Peng, 2005).

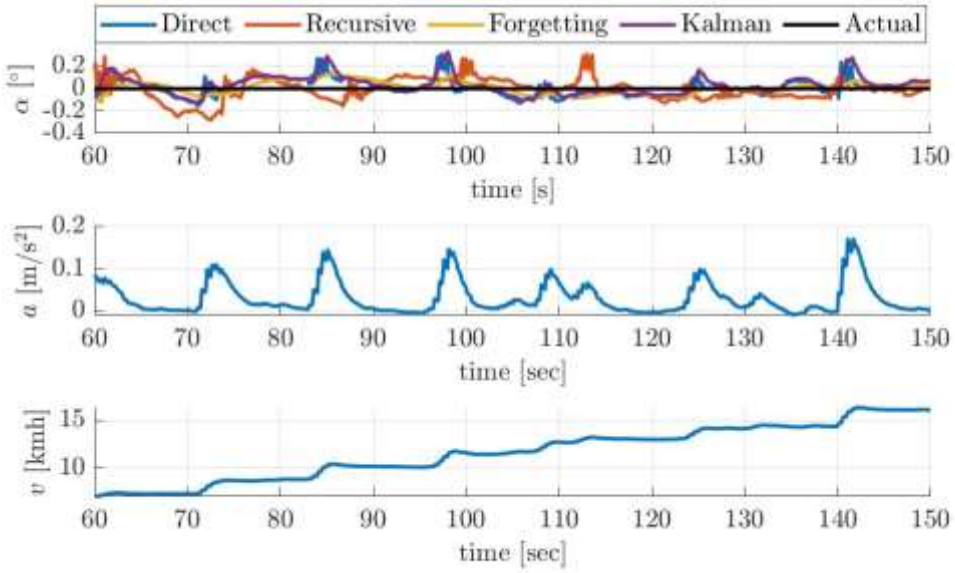


Figure 4. Road grade estimation on a flat road with velocity increase and selected gear 5.

Figure 5 shows the response of the different algorithms for an inclined road with a change of the road grade angle from about 2° to 3.6°. Here, we note that the actual road grade was measured using an inertial measurement unit for comparision. The interesting observation of this experiment is that the direct method in (Ohnishi, Ishii, Kayano, Katayama, 2000) and the Kalman filtering method in (Liao, Huang, Sun, Liu, Han, 2017) can tightly follow the changed in the road grade, whereas the recursive least squares methods in (Vahidi, Stefanopoulou, Peng, 2005) lead to a delayed response.

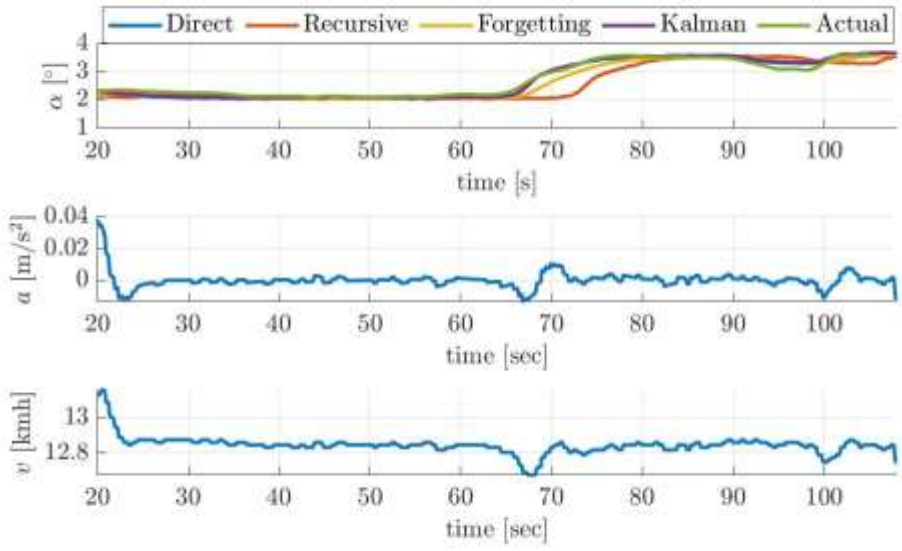


Figure 5. Road grade estimation on inclined road with constant velocity and selected gear 5.

In summary, the representative experiments indicate the following shortcomings of hte existing methods. The recursive least squares method in (Vahidi, Stefanopoulou, Peng, 2005) is not suitable for the road grade estimation due to its delayed response. Although the direct method in (Ohnishi, Ishii, Kayano, Katayama, 2000) and the Kalman filtering method in (Liao, Huang, Sun, Liu, Han, 2017) provide a fast response, they lead to fluctuations in the road grade estimation during positive changes of the vehicle velocity. Such fluctuations are avoided by the recursive least squares method with forgetting in (Vahidi, Stefanopoulou, Peng, 2005) at the expense of a slow response in case of changes in the road grade, which is undesired.

4. PROPOSED METHOD

4.1 Modified Least Squares with Forgetting

The main observation from the experiments in Section 3.4 is that the direct method in (Ohnishi, Ishii, Kayano, Katayama, 2000) and the Kalman filtering method in (Liao, Huang, Sun, Liu, Han, 2017) provide a fast response in the road grade estimation. However, these algorithms are adversely affected by measurement uncertainties in case of positive velocity changes. On the other hand, the recursive least squares algorithm with forgetting in (Vahidi, Stefanopoulou, Peng, 2005) can deal with such measurement uncertainties, while showing an undesirably slow response in the case of road grade changes. As an additional observation, we note that the speed of the algorithm in (Vahidi, Stefanopoulou, Peng, 2005) can be adjusted at the expense of increased fluctuations by changing the forgetting parameter λ in Eqns. (18) and (19).

Based on these observations, we propose a new road grade estimation method that adjusts the forgetting parameter λ depending on the estimated vehicle acceleration. That is, $\lambda \approx 1$ is chosen large (slow response) if non-zero accelerations are measured (we quantify non-zero accelerations by a threshold value around 0.02 $\frac{m}{s^2}$). Otherwise, $\lambda \approx 0.8$ is chosen small in order to ensure a fast response. The effect of this modified algorithm is evaluated in the subsequent experiments.

4.2. Evaluation for Constant Velocity

Figure 6 shows an experiment for the Road grade estimation for an inclined road with change in the road grade and constant velocity. It can be seen that, different from the method in (Vahidi, Stefanopoulou, Peng, 2005), the proposed algorithm is able to estimate the road grade without delay. We also note that both the direct method in (Ohnishi, Ishii, Kayano, Katayama, 2000) and the Kalman filtering method in (Liao, Huang, Sun, Liu, Han, 2017) give similar results due to the constant velocity.

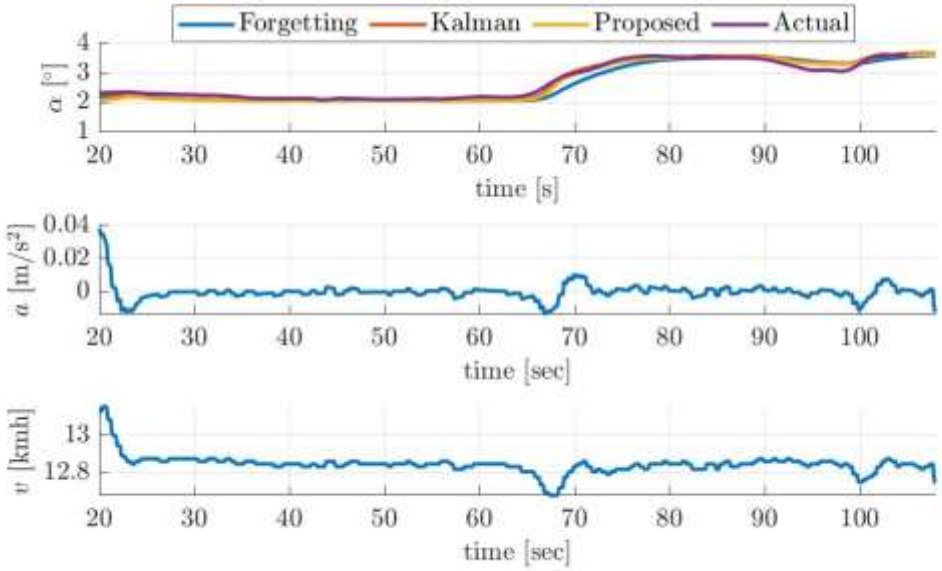


Figure 6. Road grade estimation for an inclined road with change in the road grade and constant velocity in gear 5.

4.3. Evaluation for Velocity Variations

Figure 7 shows a representative result of the road grade estimation for an inclined road with change in the road grade and increasing velocity. Here, it can be seen that the proposed method outperforms the existing methods. On the one hand, the delayed response of the method in (Vahidi, Stefanopoulou, Peng, 2005) is avoided. On the other hand, there are no fluctuations due to positive velocity changes as observed for the methods in (Ohnishi, Ishii, Kayano, Katayama, 2000, Liao, Huang, Sun, Liu, Han, 2017) (for example around 74 s).

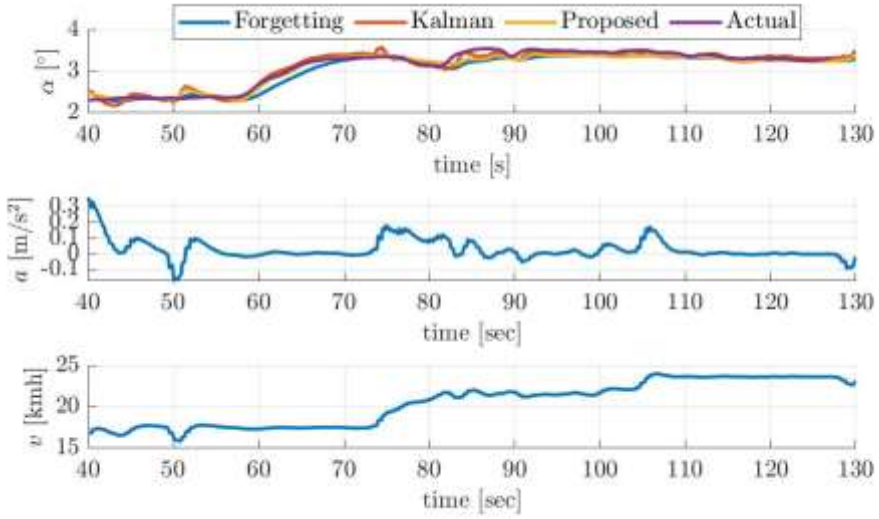


Figure 7. Road grade estimation for an inclined road with change in the road grade and increasing velocity with gear 5.

Finally, Figure 8 shows the measurement results for the road grade estimation for an inclined road with road grade change and decreasing velocity. It is again observed that the delayed response of the method in (Vahidi, Stefanopoulou, Peng, 2005) can be avoided by the proposed method. In this case, the methods in (Ohnishi, Ishii, Kayano, Katayama, 2000, Liao, Huang, Sun, Liu, Han, 2017) also provide a good result, since the positive changes in the vehicle velocity are gradual.

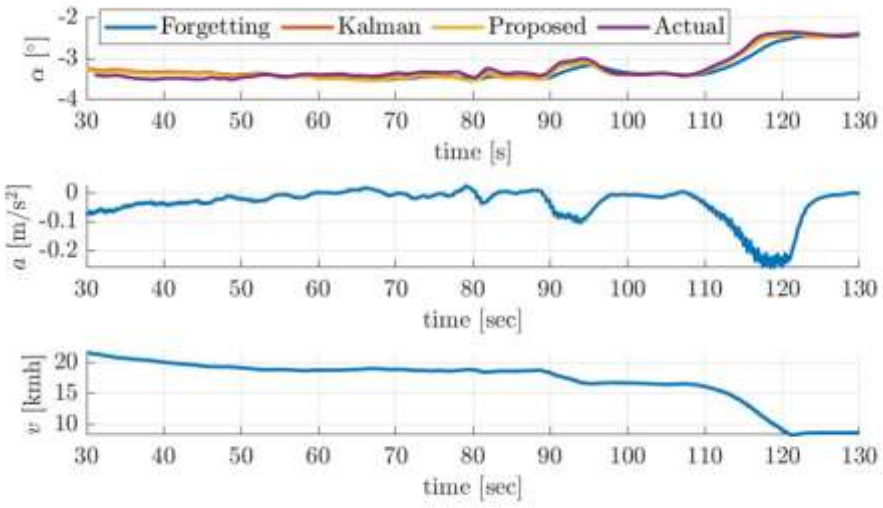


Figure 8. Road grade estimation for an inclined road with road grade change and decreasing velocity with gear 4.

5. CONCLUSIONS and RECOMMENDATIONS

The road grade (slope) is an important parameter for the realization of advanced vehicle functions such as automatic gear shift strategies or advanced driver assistance systems. That is, the estimation of the instantaneous value of the road grade based on the measurement of vehicle signals is an important topic.

Accordingly, the subject of this paper is the model-based real-time road grade (slope) estimation using torque and velocity measurements from vehicle sensors. We first identify shortcomings of different existing algorithms such as the direct computation method, the recursive least squares estimation and an extended Kalman Filter. Then, we propose a modification of the recursive least squares algorithm with forgetting.
Here, the main idea is to adjust the forgetting parameter of this algorithm in order to avoid fluctuations of the estimated road grade in case of increases in the vehicle speed. The proposed method is applied to the road grade estimation on a motor grader. The obtaine results show an improved quality of the estimated road grade compared to the existing methods.

ACKNOWLEDGEMENTS

This study is supported by TEYDEB 1501 Project No: 3170480. We would like to thank to TÜBİTAK - TEYDEB and Hidromek-Hidrolik ve Mekanik Makina İmalat Sanayi ve Ticaret A. Ş. for their motivation and support.

REFERENCES

[1] Ohnishi, H., Ishii, J., Kayano, M., Katayama, H. (2000) “A study on road slope estimation for automatic transmission control”, JSAE Review (Society of Automotive Engineers of Japan), v.21, pp. 235-240.

[2] Ranogajec, V., Deur, J., Ivanović, V., Tseng, H.E. (2019) “Multi-objective parameter optimization of control profiles for automatic transmission double-transition shifts’’, Control Engineering Practice, v. 93, 104183.

[3] Fanjing, Meng F., Jin, H. (2018) “Slope Shift Strategy for Automatic Transmission Vehicles Based on the Road Gradient’’, Int.J Automot. Technol. v. 19, n. 3, pp. 509–521.

[4] Cong, X. Y., Zhang, Y. G., Wang, C. P., Zhu, H. X., Wang, Z. C. (2019) “Look-ahead gear-shifting strategy on ramps for heavy trucks with automated mechanical transmission’’, Advances in Mechanical Engineering, v. 11, n.1, pp. 1-13.

[5] Sahlholm, P., Johansson, K.H. (2010) “Road grade estimation for look-ahead vehicle control using multiple measurement runs’’, Control Engineering Practice, v. 18, n. 11, pp. 1328-1341

[6] Zhao, X., Li, Z. (2018) "Data-Driven Predictive Control Applied to Gear Shifting for Heavy-Duty Vehicles'', Energies, v. 11, n. 8, pp. 1-12.

[7] Han, K., Lee, D. (2011) "CVT Auto Cruise Control Using Model Based Road Slope Estimation'', SAE Technical Paper.

[8] Mangan, S., Wang J., Wu, Q. (2003) "Longitudinal road gradient estimation using vehicle CAN bus data'', SMC'03 Conference Proceedings. IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics. Conference Theme - System Security and Assurance (Cat. No.03CH37483), v. 3, pp. 2336-2341.

[9] Vahidi, A., Stefanopoulou, A., Peng, H. (2005) "Recursive least squares with forgetting for online estimation of vehicle mass and road grade: theory and experiments'', Vehicle System Dynamics, v. 43, n. 1, pp. 31-55.

[10] Sebsadji, Y., Glaser, S., Mammar S., Dakhlallah, J. (2008) "Road Slope and Vehicle Dynamics Estimation'', American Control Conference, Seattle, WA, pp. 4603-4608.

[11] Kim, I., Kim, H., Bang, J., Huh, K. (2013) "Development of estimation algorithms for vehicle's mass and road grade'', Int.J Automot. Technol. v. 14, n. 6, pp. 889–895.

[12] Palella, N., Colombo, L., Pisoni, F., Avellone, G., Philippe, J. (2016) "Sensor fusion for land vehicle slope estimation'', DGON Intertial Sensors and Systems (ISS), Karlsruhe. pp. 1-20.

[13] Kim, S., Shin, K., Yoo C., Huh, K. (2017) "Development of algorithms for commercial vehicle mass and road grade estimation'', Int.J Automot. Technol, v. 18, pp. 1077–1083

[14] Hao, S., Luo P., Xi, J. (2017) "Estimation of vehicle mass and road slope based on steady-state Kalman filter'', IEEE International Conference on Unmanned Systems (ICUS), Beijing, pp. 582-587.

[15] Liao, X., Huang, Q., Sun, D., Liu W., Han, W. (2017) "Real-time road slope estimation based on adaptive extended Kalman filter algorithm with in-vehicle data'', 29th Chinese Control And Decision Conference (CCDC), Chongqing, pp. 6889-6894.

[16] Li, B., Zhang, J., Du, H., Li, W. (2017) "Two-layer structure based adaptive estimation for vehicle mass and road slope under longitudinal motion'', Measurement, v. 95, pp. 439-455.

[17] Zhang, Y., Ai, Z., Feng, Y., Hu, Z. (2018) "A Cross Iteration Estimator with Base Vector for Estimation of Electric Mining Haul Truck's Mass and Road Grade'', IEEE Transactions on Industrial Informatics, v. 14, n. 9, pp. 4138-4148.

[18] Yin, Z., Dai, Q., Guo, H., Chen, H., Chao, L. (2018) "Estimation Road Slope and Longitudinal Velocity for Four-wheel Drive Vehicle'', IFAC-PapersOnLine, v. 51, n. 31, pp. 572-577.

[19] Jauch, J., Masino, J., Staiger, T., Gauterin, F. (2018) "Road Grade Estimation with Vehicle-Based Inertial Measurement Unit and Orientation Filter'', IEEE Sensors Journal, v. 18, n. 2, pp. 781-789.

[20] Pacejka, H. B. (2006) "Tyre and Vehicle Dynamics'', Butterworth-Heinemann.

[21] Rill, G. (2011) "Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modelling'', CRC Press.

[22] Pauwelussen, J. (2014) "Essentials of Vehicle Dynamics'', Butterworth-Heinemann.

[23] Rajamani, R. (2005) "Dynamics and Control'', Mechanical Engineering Series, Springer.

[24] Chui, C. K., Chen, G. (2017) "Kalman Filtering with Real-Time Applications'' Springer, Cham.

AUTOMATIC TEST CASE GENERATION AND VALIDATION FOR EMBEDDED SOFTWARE BASED ON EULERIAN PATHS

Mesut Rüstemoğlu [1], Barış Çelikçapraz[2], Ece Güran Schmidt[3], Klaus Werner Schmidt[4]

[1,2] odelo Otomotiv Aydınlatma A.Ş., Bursa, Turkey
[3,4] Middle East Technical University, Mechanical Engineering Department, Ankara, Turkey
[1] Corresponding Author: Klaus Werner Schmidt, schmidt@metu.edu.tr

ABSTRACT

The automatic generation and validation of test cases is a prerequisite for the safe operation of embedded software. Hereby, it is important to guarantee good coverage such that no critical test cases are missed. In addition, it must be possible to generate and automatically validate a large number of test cases.

The main subject of this paper is the automatic test case generation and validation for embedded software functions that are triggered by external commands and that carry out well-defined discrete actions. We first propose a graph-based model that describes the logical behavior of such functions. Then, we introduce a formalism for the representation of temporal specifications that are associated with the function execution. Given the temporal specification as well as the external commands provided to a software function, it is then possible to validate the fulfillment of the temporal specification based on test measurements. Considering the fact that various embedded software functions can be active at the same time, we extend the developed framework to the case of multiple software functions that can receive commands simultaneously. In order to ensure full coverage of the logical behavior of these software functions, we propose a new test case generation method based on the computation of Eulerian paths in the resulting graph models. The proposed modeling formalism and the developed test case generation method are illustrated by various light functions of a series vehicle.

Keywords: Automatic test case generation, temporal specification, Eulerian paths, coverage, validation.

1. INTRODUCTION

There is a continuously increasing number of software-intensive systems in many technological areas (Ebert and Jones, 2009; Banerjee Chattopadhyay Roychoudhury, 2016; Zander Schieferdecker Mosterman, 2017; Garousi Felderer Karapıçak Yılmaz, 2018). In particular, many such systems use embedded software that is tightly integrated with the underlying hardware and that needs to fulfill stringent requirements on time and hardware resources (Zander Schieferdecker Mosterman, 2017). In order to ensure the correct functionality and safety of such embedded software systems, it is important to develop reliable test procedures. These test procedures include tasks such as the test-case design, the test execution, specification of the desired system operation and test evaluation (Banerjee Chattopadhyay Roychoudhury, 2016; Garousi Felderer Karapıçak Yılmaz, 2018).

Depending on the type of an embedded software system, various test scenarios are encountered and different test procedures are necessary (Marinescu Saadatmand Bucaioni Seceleanu Pettersson, 2014; Siegl Hielscher German Berger, 2011; Yin and Liu, 2009; Dong Wang Zhao, 2009; Zander Schieferdecker Mosterman, 2017). As the most important features, these test procedures should be able to cover all the relevant states the embedded software can assume (all-states coverage) and execute all the possible actions the embedded software can take (all-transition coverage) (Zander Schieferdecker Mosterman, 2017). In order to achieve this requirement, model-based automatic test case generation for embedded software testing is an important general methodology. Here, the main idea is to build a model that captures the behavior of the embedded software system. This model is then used to automatically generated test cases (such as sequences of actions), which can be directly applied to the actual embedded system. The correct system functionality is finally validated by comparing the observed (measured) behavior to the desired system behavior.

The existing literature provides various methods for model-based testing of embedded software. The work in (Dong Wang Zhao, 2009) uses the Architecture Analyze and Design Language (AADL) and specifies the desired embedded system behavior using a Markov chain. The measured system behavior after applying test cases is then compared to the transition probabilities of the specified Markov chain. UML activity diagrams are used as a different type of model in

(Yin and Liu, 2009). Automatic test case generation with all-states coverage and all-transition coverage is achieved in this work based on a depth-first search algorithm with possible limitations on concurrent processes. The work in (Siegl Hielscher German Berger, 2011) introduces a Timed Usage Model (TUM) based on Markov Chain Usage Models (MCUM) for general embedded software systems. Test cases are automatically generated based on a random walk through the model without ensuring full coverage. (Marinescu Saadatmand Bucaioni Seceleanu Pettersson, 2014) develops models using the architecture description language EAST-ADL for automotive embedded systems. Automatic test case generation for functional requirements is achieved using an extended EAST-ADL model with timed automata semantics.

Different from the existing work, this paper proposes a method for the automatic test case generation and validation of a specific type of embedded software systems. We consider embedded software functions that realize various discrete actions such as switching on/off a hardware component based on external commands. That is, we assume that a generic test case can be realized by providing a sequence of external commands, measuring the resulting hardware signals and checking if the measured hardware signals comply with the desired/expected signal behavior. Accordingly, the first contribution of the paper is a new method for automatically generating test cases that are represented by sequences of external commands. Our method uses a graph-based model of each software function that captures all the possible states and actions of the software function. In order to test the software function with full coverage of all its actions, we compute sequences of external commands by following Eulerian paths in the graph model. Execution times for each command in the sequence are then determined randomly, while keeping the order of commands. As the second contribution of the paper we introduce a new formalism for specifying the temporal properties of the signals measured after applying a command sequence. This temporal specification is given by a set of functions that define the allowable range (signal values) with respect to the time when a command is applied. Using this temporal specification, it is for example possible to represent response delays and desired shapes of the measured signal. Using the generated command sequences and the related temporal specifications, we then automatically validate the correctness of each test case by comparing the measured signals to their temporal specification. We note that the described methodology is suitable for a single software function. Hence, the third contribution of the paper is the extension of our method to the case of an arbitrary number of software functions that can be active simultaneously. We illustrate our method by the automatic test case generation and validation for a vehicle lighting system.

The remainder of the paper is organized as follows. Section 2 motivates the subject of the paper and gives the necessary background information. Section 3 describes the steps of the proposed methodology for the automatic test case generation and validation according to temporal specifications. A case study with different software functions of a vehicle lighting system illustrates our method in Section 4 and Section 5 gives conclusions.

2. MOTIVATION AND BACKGROUND

2.1. Motivation

Many embedded systems realize software functions that involve discrete actions such as switching on/off a certain hardware component based on an external command. An example for such embedded system is shown in Figure 1. This system realizes the rear light system of a vehicle with the following components:

- Different light functions such as tail light, brake light and turn indicator. Each light function is realized by several groups of LED lights.
- A control card that is responsible for switching on/off the LED lights according to the desired light function. This control cards consists of the power electronics hardware that provides current to the LED lights and a microcontroller that provides the required voltage levels for the power electronic hardware depending on external commands.
- A central control card that coordinates the operation of the different light functions. This control card issues commands to the rear light system using pre-defined signals on a communication bus such as the Local Interconnect Network (LIN).

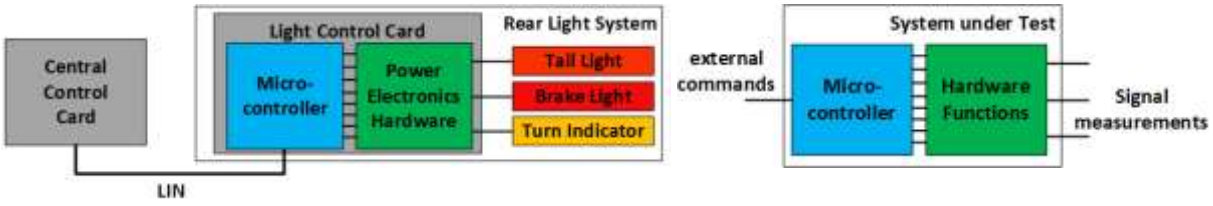


Figure 1. (a) Schematic of a rear light system; (b) System under test with external commands and measurements.

In principle, the correct operation of the rear light system depends on the correct transmission of command signals via the LIN bus, the correct functionality of the power electronics hardware and the connected light groups as well as the correct design and implementation of the embedded software on the microcontroller. In this work, we assume that the command signals from the central control card are transmitted correctly and the hardware components of the rear light system are fully functional. That is, we consider the case where the correct operation of the overall light system depends on the embedded software realization. Hereby, the desired system behavior is generally given by a temporal specification in the form "the brake light should be on at most 100 ms after the switch-on command" or "the tail light should follow a certain brightness pattern".

In order to generalize the described rear light system, we consider Figure 1 (b). Here, the system under test (SUT) receives external commands that activate hardware functions via embedded software that is implemented on a computing device. That is, testing the correctness of the embedded software requires

- Applying appropriate external commands or sequences of commands to the SUT,
- Observing the relevant signals for the activated hardware functions,
- Comparing the observed signals to the desired temporal specification.

Hereby, it is important to generate test cases with a high coverage in the sense of covering all possible scenarios of the internal state of the computing device in combination with the applied external commands. Accordingly, the main contribution of this paper is a new method for the automatic test case generation and validation of embedded software systems with full coverage of the specified software functions. Since our method is based on the graph-based models of the software functions, we next introduce the necessary formal background.

2.2. Directed Graphs

We model the sequential behavior of an embedded system by a directed graph $G = (V, E)$ with the vertexes V and the edges E (Hopcroft Motwani Ullman, 2007). Hereby, each edge $e \in E$ is represented by a pair $e = (v_1, v_2)$ with vertexes $v_1, v_2 \in V$. That is, each edge $e = (v_1, v_2)$ indicates a possible transition of the graph from vertex v_1 to v_2. Semantically, such transition describes the execution of an action such as switching on/off the current supply to a light system. Specifically, we consider the case of complete graphs, where each pair of vertexes $v_1, v_2 \in V$ has a corresponding edge $e = (v_1, v_2) \in E$.

In order to relate the abstract graph model to the actual embedded system, we further introduce two sets of labels and related maps (Hopcroft Motwani Ullman, 2007): The set L_V represents a set of vertex labels and the map $m_V: V \to L_V$ maps each vertex $v \in V$ to its corresponding label $m_V(v) \in L_V$. Similarly, E_V is a set of edge labels and the map $m_E: E \to L_E$ maps each edge $e \in E$ to its corresponding label $m_E(e) \in L_E$.

As a simple example, we return to the light system A introduced in Section 2.1. Here, we introduce the complete graph $G_A = (V_A, E_A)$ shown in Figure 1 (a) with the vertexes $V_A = \{a, b\}$ and the edges $E_A = \{(a, a), (a, b), (b, a), (b, b)\}$. In addition, we relate vertex *a* to the "off" state of the light system, represented by "0" and vertex *b* to the "on" state of the light system, represented by "1". Considering that the edges (a, b) and (a, a) characterize a transition from "off" to "on" and "on" to "on", respectively, we label these edges by "1". Similarly, the transitions (b, a) and (b, b) are labeled as "0": Accordingly, the maps are defined by $m_{V_A}(a) = 0$ and $m_{V_A}(b) = 1$ as well as $m_{E_A}((a, b)) = m_{E_A}((a, a)) = 1$ and $m_{E_A}\left((b, a), m_{E_A}((b, b))\right) = 0$. In order to graphically show the introduced labels, we simply write the vertex labels inside each vertex and put the edge labels on the corresponding edges as illustrated in Figure 1 (b). Analogously, we introduce the model $G_B = (V_B, E_B)$ of the light system B as can also be seen in Figure 1 (c).

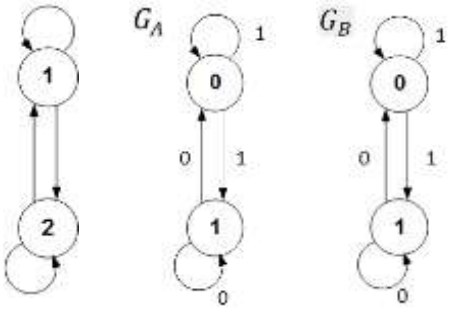


Figure 2. Graphs of the light systems: (a) Basic graph for system A; (b) labeled graph for system A; (c) labeled graph for system B.

2.3. Product Composition

In an embedded system, it is possible that various tasks are active concurrently, that is, at the same time (Breshears, 2009). This means that actions of the different tasks will interleave or different tasks can be activated simultaneously. We model this by using a product composition of the related graphs as follows. Consider two graphs $G_A = (V_A, E_A)$ and $G_B = (V_B, E_B)$ with their respective labels and maps $L_{V_A}, L_{V_B}, L_{E_A}, L_{E_B}, m_{V_A}, m_{V_B}, m_{E_A}, m_{E_B}$. Further assume an initial vertex $v_{0,A} \in V_A$ and $v_{0,B} \in V_B$ for each graph. Then, we define a new graph $G_{AB} = (V_{AB}, E_{AB})$ with the vertexes $V_{AB} = V_A \times V_B$, where "×" denotes the Cartesian product. We further use the labels $L_{V_{AB}} = L_{V_A} \times L_{V_B}$ and $L_{E_{AB}} = L_{E_A} \cup L_{E_B}$ as well as the maps $m_{V_{AB}}: V_{AB} \to L_{V_{AB}}$ and $m_{E_{AB}}: E_{AB} \to L_{E_{AB}}$ such that $m_{V_{AB}}(v) = (m_{V_A}(v_A), m_{V_B}(v_B))$ for $v = (v_A, v_B) \in V_{AB} = V_A \times V_B$, $m_{E_{AB}}(e) = m_{V_A}(e)$ if $e \in E_A$ and $m_{E_{AB}}(e) = m_{V_B}(e)$ if $e \in E_B$. Moreover, the edges of G_{AB} are defined as follows. Assume that $v = (v_A, v_B) \in V_{AB}$ and $v' = (v'_A, v'_B) \in V_{AB}$. Then, the edge $(v, v') = ((v_A, v_B), (v'_A, v'_B))$ belongs to E_{AB} if either $(v_A, v'_A) \in E_A$ or $(v_B, v'_B) \in E_B$ or both $(v_A, v'_A) \in E_A$ and $(v_B, v'_B) \in E_B$. Moreover, the label of such edge is

$$m_{AB}((v_A, v_B), (v'_A, v'_B)) = \begin{cases} (m_A((v_A, v'_A)), \epsilon) & \text{if } (v_A, v'_A) \in E_A \text{ and } (v_B, v'_B) \notin E_B \\ (\epsilon, m_B((v_B, v'_B))) & \text{if } (v_B, v'_B) \in E_B \text{ and } (v_A, v'_A) \notin E_A \\ ((m_A((v_A, v'_A)), m_B((v_B, v'_B))) & \text{if } (v_A, v'_A) \in E_A \text{ and } (v_B, v'_B) \in E_B \end{cases}$$

That is the resulting graph $G_{AB} = (V_{AB}, E_{AB})$ models the fact that any edge that is possible in $G_A = (V_A, E_A)$ or $G_B = (V_B, E_B)$ is as well possible in G_{AB}. Furthermore, G_{AB} keeps track of the current vertex of its components G_A and G_B. The product composition for the example graphs in Figure 2 is shown in Figure 3. In the special case of complete graphs G_A and G_B, it holds that G_{AB} is also a complete graph. As in important note, we also point out that the product composition is not restricted to two graph models. Due to its associativity, it can be iteratively applied to an arbitrary number of graphs.

Figure 3 shows the graph G_{AB} the represents the product composition of the graphs G_A and G_B in Figure 2. In particular, the edges represent possible actions of the combined light systems A and B in Figure 1. Consider for example the edge 1,0 from the vertex (0,0) to the vertex (1,0) of G_{AB}. This edge represents the action of switching on the power of light system A, while switching off the power of light system B. If this edge is executed from vertex (0,0), the practical meaning is that the power of light system B is kept switched off since it was switched off before. Differently, if the edge from (0,1) to (1,1) with the same label is executed, it practically means that the power of light system B is actually switched off since it was turned on before.

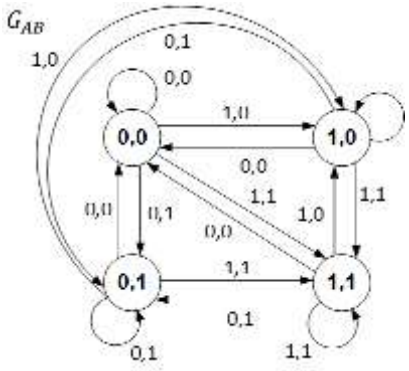


Figure 3. Shuffle product G_{AB} of G_A and G_B.

2.4. Eulerian Paths

There are many was of performing consecutive actions in an embedded system. According to the graph model $G = (V, E)$, each sequence of actions is represented by a sequence of edges. Formally, any sequence $p = e_1 e_2, \dots, e_n$ of n edges $e_i = (v_i, v_i')$ for $i = 1, \dots, n$ is denoted as a path of G if it holds that $v_i' = v_{i+1}$ for $i = 1, \dots, n-1$ (Zander Schieferdecker Mosterman, 2017). That is, each edge $e_i = (v_i, v_i')$ leads to the starting vertex $v_{i+1} = v_i'$ of the subsequent edge in the path p and it is hence possible to traverse the edges of p in the graph G. In general, there are many different paths in a given graph G. To this end, we write $\mathcal{P}_G$ for the set of all possible paths in G. An important subset of the paths in $\mathcal{P}_G$ is given by the set of paths $\mathcal{E}_G \subseteq \mathcal{P}_G$ that contains all paths of G which traverse each edge in E exactly once. According to the literature, the paths in $\mathcal{E}_G$ are denoted as Eulerian paths.

The practical meaning of Eulerian paths in embedded system models is related to the coverage of test cases (Zander Schieferdecker Mosterman, 2017). If the actions of an embedded system follow the edges of an Eulerian path, it holds that all possible actions from any state of the system are executed. That is, it is possible to test the correctness of state transitions of an embedded system. This is the case for individual models of an embedded system as in Figure 2 as well as concurrent models that are computed using the shuffle product as in Figure 3. For example, the path (0,0), (0,1), (1,1), (1,0) is an Eulerian path of the graph G_A in Figure 2 and the path ((0,0),(0,0)) ((0,0),(1,0)) ((1,0),(1,0)) ((1,0),(0.0)) ((0,0),(0,1)) ((0,1),(0,1)) ((0,1),(1,0)) ((1,0),(0,1)) ((0,1),(0,0)) ((0,0),(1,1)) ((1,1),(1,0)) ((1,0),(1,1)) ((1,1),(0,1)) ((0,1),(1,1)) ((1,1),(1,1)) ((1,1),(0,0)) is an Eulerian path of the graph G_{AB} in Figure 3.

Eulerian paths can be computed using Hierholzer's algorithm (Hierholzer Carl, 1873) with a computational complexity of $O(|E|)$, where $|E|$ denotes the number of edges.

3. MODELING FRAMEWORK

3.1. Logical System Behavior

As described in Section 2.1, we consider the case of embedded software that realizes several independent functions. That is, the first step of our method is ti model the logical behavior of each software function by a complete labeled graph with two vertexes as shown in Figure 2. Here, the vertexes correspond to the possible states of the software function (such as on-active or off-inactive), whereas edges represent transitions between these states that are triggered by external commands given to the embedded software. According to the discussion in Section 2.3, we then use the product composition in order to obtain an overall graph model in the case of several concurrent software functions.

3.2. Test Case Generation

The second step of our method is the generation of test cases based on the logical system behavior, which is represented by the graph model obtained in Section 3.1. In general, a test case is represented by a path (sequence of edges) in this graph. In order to achieve full coverage of the logical behavior, test cases are generated as Eulerian paths of the underlying embedded system model. In this context, we note that different test cases (Eulerian paths) can be generated by randomly selecting edges in Hierholzer's algorithm whenever there is a choice of multiple edges. In addition, our method allows concatenating different Eulerian paths in order to obtain long test sequences with variations in the order of edges.

3.3. Temporal System Behavior

In addition to the logical behavior of the embedded software, it is as well necessary to characterize its temporal properties. Given a graph model $G = (V, E)$, we introduce a temporal specification $t_G(e)$ for each edge $e \in E$. To this end, we write $\mathcal{T}$ for the set of functions $f: \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}$, that can represent signals which map each time instant $t \in \mathbb{R}$ to a signal value $f(t) \in \mathbb{R}$. Then, the map $t_G: E \rightarrow 2^{\mathcal{T}}$ maps each edge to a temporal specification which is represented by a subset of $\mathcal{T}$ (a set of permissible time behaviors when executing the edge). With a slight abuse of notation, $2^{\mathcal{T}}$ is the set of all subsets of $\mathcal{T}$.

As an example, we consider the graph in Figure 2 (b). A possible temporal specification for the edge (0,1) is to require that the voltage level related to the light system should change from 0 V to 5 V between 2 ms and 10 ms after the "switch-on" command. In this case, the temporal specification is given by the set of all signals that are close to 0V until a time instant in the interval [2,10] ms and that are close to 5 V afterwards. This description is illustrated in Figure 4 (a). Similar, a "switch-off" command can be represented as in Figure 4 (b). Moreover, more complicated temporal specifications such as the temporal specification in Figure 4 (c) can be defined. This specification states that a certain signal level should change between 0 V and 5 V in a certain time window.

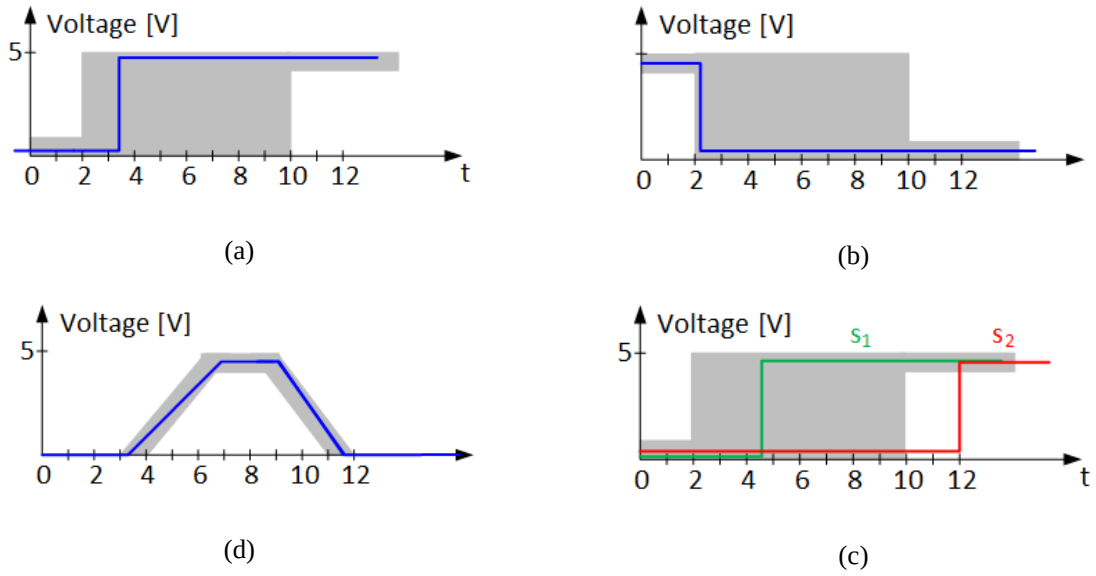


Figure 4. Temporal specification examples.

Such temporal specification can be introduced for each individual edge in the graph model of an embedded software function. Hereby, it has to be emphasized that the specification is formulated relative to the actual command that activates the software function. That is, when generating test cases, the time instants for activating each software function also have to be defined. In this work, we consider that there has to be a temporal order of these activation times such that the software functions of the edges in an Eulerian path are activated in the same order as the edges in the path. Consider for example a part $e_1 e_2$ of an Eulerian path with two edges, whereby the temporal specification for e_1 is given in Figure 4 (b) and the temporal specification for e_2 is given in Figure 4 (c). Then, it is sufficient to generate activation times t_{e_1} (for e_1) and t_{e_2} (for e_2) such that $t_{e_1} \leq t_{e_2}$. In addition, we ensure that activation times of related edges (such as switching on and off a light function) are generated such that there is no overlap of the non-constant part of these temporal specifications. In this work, we randomly generate these activation times according to the described rules. Figure 5 shows an example, for the given temporal specifications and the generation times $t_{e_1} = 3$ and $t_{e_2} = 11$.

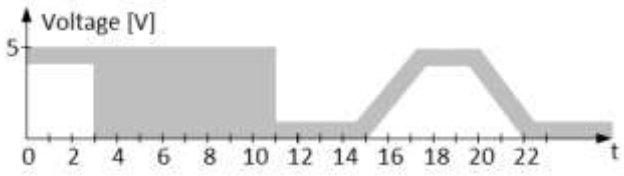


Figure 5. Temporal specification example.

3.4. Test Case Validation

The test case validation is based on the execution of experiments with the embedded software. That is, we give sequences of commands to the embedded software following the edges of Eulerian paths generated from the corresponding graph model $G = (V, E)$. The measured output signals of the hardware controlled by the embedded software are then compared to the temporal specification of each edge $e \in E$. If the measured signal complies with the specified set of signals $t_G(e)$, the edge execution is considered successful. If all edges in an Eulerian path are successful, the test case is considered successful.

Consider the case in Figure 4 (d). Here, the measurement represented by the signal s_1 is successful, whereas the measurement s_2 is not successful according to the given temporal specification. Here, we note that the actual verification of the temporal specification is done computationally. The visual representation of the temporal specifications only serves to illustrate the proposed methodology.

4. APPLICATION EXAMPLE

4.1. Test Setup

In order to evaluate the proposed method, we use the rear light system described in Section 2.1 in the hardware setup shown in Figure 6. In addition to the light system, this setup contains a hardware test card, a Kinetis KEA128 StarterTRAK Development Kit (TRK-KEA128) (URL1) and a PC. In this setup, the hardware test card is connected to the hardware of the light system in order measure the signals levels of the light groups. The TRK-KEA128 is programmed to both provide test sequences in the form of external commands to the microcontroller of the light system via the LIN bus and take signal measurements form the hardware test card. That is, using the timer function of the TRK-KEA128 it is possible to establish the temporal relation between the given external commands and the measured hardware signals. Finally, the PC is connected to the TRK-KEA128 via a serial interface (UART) and is used to configure the test sequences as well as store the measured hardware signals obtained by the TRK-KEA128. These measurements are then evaluated using Matlab (MATLAB, 2019).

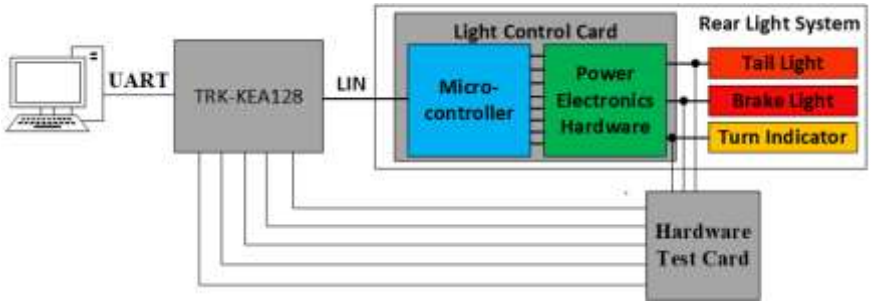


Figure 6. Overview of the test setup.

4.2. Single Test Cases

In order to evaluate the proposed method for automatic test case generation, we start with test cases for single light functions. That is, the behavior of such embedded software component is modeled by the graph in Figure 6 (a). That is, test cases consist of a single switch-on and switch off command with their corresponding temporal specification. In this case, it is desired that the physical signal for the light function changes its value within a time window of 100 ms.

Figure 6 (b) shows example measurements of three light groups of a tail light function that are switched on/off by the same command. Hereby, the left hand plot shows an analog measurement, whereas the other plots show a digital (HIGH/LOW) measurement. It is readily observed that all signals stay within the specified bounds, whereby the signal in the left hand plot observes more delay.

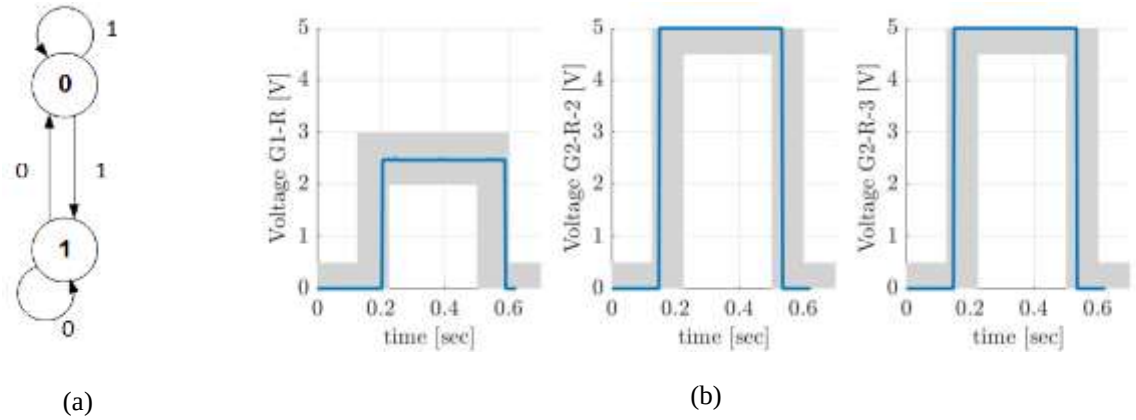


Figure 6. (a) Graph model of the individual light functions; (b) measured signals within the temporal specification.

In order to statistically evaluate the possible delays of the measured signal edges with respect to the command, Figure 7 shows delay histograms for the same light functions as in Figure 6 for 100 test runs with different command times. It can be seen that all the test cases remain below the target delay of 100 ms, whereby, the light functions G2-R-2 and G2-R-3 show smaller delays.

Similarly, Figure 8 shows analog measurements of different light groups of a brake light function with the same temporal specification (100 ms delay). It is again seen that the delay bound is met in the example measurement.

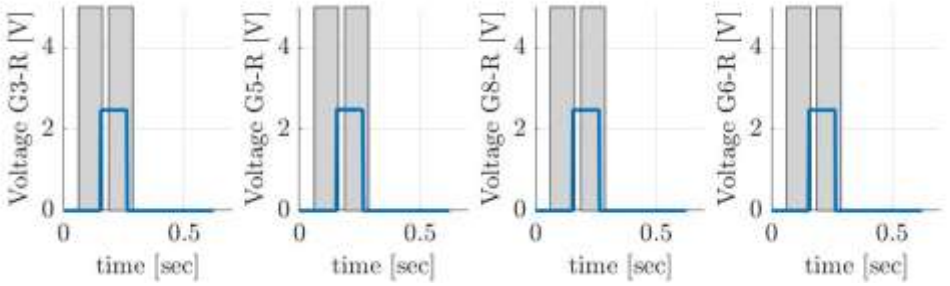


Figure 8. Measured signals for a brake light function within the temporal specification.

In addition, the delay histograms in Figure 9 show that although there are some instances which come close to the delay bound, most of the observed signals stay away from the delay bound.

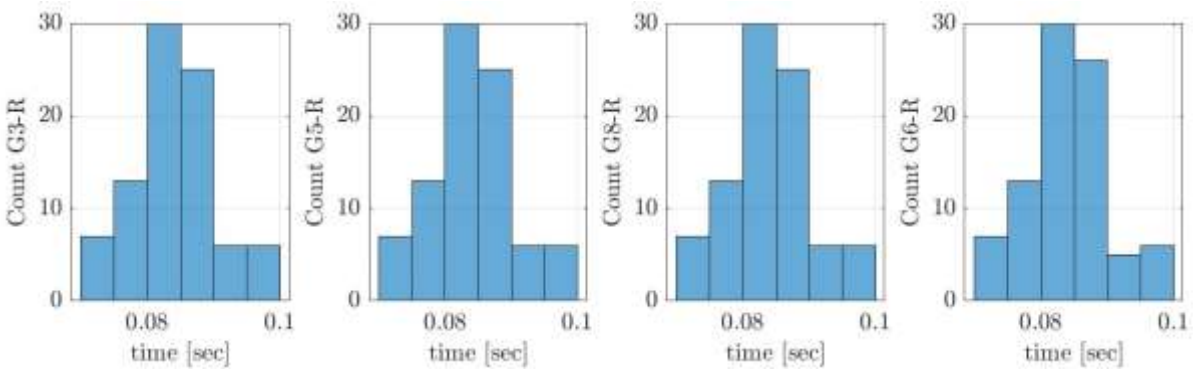


Figure 9. Temporal specification example.

4.2. Multiple Signals

In order to illustrate the modeling power of the proposed temporal specifications, we next consider an animated light function that used different light groups. The temporal specifications and the measured signals for light groups denoted as G3, G5, G7 and G1 are shown in Figure 10. In this example, it is specified that the groups G3, G5 and G7 should provide two pulses that are shifted with respect to each other in time as can be seen in the figure. Furthermore, G1 is supposed to follow a triangular waveform before and a linear increase after the pulses of G3, G5 and G7. The sample measurement shows that the embedded software fulfills the given temporal specification.

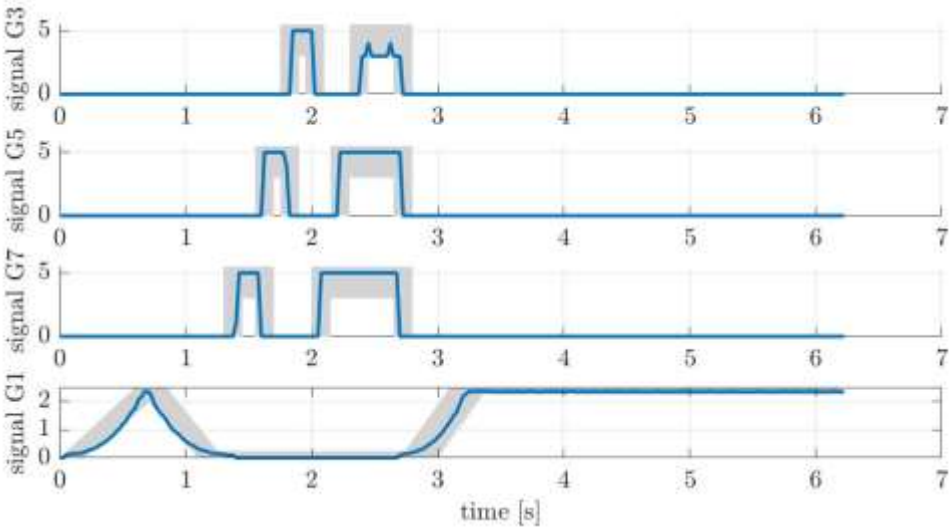


Figure 10: Temporal specification example.

4.2. Eulerian Path Evaluation

We finally present a test case that follows the described methodology in Section 3.2. To this end, we consider three independent light functions that are modeled by the graph in Figure 6 (a). G3-R denotes a brake light, G1-R and G2-R-3 represent two tail lights that are triggered by the same command and TI-R-1 is a turn indicator function. The product composition of these graphs has 8 vertexes and resulting graph is too large to be shown in the paper. Figure 11 shows the measurement of four signals after applying the commands following an Eulerian path. Hereby, we note that the command times for each edge in the Eulerian path were generated randomly according to the rules in Section 3.3. The figure indicates that all light functions fulfill their temporal specification. We note that the same tests were performed repeatedly for different Eulerian paths (that are obtained due to the random choices in Algorithm 1) and different command times (that are obtained due to the random generation of command times). That is, in addition to the full coverage of the logical behavior due to the computation of Eulerian paths, or method makes it possible to vary the sequences of edges and their command times, while confirming the correct behavior of the embedded software.

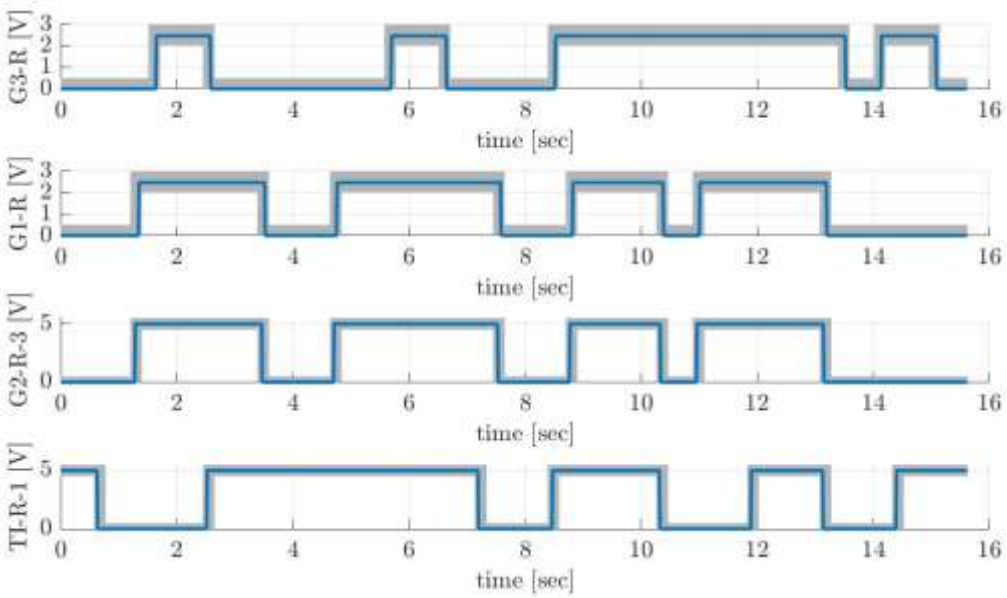


Figure 11: Temporal specification example.

5. CONCLUSIONS

The development of automatic test procedures is important in order to ensure the correct functionality and safety of embedded software systems. These test procedures need to include tasks such as the test-case design to achieve full coverage and the evaluation of test cases based on a formal specification of the desired embedded system behavior.

Accordingly, this paper proposes a new method for the automatic test case generation and validation for embedded software functions that triggered by external commands. Our method includes a graph-based model of the embedded software system and allows for the representation of concurrency of software functions. Using this model, we show that test cases with full coverage can be automatically computed by employing Eulerian paths in the graph model. In addition, we present a formalism for the representation of temporal specifications that are associated with the function execution. Comparing measurements from the test cases with the temporal specifications it is then possible to evaluate the correctness of the embedded software functions. We illustrate the proposed method by the application to various light functions of a series vehicle.

ACKNOWLEDGEMENTS

This study is supported by TEYDEB 1501 Project No: 3170788. We would like to thank TÜBİTAK - TEYDEB and odelo Otomotiv Aydınlatma A.Ş for their motivation and support.

REFERENCES

[1] A. Banerjee, S. Chattopadhyay, A. Roychoudhury. (2016), “On testing embedded software”, Adv. Computer, 101, pp.121–153.

[2] Breshears, Clay P. (2009), “The art of concurrency” O'Reilly Media.

[3] Y. Dong, G. Wang and H. Zhao. (2009), “A Model-Based Testing for AADL Model of Embedded Software”, Ninth International Conference on Quality Software, Jeju, pp.185-190.

[4] C. Ebert, C. Jones. (2009), “Embedded software: facts, figures, and future”, IEEE Computer, 42, pp.42–52.

[5] Vahid Garousi, Michael Felderer, Çağrı Murat Karapıçak, Uğur Yılmaz. (2018), “Testing embedded software: A survey of the literature”, Information and Software Technology, 104, pp.4-45.

[6] Hierholzer, Carl (1873), "Ueber die Möglichkeit, einen Linienzug ohne Wiederholung und ohne Unterbrechung zu umfahren", Mathematische Annalen, 6, 1, pp.30–32

[7] John E. Hopcroft, Rajeev Motwani, Jeffrey D. Ullman. (2007) "Introduction to Automata Theory, Languages, and Computation", 3rd edition, Pearson/Addison Wesley.

[8] R. Marinescu, M. Saadatmand, A. Bucaioni, C. Seceleanu and P. Pettersson. (2014), "A Model-Based Testing Framework for Automotive Embedded Systems", 40th EUROMICRO Conference on Software Engineering and Advanced Applications, Verona, pp.38-47.

[9] MATLAB, version 9.6.0.1072779 (R2019a). Natick, Massachusetts: TheMathWorks Inc., 2019.

[10] Siegl, K. Hielscher, R. German and C. Berger. (2011), "Formal specification and systematic model-driven testing of embedded automotive systems", Design, Automation & Test in Europe, Grenoble, pp.1-6.

[11] URL 1: Kinetis KEA128 StarterTRAK Development Kit, accessed: 14.02.2020, url: https://www.nxp.com/design/development-boards/automotive-development-platforms/startertrak-platforms/kinetis-kea128-startertrak-development-kit-for-can-and-body-electronics:TRK-KEA128

[12] Y. Yin and B. Liu. (2009), "A Method of Test Case Automatic Generation for Embedded Software", International Conference on Information Engineering and Computer Science, Wuhan, pp. 1-5.

[13] Justyna Zander, Ina Schieferdecker, Pieter J. Mosterman, (2017), "Model-Based Testing for Embedded Systems", CRC Press.

VİTES KUMANDA MEKANİZMASI KABLOLARI ŞANZIMAN BAĞLANTI ELEMANIN DENEYSEL VE FEM MODAL ANALİZ KORELASYONU

Taner Genç, Mehtap Hıdıroğlu, Serhat Dinçel, Hüseyin Karabulut
Orau Orhan Automotive R&D Center, Meşe Cad. No:6 NOSAB BURSA

ÖZET

Bu çalışmada, binek otomobillerde şanzıman üzerine montajlanan ve vites kumanda kablolarını taşımak, şanzıman üzerinde bağlantı noktası oluşturmak için tasarlanan taşıyıcı braketin titreşim sevk sistemi modelinin ilk modal doğal frekansları, (serbest ve ankastre) ABAQUS sonlu elemanlar analiz programı ile yaklaşık çözümle tespit edilmiş, sonrasında darbe çekici yöntemi ile deneysel modal analiz gerçekleştirilmiş, son olarak ise elde edilmiş olan deneysel ve sonlu elemanlara ait modal analiz sonuçları karşılaştırılması yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Modal analiz, Serbest titreşim analizi, Darbe çekici testleri, Abaqus.

EXPERIMENTAL AND FEM MODAL ANALYSIS CORRELATION OF GEARBOX AND GEAR CONTROL CABLES CONNECTION ELEMENT

ABSTRACT

In this study, the first modal natural frequencies of the vibration transmission system model of the carrier bracket designed to carry the shift control cables and create a connection point on the transmission were determined with ABAQUS finite element analysis program with approximate solution. Then, experimental modal analysis was carried out with the impact hammer method. Finally, the modal analysis results of the experimental and finite elements obtained were compared.

Keywords: Modal analysis, Free vibration analysis, Impact hammer tests, Abaqus.

1. Giriş

Modal analiz (modal testing) son yıllarda gittikçe daha fazla araştırılan bir konu haline gelmiştir. Özellikle bilgisayar teknolojisinin geliştiği günümüzde bilgisayar destekli ölçüm cihazları bu işlemin daha hızlı yapılmasına olanak sağlamaktadır. Bu yöntemle yapıların dinamik karakteristikleri olarak adlandırılan doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm oranları deneysel olarak elde edilebilmektedir. Böyle bir deneysel yönteme gereksinim duyulmasının esas sebepleri arasında yapıların teorik analizi yapılırken yapılan kabullerin gerçekte sağlanıp sağlanmadığının tespit edilmesi, teorik analizinin yapılmasında güçlük olan sistemlerin dinamik karakteristiklerinin deneysel olarak belirlenmesi kullanılmış ve/veya hasar görmüş yapıların durumlarının belirlenmesi yer almaktadır. Geçmişi demiryolu raylarındaki hasarların çekiç darbeleriyle oluşturulan titreşimlerin dinlenilerek belirlenmesine dayalı olan deneysel modal analiz yöntemi, günümüzde yapıların dinamik karakteristiklerinin belirlenmesinde yaygın olarak kullanılan bir yöntem haline gelmiştir. Bu yöntemin esası, yapıya uygulanan bir etki altında yapının göstermiş olduğu tepkilerin ölçülmesine dayanmaktadır. Ölçülen etki ve tepki sinyalleri arasında tanımlanan fonksiyon her bir yapı için karakteristik özellikte olan dinamik parametreleri içermektedir. Bu yöntem makine parçalarının titreşim analizleri, uçaklardaki titreşim problemlerinin belirlenmesi, yapı dinamik karakteristiklerinin belirlenmesi gibi birçok mühendislik alanında yaygın olarak kullanılmaktadır (Maia ve Silva, 1997). Gelişen bilgisayar teknolojisi ve elektronik imkanlar sayesinde deneysel ölçümlerde takip edilen yöntemlerde geliştirilmiştir. Özellikle titreşimlere maruz büyük mühendislik yapılarının ölçümlerinde bir titreştirici kullanmak yerine yapıdaki mevcut titreşimler dikkate alınarak ölçümler yapılabilme imkanı oluşmuştur (Roeck, 2000). Titreşim analizi bir sistemin dinamik karakterini belirleyen önemli bir analiz yöntemidir. Titreşim analizinin iki ana amacı vardır. Bunlardan biri sistemlerin doğal frekanslarını belirleyerek rezonans durumunu önlemek diğeri ise sistemlerin frekans cevabını ve yer değiştirme denklemini elde ederek sistemin genlik, hız ve ivme değerlerini belirli sınırların altında tutmaktır. Sistemlerdeki istenmeyen titreşimler gürültüye neden olduğu gibi yorulma ve performans düşüklüğüne neden olmaktadır. Bu nedenle titreşimi engellemek yada azaltmak gerekir, fakat titreşimi engellemek mümkün değildir. Bu nedenle yapılan çalışmalarda, titreşimin tasarım üzerindeki

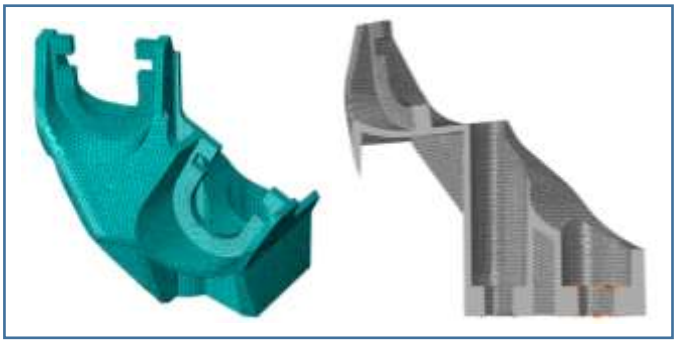
etkisinin anlaşılması ve tasarımın titreşimi izole edilerek tasarımsal cevapların minimize edilmesi amaç edinilmiştir. Genel olarak titreşimi, serbest ve zorlanmış titreşim, sinüzoidal, gelişigüzel, periyodik, aperiyodik vs. olmak üzere sınıflandırmak mümkündür. Serbest titreşim, yapının dış etkilerden arındırılarak kendi içinde barındırdığı etkiler nedeniyle oluşan salınımlara verilen isimdir. Sistem, serbest titreşim etkisi altında bir veya daha fazla doğal frekansında titreşim sergileyecektir ki bu yapının kütle ve sertlik dağılımına göre oluşturulan dinamik sistemin bir özelliğidir. Titreşim sisteminde oluşan serbest titreşimlere karşı sürtünme vesaire gibi bir direnç mevcut değilse, doğan bu titreşimler sonsuza kadar devam ederler ve sönümsüz serbest titreşimler olarak adlandırılırlar. Fakat gerçek sistemlerde daima bir direnç mevcuttur. Bütün makine elemanlarında olduğu gibi otomotiv sektöründe bir aracın doğru bir şekilde tasarlanması için aracı oluşturan parçaların karakteristiklerinin belirlenmesi gerekir. Günümüzde gürültü, titreşim, dayanıklılık ve tüm bu parametreleri en uygun fiyat karşılığında alabilme müşterilerin taşıt seçiminde gösterdikleri davranıştır. Bu durum otomotiv ve otomotiv yan sanayi firmalarının pazardaki paylarını arttırabilmek için Ar-ge çalışmalarına önem vermeye götürmektedir.

Bu çalışmada, Seri üretime geçmesi planlanan bir aracın şanzıman ve vites kumanda mekanizması referans alınarak ön tasarımı gerçekleştirilen braket detay parçası, Catia V5 programı kullanılarak modellenmiştir. Prototip kalıptan alınan modele ait braketin darbe çekici testi ile serbest titreşim ve dinamik analizi deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Deneysel analizlerin ardından ABAQUS programı yardımı ile söz konusu parçanın serbest mod ve ankastre mod titreşim analizi teorik olarak gerçekleştirilmiş parçanın ve sistemin doğal frekansları bulunmuştur. Son olarak ise, Her iki yöntemle (Deneysel ve FEM) elde edilen değerler birbirleri ile kıyaslanmıştır.

2. YÖNTEM ve MALZEM

2.1 CAE Model

CAE Model'de braketin şanzımana montajını sağlayan 2 adet M8 civata ve şanzıman kullanılmamıştır. Braket parçasına 2. Derece tetra-mesh uygulanmıştır. Şekil1'de braket CAE modeli görülmektedir.



Şekil1. CAE Model.

2.2 Kontak Tanımlaması

Modelde herhangi bir kontakt tanımlamasına gerek yoktur.

2.3 Sınır Şartları ve Yükler

Serbest mod titreşim FEM analizinde sınır şartları ve yük aranmaz. Ankkastre mod titreşim FEM analizinde braket parçası, civata kafalarının ve şanzıman montaj yüzeylerinin temas ettiği bölgelerden sabitlenmiştir. Deneysel modal analiz ölçümleri sırasında öncelikle yapı üzerinde belirli noktalar üzerine bir çekiç veya sarsıcı ile kuvvet girişi uygulanır ve birçok noktadan frekans tepki fonksiyonu ölçülür. Genellikle, uygulanan kuvvet bir kuvvet trandüseriyle, cevap ise modal akselerometre ile x, y ve z eksenlerinde ölçülmektedir. Bunun ardından bilgisayar ortamına aktarılan ölçüm verileri sayesinde her rezonans frekansındaki mod biçimleri tespit edilir. Modal analiz sayesinde incelenen modelin rezonans değerlerinde nasıl davrandığı, sönümleme miktarının ne kadar olduğunun anlaşılması tasarım açısından çok önemlidir. Yine bu çalışma ile elde edilen sonuçlar, bilgisayar ortamında sonlu elemanlar yöntemiyle oluşturulan modellerin cevapları ile karşılaştırılarak, hazırlanan modelin ne kadar başarılı olduğu görülmektedir. Günümüzde titreşimin sorun yaratabileceği her tasarımda modal analiz çalışması önem taşır ve dikkatle uygulanır. Bir yapının frekansa bağlı herhangi bir kuvvete karşı verdiği tepkiler yapının frekansa bağlı özelliklerine göre değişmektedir ve bu özellikler yapıya özgüdür. Bu yüzden yapının zorlanmış titreşim altındaki davranışının

belirlenmesine ihtiyaç duyulur. Bu özelliklerin belirlenmesi için Frekans Tepki Fonksiyonu (FTF) adı verilen fonksiyonlar kullanılmaktadır. FTF, ölçülen tepkiler ve uygulanan kuvvetler arasındaki transfer fonksiyonu hesaplanarak, yani çıkış ve giriş arasındaki oran alınarak elde edilmektedir. Bir yapının titreşim davranışının belirlenmesi için oldukça pratik ve yaygın bir metod olan FTF ölçümü, kuvvet belirleme için de büyük öneme sahiptir (McConnell, 1995). Darbe çekici testleri ve teorik modal analizi gerçekleştirilen braket detay parçasının fiziksel özellikleri Tablo1'de görülmektedir.

Tablo1 : Braket fiziksel özellikleri.

Young modulü	E= 17 GPa
Uniform Kalınlık	t= 4 mm
Poisson ratio	v= 0.33
Yoğunluk	d= 1.57 g/cm3
Malzeme	PA6.6GF50

Sonlu eleman modeli oluşturulma aşamasında yapılan kabul ve yaklaşımlar gerçek modeli temsil edemeyebilmektedir. Bu sebeple sonlu elemanlar yöntemi ile gerçek modele ait deneysel modal analiz sonuçları birbiriyle karşılaştırılır. Yapılacak korelasyon çalışması ile farklılıklar ortaya çıkarılır ve model güncelleme çalışması yapılarak gerçek modele en yakın sonlu eleman modeli elde edilir. Bu şekilde sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılacak dinamik analiz sonuçları, gerçek modelin gösterdiği dinamik davranışlara en yakın şekilde elde edilmektedir.

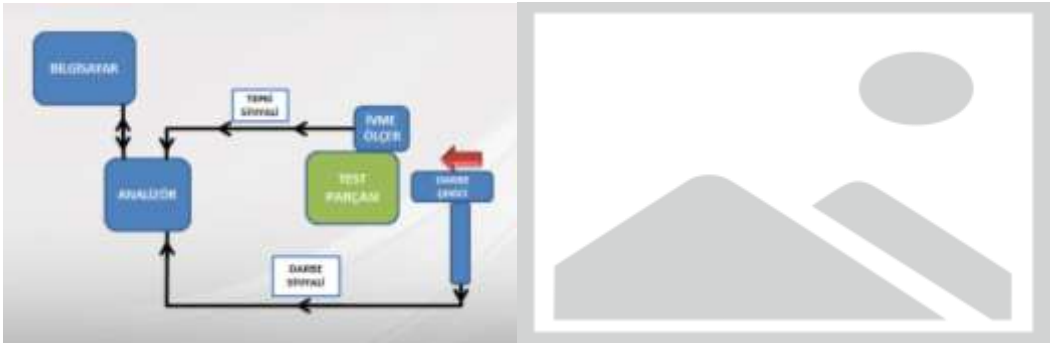
2.4. Braket deneysel modal analiz

Deneysel ölçüm metotlarına bağlı vites kumanda mekanizması gibi mühendislik yapılarının dinamik özelliklerinin belirlenmesi için deneysel modal analiz yöntemleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Deneysel modal analiz yönteminde yapı dıştan belli bir etkiyle titreşime maruz bırakılıp, (sarsma tablası, darbe çekici ve shaker), yapının bu etkiye verdiği tepki olarak ölçülmektedir. Test yöntemi olarak Darbe Çekiçi yöntemi kullanılmıştır.

Darbe testleri için;

1.Giriş kuvvetini ölçmek için ucuna yük hücresi entegre edilmiş darbe çekici (Brüel&Kjaer 8206-002 marka)
2.Giriş kuvvetine karşı yapının göstereceği tepkiyi ölçmek için ivmeölçer (Brüel&Kjaer marka 4535-B üç eksenli)
3.FRF'leri ölçmek için FFT analiz cihazı. (Brüel&Kjaer 3053-B-120)
4.Modal parametreleri tanımlamak ve mod şekillerini görmek için dataların işlenmesini (post processing) sağlayan modal yazılım. kullanılmıştır. Şekil2'de test düzeneğinde verilerin nasıl işlendiğine test çıktısı verilerin nasıl toplandığına dair şematik bir gösterim görülmektedir.

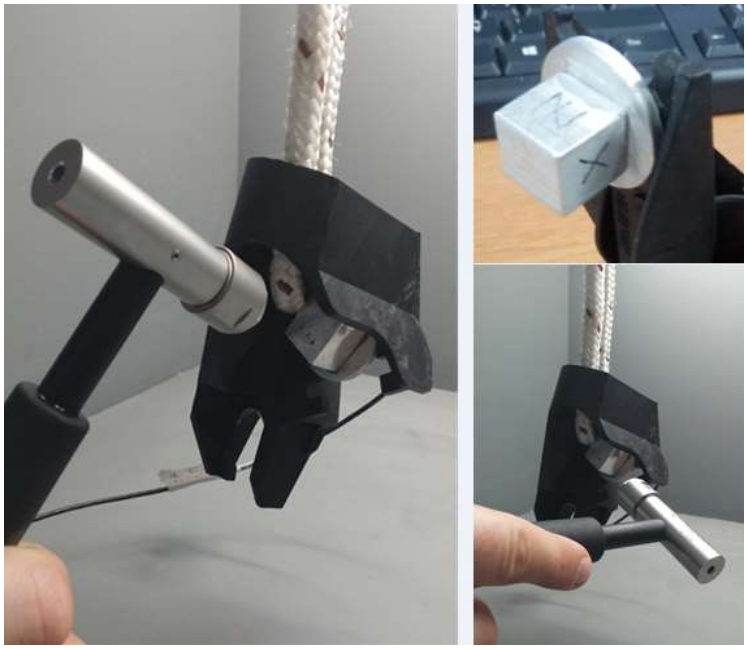
Şekil2'den görülebileceği gibi yapıya uygulanan etki (impact) çekicin başlığına yerleştirilen bir kuvvet ölçerle zaman ortamında ölçülür. Uygulanan bu kuvvet altında, yapı sınır koşullarına ve malzeme özelliklerine bağlı olarak bir titreşim hareketi yapar. Yapının bu etkiye gösterdiği tepki (response) ise yapıya bağlanan ivme ölçerle yine zaman ortamında ölçülür (Schwarz ve Richardson, 1999).



Şekil2. Serbest titreşim test düzeneği.

2.4.1 Braket deneysel serbest mod ve ankstre mod titreşim analizi

Serbest titreşim testinde, braket, hatlar yardımı ile çelik profillere bağlanmış sistemin zemin kaynaklı yabancı titreşim frekanslarından etkilenmesi engellemiştir. Sistemin dinamik analizinde ise braketin kullanılacağı şanzıman halatlar yardımı ile çelik profillere bağlanmış braket parçası ise şanzıman üzerindeki montaj noktalarına somun ve civatalar yardımı ile torklanmıştır. Gövde üzerine yerleştirilen yardımcı ekipmanlar Şekil3'te görülmektedir.



Şekil 3. Gövde üzerine yerleştirilen yardımcı ekipmanlar. (ivme ölçer, alüminyum küp ve silindir)

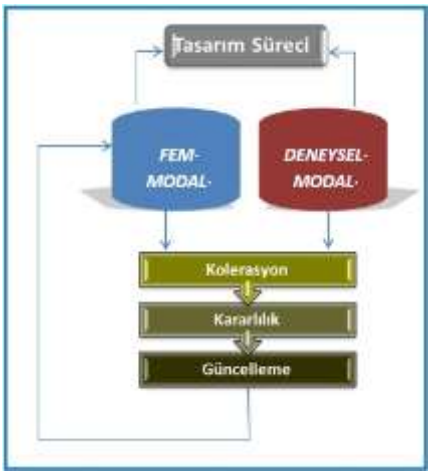
Sistemden 3 boyutlu ölçüm alabilen 3 eksenli ivme ölçer braket üzerinde kablo başlıklarının takıldığı bölgeye konumlandırılmıştır. Darbe çekicinden gelen kuvvetin x,y veya z ekseninde gerçek şartları simüle ederek homojen dağılabilmesi adına kablo başlıklarının montajlandığı bölgeye dairesel kesitli bir parça montajlanmıştır. Kuvveti uygulayacağımız ekseni belirlemek için ise küp bir parçadan faydalanılmaktadır. X konumundan darbe çekiçi yardımı ile 5 değer alınıp bu değerlerin ortalası alınmış, ve bu işlem x ekseni için 3'kez tekrarlanmıştır. (X ekseninde, 5 darbe çekici vuruşu = 1 ortalama değer (3 kez tekrar) Böylelikle test ölçüm sonuçlarının kararlılığı hakkında bir fikir elde edilmiştir. Sistemin darbe çekici testi ile deneysel modal analizi Şekil4'te görülmektedir.



Şekil 4. Sistemin darbe çekici testi ile deneysel modal analizi.

2.5. Braket modal analiz

Üretici firmalar üretilen ürünün karakteristiklerini testlerle belirleme yoluna giderlerse büyük maliyet ve zaman gerekmektedir. Her test sonucu ortaya çıkan hatayı gören mühendisler yapacakları çalışmalar sonucu ürünü iyileştirerek, kalite parametrelerine uygun ürüne ulaşmaya çalışacaklarıdır. Bu durumda da üretilecek iyileştirme yapılan ürünün testleri tekrar yapılarak iyileştirmelerin sonuçları görülecek ve belki de tekrar iyileştirme yapılarak tekrar maliyetli ve uzun zaman alan test sürecine girilecektir. Bu şekilde büyük zaman ve maddi kayıp gerçekleşecektir. Ürünün maliyetleri yüksek olacağı için bu ürünün tüketicisine de yansıyacak ve müşterinin en önemli tercih sebeplerinden olan ürünün fiyatında yükselme gerçekleşecektir. Bu nedenle otomotiv ve otomotiv yan sanayide sonlu elemanlar yöntemi kullanımı gittikçe yaygınlaşmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak tasarımı elde edilen ürün üretilmeden meydana gelebilecek problemler görülerek gerekli optimizasyonlar yapılır ve optimum ürün tasarımı elde edildikten sonra prototip üretimi yapılarak sonlu elemanlar sonuçlarının doğrulanması için gerekli testler yapılır. Örnek bir model güncelleme algoritması Şekil5'te görülmektedir.

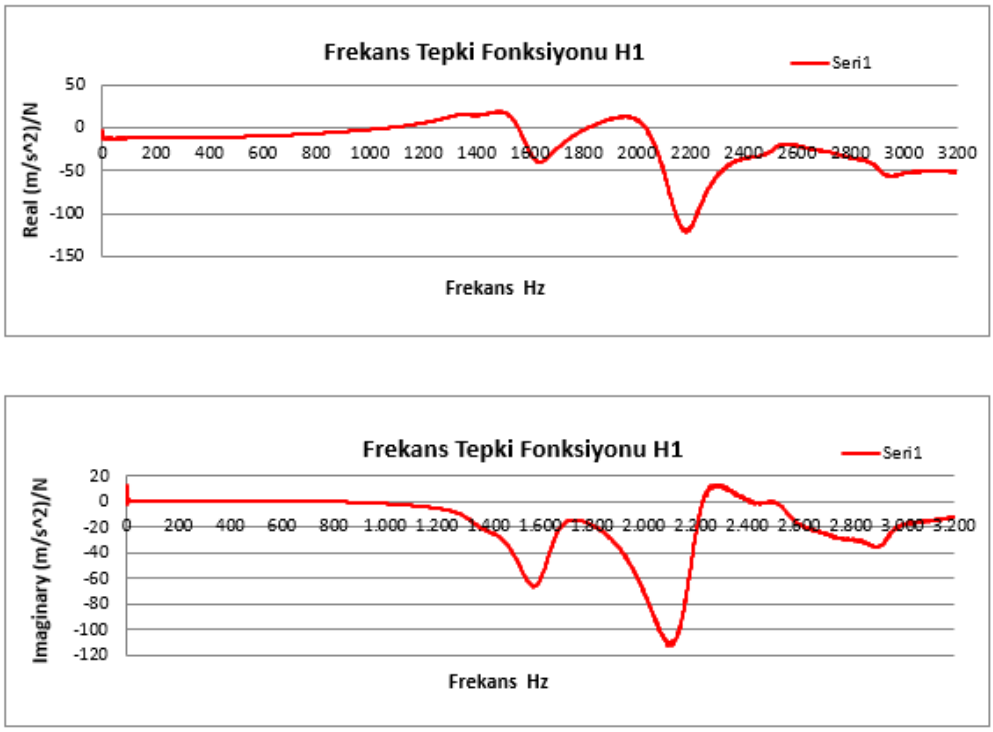


Şekil 5. Model Güncelleme Algoritması (Ateş, 2014).

3.SONUÇLAR

3.1 Braket Deneysel Serbest Mod Titreşim Analizi Sonuçları

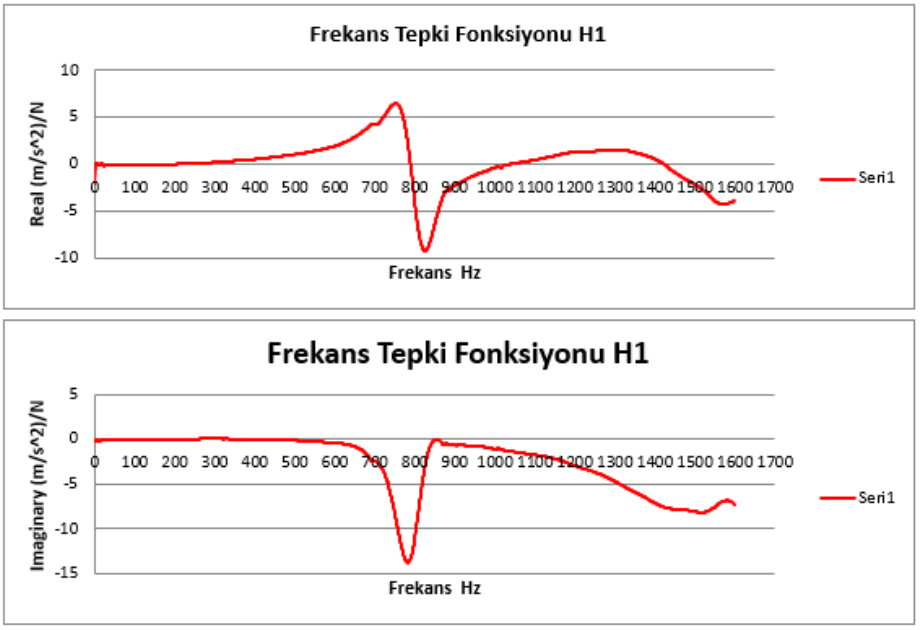
Vites geçişini sağlayan bağlantı bölgesinin X ekseninde alınan 1. Mod doğal frekans grafiği şekil6'da verilmiştir.



Şekil 6. Vites geçiş bağlantı bölgesi X ekseninde alınan 1. Mod doğal frekans grafiği.

3.2 Braket Deneysel Ankastre Mod Sonuçları

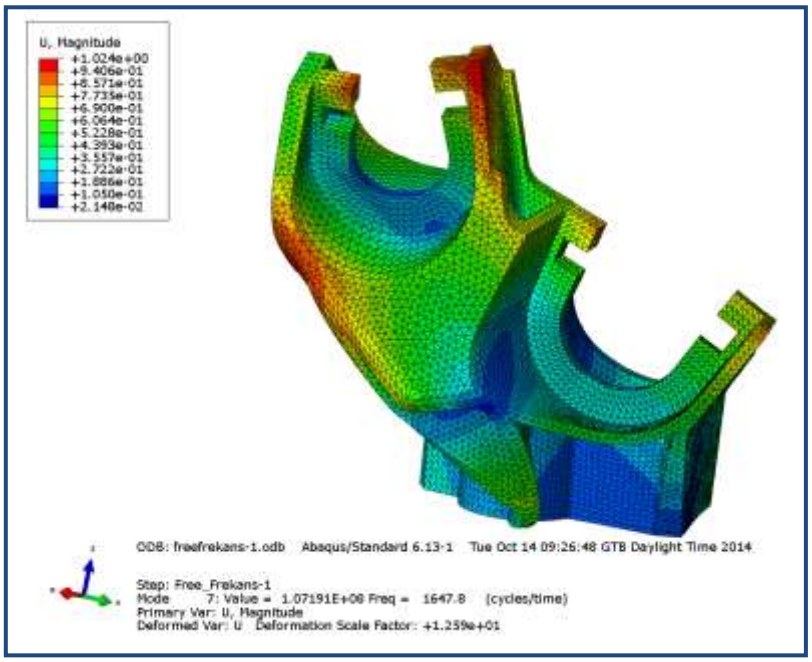
Sistemin frekans tepki fonksiyonları Şekil7'de görülmektedir.



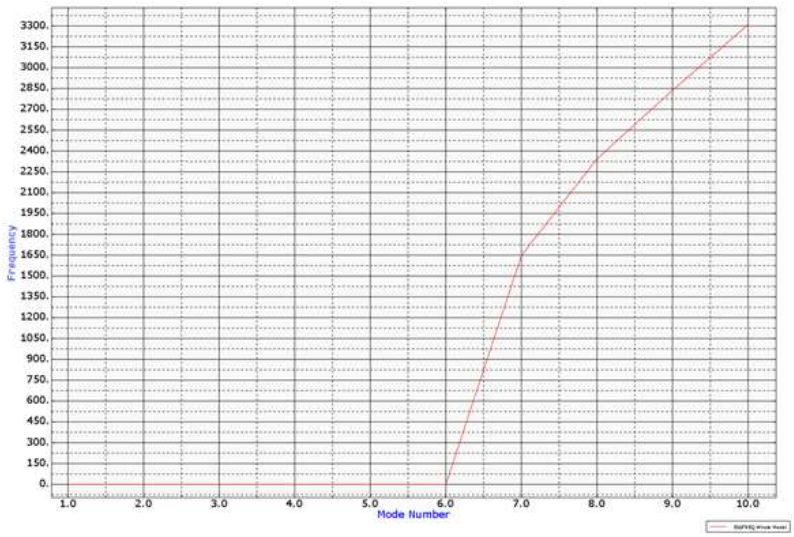
Şekil 7. Sistemin frekans tepki fonksiyonları.

3.3 Braket Teorik (FEM) Serbest ve Ankastre Titreşim Analizi Sonuçları

Serbest titreşim analizi sonuç ekran görüntüsü Şekil8'de, Abaqus programı serbest titreşim analizi sonuç grafiği ekran görüntüsü ise Şekil9'da görülmektedir.

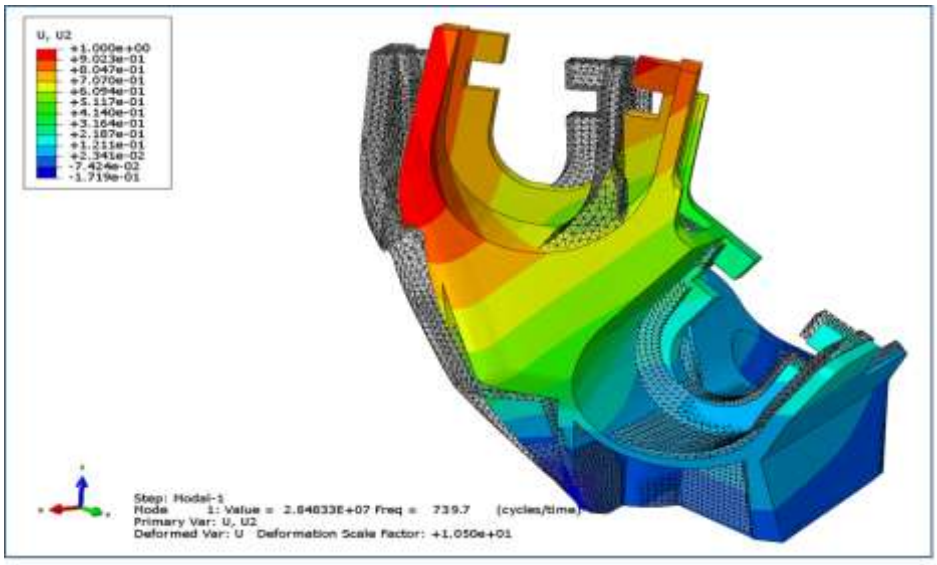


Şekil 8. Serbest titreşim analizi sonuç ekran görüntüsü.

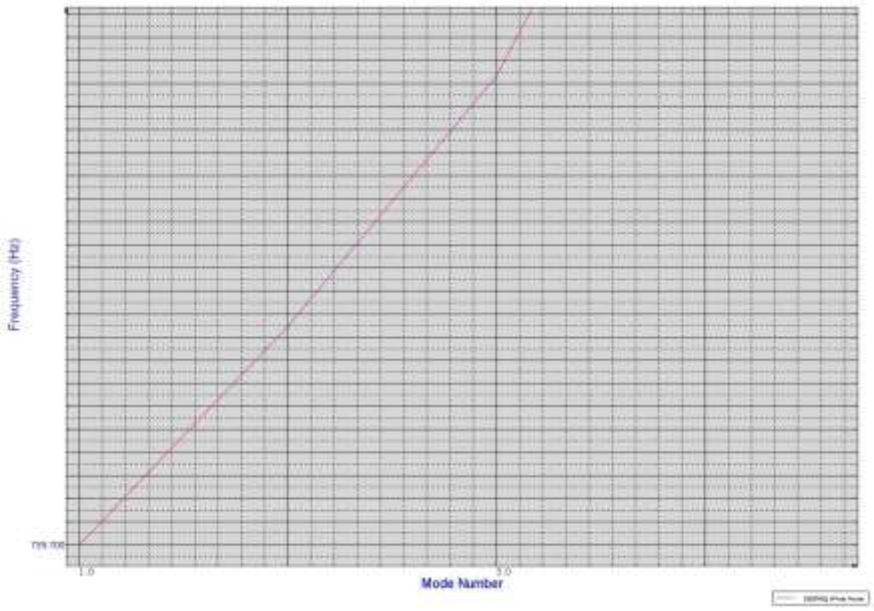


Şekil 9. Abaqus serbest titreşim analizi sonuç grafiği ekran görüntüsü.

Sistemin ankastre titreşim analizi sonuç ekran görüntüsü Şekil10'da görülürken, ankastre mod titreşim analizi sonuç grafiği ekran görüntüsü ise Şekil11'de görülmektedir.



Şekil 10. Sistemin ankastre titreşim analizi sonuç ekran görüntüsü.



Şekil 11. Ankastre mod titreşim analizi sonuç grafiği ekran görüntüsü.

Tablo2 : Deneysel ve Teorik (FEM) yöntemleriyle elde edilen braket serbest ve ankastre mod doğal frekans analizi karşılaştırma tablosu

	DENEYSEL MODAL ANALİZ SONUCU 1. MOD FREKANSI	TEORİK (FEM) MODAL ANALİZ SONUCU 1. MOD FREKANSI	FARK %
SERBEST DURUMDA 1. MOD FREKANSI	1598 Hz	1647 Hz	%3
ANKASTRE DURUMDA 1. MOD FREKANSI	778 Hz	740 Hz	%5

Tablo 2'de görüldüğü gibi braketin serbest durumda 1. mod doğal frekans değerleri deneysel ve teorik yöntemlerle elde edilmiş, sonuçların yaklaşık %97 oranında birbirine yakınsadığı görülmüştür. Ankestre durumda 1. Mod doğal frekans teorik sonuç değeri ise test modeline %95 oranında yakınsamıştır.

4. KAYNAKLAR

[1] Maia, N.M.M., Silva, J.M.M. (1997). Theoretical and Experimental Modal Analysis. John Wiley and Sons, Inc. New York.

[2] Roeck, G.D., Peeters, B., Ren, W.X. (2000). Benchmark, Study on System Identification Through Ambient Vibration Measurements. Proceedings of the 18th International Modal Analysis Conference, San Antonio, USA, 1106-1112.

[3] McConnell, K.G. (1995). Vibration testing, theory and practice, John Wiley & Sons Inc.

[4] Schwarz, B.J., ve Richardson, M.H. (1999). Experimental Modal Analysis,Vibrant Technology, Inc., Jamestown, California.

[5] Ateş H., Yahşi M., Öztürk F. Egzoz sisteminin modal analiz korelasyon ve model güncellemesi OTEKON 2014 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi 26 – 27 Mayıs 2014, Bursa.

[6] Renault Test Procedure 35 - 01 - 067 / - - B External control (c.e.) with manual gearbox Cable(s) characterisation of dynamic stiffness and frequency.

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF THE CORRELATION BETWEEN THE CLOSING FORCE AND THE REMAINING STRESS ON TWIN TUBE SHOCK ABSORBER ENDURANCE

Abdurrahim Arkan[1,2], Orhan Kurtuluş[1]

[1] Maysan Mando A.Ş, Bursa, Turkey
[2] Correponding Author: Abdurrahim Arkan, aarkan@maysanmando.com

ABSTRACT

In this study, remaining stress on the inner tube of the shock absorber, which is a part of the vehicle suspension system, has been measured and the performance effects of the differences in remaining stress on shock absorber were investigated. During production, the damper outer tube is closed on the inner tube together with oil seal and this creates remaining stress on the inner tube. For this measurement, strain gauges were applied on the inner tube and the remaining stress value were collected via data acquisition device during the production and converted into force. The durability effects of difference remaining stresses on the damper were investigated by doing endurance test.

Keywords: strain gauges, shock absorber, remaining stress measurement

1. INTRODUCTION

A shock absorber is a mechanical device to damp shock impulse and convert kinetic energy into thermal energy. Shock absorbers improves handling and comfort by reducing the vibrations from the road. Basically, it has an oil filled cylinder group and a piston that can move in the vertical direction. The piston is connected to the vehicle chassis and the outer tube to the axle.

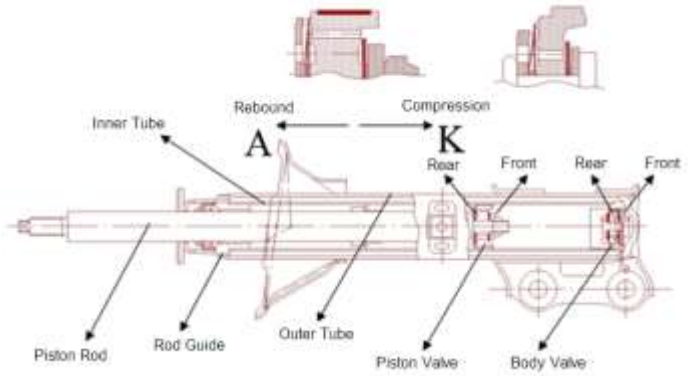


Figure 1. Shock absorber components

There are two valve group in the shock absorber that control the rebound and compression forces. When the car fall into the pothole the piston moves out of the inner tube(direction A) and the oil trapped between the rod guide pass through the piston valve washers. The oil pass through the piston valve from the volume between piston and rod guide to the volume between piston and body valve by the rate of piston valve washers resistance. This resistance creates damping force effect at the rebound direction. Because of the piston moves out of the inner tube additional volume occurs. For filling the additional volume, the oil pass through the body valve from the volume between outer tube and inner tube to the volume between body valve and piston by stretching the body valve washers.
When the car bump into the speed bump the piston moves into the inner tube(direction K) and the oil pass through the piston valve from the volume body valve and piston to the volume rod guide and piston by the rate of piston valve washers resistance. Because of the piston moves into the cylinder additional rod volume occurs. This additional rod volume causes the oil, pass through the body valve from the volume between piston and body valve to the volume, between outer tube and inner tube. In the meantime, damping force effect occurs at the compression direction.
When we examine performance of the shock absorbers, we look at damping force graphs at certain speed.

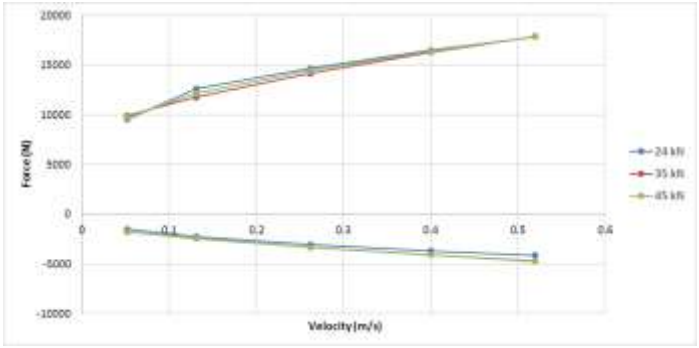


Figure 2. Damping force curves

2.INNER TUBE REMAINING STRESS MEASUREMENT

Before the remaining stress measurement, the inner tube should be placed in a v-block and the position should be adjusted. The location of the strain gauge should be marked by taking position of the knuckle bracket, stab bracket and spring seat into account.

2.1.Strain Gauge Selection

The strain gauge is selected from the manufacturer's catalog according to the properties of the material to be bonded. In this study, TML type FLAB-6-350-11 strain gauge was selected.



Figure 3. Strain gauge

2.2.Preparation Of The Inner Tube Surface To Be Bonded With Strain Gauge

First the area of strain gauge to be bonded with inner tube is cleaned with brake cleaner and sandpaper. A few drops of acidic solution are dropped to the cleaned area. After waiting for a few seconds, it is again wiped with cotton, a few drops from the neutralizing solution and after the surface has been wiped off, the surface is ready to glue the strain gauge.



Figure 4. Preparation of the strain gauge area

2.3.Bonding Strain Gauge to Inner Tube Surface

The strain gauge to be bonded to the prepared measurement surface is held with the aid of a pair of tweezers and placed opposite to a clean surface. The tape is placed to the center of the strain gauge. The upper surface of the tape is removed by gently pulling the bonded surface together with the attached strain gauge. The area under the strain gauge is expected to dry for a few seconds by applying very little from the catalyst. A small amount of adhesive applied to the area where the catalyst is applied, and pressure applied on the area of the strain gage. In this way the first strain gauge was bonded to the inner tube. The bonding of the strain gauge was completed by bonding the other 3 strain gauge with 90 degree angle between them.



Figure 5. Bonding Strain Gauge to Inner Tube Surface

2.4.Preparation of Other Shock Absorber Parts

Shock absorber outer tube is drilled and the strain gauge cables to be taken out. In this way, the strain gauge connection cables can be connected to the data acquisition device through the drilled outer tube. After that the piston rod is placed in to the inner tube without oil, together with the valve assembly.

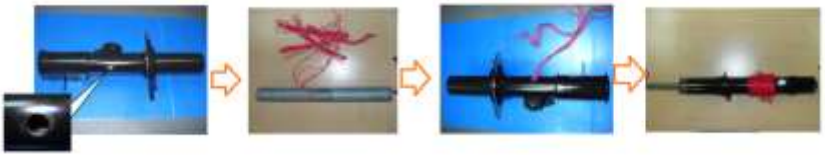


Figure 6. Inserting the inner tube into the outer tube

2.5.Preparation of Data Acquisition Device

The cables coming out of the body pipe are connected to the data acquisition device with quarter bridge connection. Then the gauge factor specified in the strain gauge manufacturer's manual is entered in the corresponding field of the data acquisition device. Thus, the data acquisition device will be able to record the remaining stresses on the inner tube in the unit of micro-strain when the shock absorber is closed.



Figure 7. Preparation of Data Acquisition Device

2.6.Remaining Stress Test and Force Calculations

After all these steps, the shock absorber is ready to close in mass production conditions. In this study, the effect of remaining stresses on the inner tube formed by 3 different closing forces examined. Shock absorbers are closed with 24 kN, second with 35 kN and 45 kN axial closing forces. Remaining stresses on the inner tube were recorded simultaneously. As shown in the figure below, the shock absorber outer tube is closed on the oil seal with 90 degree by doing like this permanent pressure is generated on the inner tube.

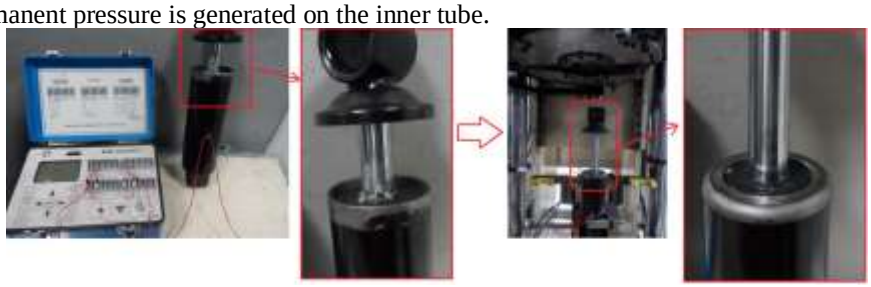


Figure 8. Shock Absorber Outer Tube End Closing

2.7.Stress to Force Calculations

After the closing operation inner tube remaining stress was recorded as a unit of micro strain. These raw data need to be converted into kilogram force unit. Force transformation is done as follows.

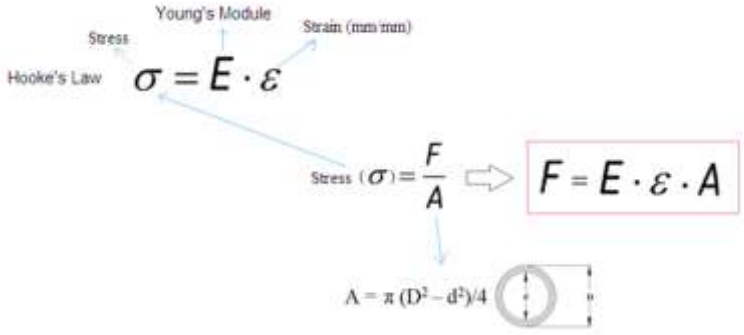


Figure 9. Stress - Force Conversion Calculations

For example, after closing operation inner tube remaining stress is 525 microstrain(με), young's module is 210000 N/mm^2, outer tube diameter is 34 mm and inner tube diameter is 30 mm. According to this information calculations;

$F = E \cdot \varepsilon \cdot A$

$A = 3.14(342 - 302)/4 = 200.96$ mm^2

F= 210000 . 0.000525 . 200.96 =22156 Newton= 2261 kgf

2.8.Remaining Stress Results According to Different Closing Forces

According to three different axial closing forces, the inner tube permanent stresses were recorded with data acquisition device. Results of the inner tube remaining stress test with axial closing force of 24 kN are as follows;



Figure 10. 24 kN axial closing operation inner tube stress graph

Results of the remaining stress test with axial closing force of 35 kN are as follows;

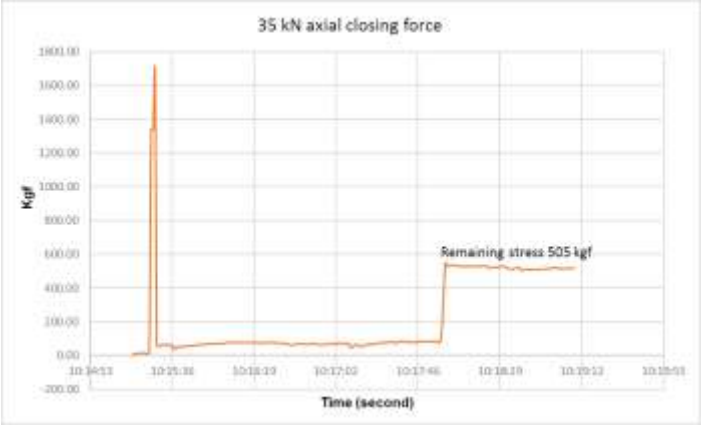


Figure 11. 35 kN axial closing operation inner tube stress graph

Results of the remaining stress test with axial closing force of 45 kN are as follows;



Figure 12. 45 kN axial closing operation inner tube stress graph

Measurements taken with three different closing forces the highest inner tube remaining stress is 1200 kgf with 45kN closing force and lowest remaining stress is 308 kgf with 24 kN closing force.



Figure 13. Axial closing force – Remaining stress graph

3.SHOCK ABSORBERS ENDURANCE TESTS

Shock absorber resistance under overloading condition test were performed to examine the effect of different remaining stress on the shock absorbers durability.
By doing resistance under overloading condition test we can see the oil leakage endurance with the different remaining stress samples.
If the closing force is not enough after the endurance test we will see as a result of oil leakage at rod guide area. With the proper closing force

3.1. Resistance Under Overloading Condition Test

With the overloading test, the oil leakage endurance of the shock absorber is tested. During the test we run the shock absorbers in the servo hydraulic test machine with road signals. (fig. 14).

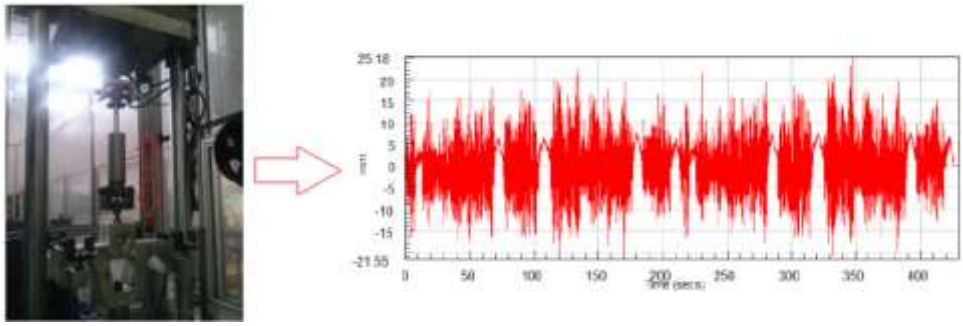


Figure 14. Endurance test

After the test oil leakage status with the 24kN, 35kN and 45kN axial closing force results as follows;

3.1.1. 24 kN Axial Closing Force Sample



Figure 15. After test 24 kN Axial Closing Force Sample

During the first cycle of the endurance test oil leakage observed at the rod guide area.

3.1.2. 35 kN Axial Closing Force Sample



Figure 16. After test 35 kN Axial Closing Force Sample

During the 4th cycle of the endurance test oil leakage observed at the rod guide area.

3.1.3. 45 kN Axial Closing Force Sample



Figure 17. After test 45 kN Axial Closing Force Sample

This test sample completed the endurance test successfully without any oil leakage.

4. CONCLUSİONS

In this study, remaining stress on the inner tube, has been measured and the durability effects of the differences in remaining stress on shock absorber were investigated.
As a result;

I. As the axial closing force increased, It has been observed that the remaining stress of the inner tube increased logarithmically.

II. According to the results of the endurance tests, it is seen that it is not applicable to do 24kN and 35kN closing operation due to oil leakage.

REFERENCES

[1]. Dixon, J.J., (2001), "The Shock Absorber Handbook, Society of Automobile Engineers", UK.

[2]. Branislav Titurus et. al., "A method for the identification of hydraulic damper characteristics from steady velocity inputs" A Journal of "Mechanical Systems and Signal Processing"2010

[3]. D.N. Johnston, K.A. Edge, N.D. Vaughan. Experimental investigation of flow and force characteristics of hydraulic poppet and disc valves. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 205(3): 161–171, 1991.

[4]. S.L. Ceccio, C.E. Brennen. Observations of the dynamics and acoustics of travelling bubble cavitation. Journal of Fluid Mechanics, 233: 633–660, 1991.

[5]. Piotr Czop, Jacek Gniłka,2016 "Reducing aeration and cavitation effect in shock absorbers using fluid-structure interaction simulation", Computer Assisted Methods in Engineering and Science, 23: 171–189, 2016

[6]. Sandip K. K., Milind S. M., 2014 “Experimental investigation of damping force of twin tube shock absorber” Int. Journal of Engineering Research and Applications Vol. 4, Issue 9, p.59-64

[7]. Vedat Temiz – “Makina Elemanlarının Mukavemeti”

[8]. P. Czop, D. Slawik, P. Sliwa. Static validation of a model of a disc valve system used in shock absorbers.International Journal of Vehicle Design, 53(4): 317–342, 2010.

[9]. Adrian Simms and David Crolla, “The Influence of Damper Properties on Vehicle Dynamic Behavior” SAE Technical Paper Series, 2002-01-0319.

STUDY ON LEAD SCREW DESIGN PARAMETERS FOR INFINITE CHECK ARM OF VEHICLE DOOR

Caner Tümer, Selman Cogay

[1,2] Rollmech Automotive, R&D Department, Bursa, Turkey
[1] Corresponding Author: Caner Tümer, caner.tumer@rollmech.com

ABSTRACT

Check arm is one of the assembly parts of vehicle side doors. Door is attached to body via hinges and check arm. Beside cost and weight optimization, function of check arm plays an important role on ergonomically egress and ingress of the driver and passengers. Holding door on some specified angles with ball-detent mechanism is the known part of the technic. These specified angles restrain users under daily challenges like shopping mall parking lot where cars have been parked closely. There are patented solutions like rack and pinion, hydraulic, pneumatic, electronic and even magneto rheologic to make the door stop wherever intended. All these systems have advantages and disadvantages on their owns. Our study aimed to build infinite step door check with using linear movement of lead screw. Design parameters of lead screws have an impact on hold capability and opening/closing effort of vehicle doors. This paper is about a study of a check arm module, which is summary of performed design parameters study of a lead screw and a mathematical model approach to door check systems and applied forces on it.

Keywords: Vehicle door, check arm, check strap, check link, door check, lead screw, lead, helix angle, friction angle

1. INTRODUCTION

Side doors are the sub-system for vehicle body and they have another sub-system, door hinges and door checks. A door check arm is sub-component of side doors hinge system that contains upper and lower hinges. Check arm is a connection between body and side door. Primary function of door check is controlling door movement. Providing entry and exit for the passengers in cooperation with hinges also make check arms important for entire system. Developing technology on mobility causes an increase in customer expectations from vehicles which are part of their daily life. Customers expect comfort, ergonomy and luxury at the same time with affordable prices. Additionally, automotive manufacturers deals with increasing costs and weight reduction trend. Fulfilling customer expectations and following these trends are the main reasons behind this study.

Conventional check arm systems consist of a check strap which is attached with a bolt to vehicle body and a follower which is attached to side door with bolts. Body strap has detents on it with specified range that restrain door movement on significant angles and followers have ball or cylindrical roller matching with these detents and compression element like rubber, PUR or spring.

Infinite step check arm systems which are providing more comfortable usage compared to conventional check arm systems are still must meet strict OEM requirements. Essential function is maintain structural integrity of the vehicle. Supporting door opening/closing operation and prevent door from opening wider than hinge hard stop level. Addition to these, opening/closing effort of user also important for ergonomics and customer satisfaction. Generally conventional check arms have ball-detent mechanism which keeps door at significant angles. Incline of this detents are calculated for easier closing but on the other side harder opening effort for ergonomics. OEMs' request for door opening effort from handle is 40±15N and 60±20N for closing. However these checks must hold the door stable on a slope with 8,53° incline angle.

2. MATERIAL AND METHOD

According to this study, check strap of conventional check arm system is modified to a lead screw element to maintain linear movement. Follower with compression element applies specified amount of force to the lead screw to hold the door where user has intended without preset angles. Output of this study is developing an infinite step check arm for vehicle doors with suitable operation efforts. Design, parameter analysis and verification phases are stated below headlines in details.

Door of a commercial vehicle was used as sample for dimension assumption and to determine forces on door and check arm. Free body diagram of the check arm system has been shown in Figure 1 (Strolz, 2009).

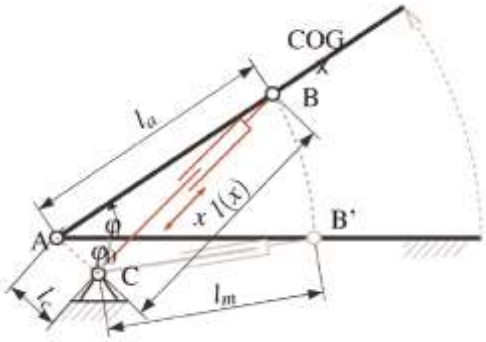


Figure 1. Free Body Diagram of Vehicle Side Door System

2.1. Material

Material type of lead screw overmould and pressure elements on follower selected as PA12. 3D rapid prototyping was used in production of plastic lead screw. Material type also has significant effect on friction angle (Equation 4).

2.2. Method

Lead screw concept for force transfer between body and door was selected for infinite check arm system. Four parameters generally effect infinite check arm door holding capability: helix angle, pitch, material type and spring force. This study mainly focused on effect of different helix angles. Helix angle is depends on lead diameter and pitch.

Square type thread has been selected for its loading capability and efficiency compared to other thread types. The advantages of square threads over trapezoidal threads are as follows: the efficiency of square threads is more than that of trapezoidal threads and there is no radial pressure on the nut. Since there is no side thrust, the motion of the nut is uniform. The life of the nut is also increased. Due to machining difficulty of square threaded lead screws, plastic overmould with metal core lead screw has been chosen.

With the help of data that obtained from the cosine theorem, change in the length of the check arm with door opening/closing can be determined depending on the door opening angle.

$$(l_m+x)^2=l_a^2+l_c^2-2.l_a.l_c.\cos(\varphi+\varphi_0) \quad (1)$$

$$\varphi=\cos^{-1}\left(\frac{l_a^2+l_c^2+(l_m+x)^2}{2.l_a.l_c}\right)-\varphi_0 \quad (2)$$

$$x=\sqrt{l_a^2+l_c^2-2.l_a.l_c.\cos(\varphi+\varphi_0)}-l_m \quad (3)$$

l_a=Distance between axis of hinge and axis of followers' center

l_m=Length of check arm while door is closed

l_c=Distance between axis of hinge and axis of check arm body fix

x=Extension on length of check arm

φ=Door opening angle

Equation 3 shows that if we know assembly dimensions of check arm on vehicle, we get path length of followers of check arm during door operation. We must restrain door movement between this length. Vehicle hinges have a 70° maximum opening angle.

In our assumption, vehicle have these dimensions:

l_a= 128,3mm

l_m = 47,64mm

l_c = 81,59mm

φ_0=11,12°

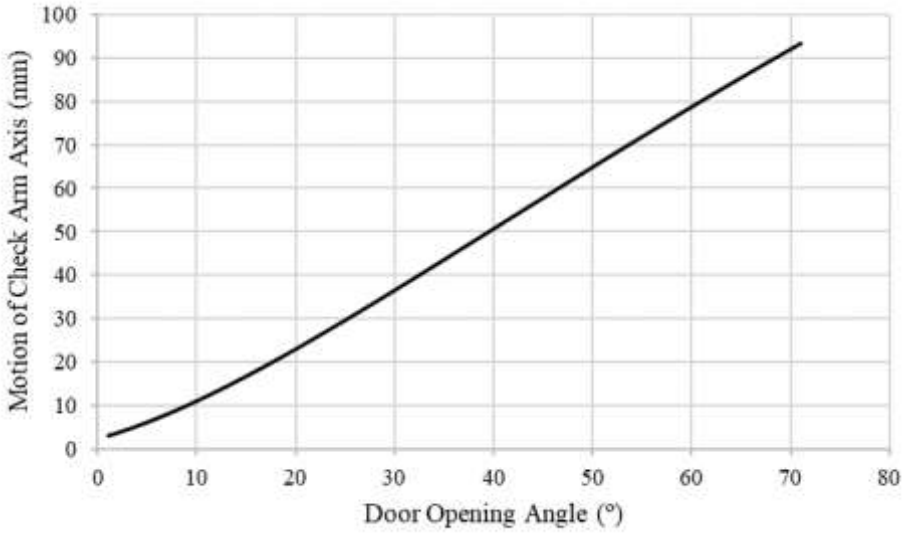


Figure 2. Motion of Check Arm Due to Door Opening Angle

Overmoulding part of lead screw was selected as PA12 plastic and friction coefficient (μ) of this material is 0,20 without lubrication which results about 11,3° friction angle from the Equation 4 below.

$$\text{Friction angle} = \arctan(\mu) \tag{4}$$

Friction angle = arctan(0.20)

Friction angle = 11,3°

Self-locking situation of lead screw must be prevented with selection of helix angle bigger than friction angle. Friction angle is not a real value but for simplifying equations. We selected lead diameter as 10mm, major thread diameter 12mm, thread minor diameter 8mm. Determining helix angle with this equation:

$$\text{Helix angle} = \arctan\left(\frac{\text{Pitch}}{\text{Lead Diameter} \times \pi}\right) \tag{5}$$

With this equation, we must select helix angle bigger than friction angle:

$$\text{Friction angle} < \text{Helix angle} = \arctan\left(\frac{\text{Pitch}}{\text{Lead Diameter} \times \pi}\right) \tag{6}$$

On the other side, efficiency of lead screw correlated with helix angle and friction coefficient.

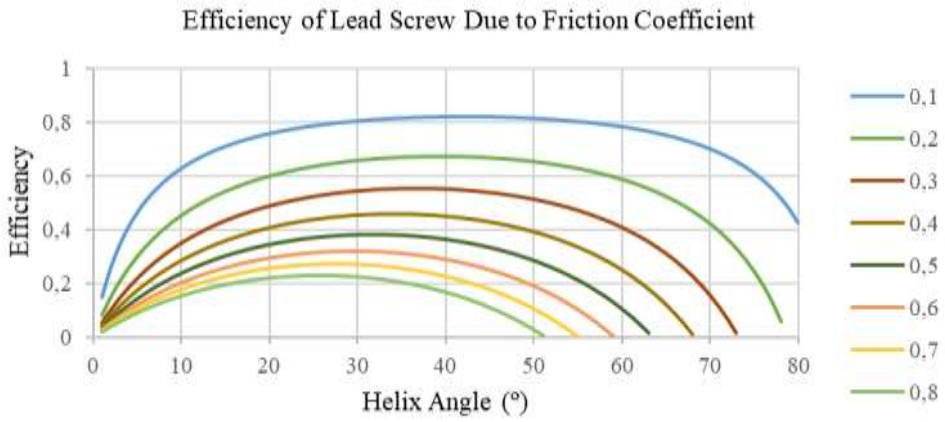


Figure 3. Efficiency of Lead Screw Due to Friction Coefficiency

Following conclusions can be derived from the observation of these graphs,

1. The efficiency of square threaded screw increase rapidly up to helix angle of 20°.
2. The efficiency is maximum when the helix angle between 40 to 45°.
3. The efficiency decreases after the maximum value is reached.
4. The efficiency decreases rapidly when the helix angle exceeds 60°
5. The efficiency decreases as the coefficient of friction increases.

There are two ways to increase the efficiency of square threaded screws: reduce the coefficient of friction between the screw and the nut by proper lubrication, increase the helix angle up to 40 to 45° by using multiple start threads.

Therefore, for a self-locking screw the following conclusions can be made:

1. Self-locking of screw is obvious when the coefficient of friction (μ) is high. The coefficient of friction between the surfaces of the lead screw and the followers must be reduced by lubrication.
2. Self-locking does not occur when the helix angle is large. The lead increases with number of starts. For double-start thread, lead is twice of the pitch and for triple threaded screw, three times of pitch.

According to this figure, we must select helix angle bigger than friction angle but below 45º where efficiency is the biggest.

$$\text{Friction angle} < \text{Helix angle} = \arctan\left(\frac{\text{Lead}}{\text{Lead Diameter} \times \pi}\right) < 45^{\circ} \quad (7)$$

$$11{,}3^{\circ} < \arctan\left(\frac{\text{Lead}}{10\text{mm} \times \pi}\right) < 45^{\circ} \quad (8)$$

$$\tan 11{,}3^{\circ} \times 10\text{mm} \times \pi < \text{Lead} < \tan 45^{\circ} \times 10\text{mm} \times \pi \quad (9)$$

$$6{,}27\text{mm} < \text{Lead} < 31{,}41\text{mm} \quad (10)$$

Lead must be selected between this range (Equation 10) to obtain non-self locking and efficient lead screw design. In this situation we can compare 10, 20 and 30mm lead. Investigated leads of screw equals 17,65º, 32,48º and 43,67º helix angles in order.

Force application on lead screw of check arm due to vehicle door opening/closing can be seen on Figure 4. These forces occur with effort applied by passenger to vehicle door handle. Followers act like a nut for holding the load transfer from door. With the help of non-self locking lead screw, followers force the screw to turn in its axis. If we compare this system to screw jack mechanism, it seems like lowering the load than raising.

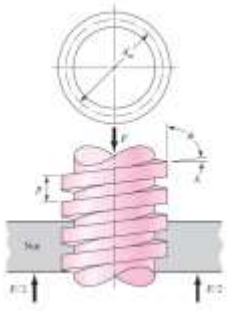


Figure 4. Free Body Diagram of a Screw Jack

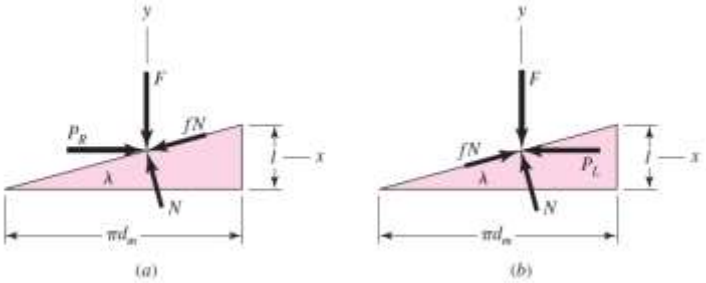


Figure 5. Free Body Diagram of a Screw Thread (a) for Rising Screw (b) for Lowering Screw

$$\sum F_x = P_R - N\sin\lambda - fN\cos\lambda = 0 \tag{11}$$

$$\sum F_Y = -F - fN\sin\lambda + N\cos\lambda = 0 \tag{12}$$

$$\sum F_x = -P_L - N\sin\lambda + fN\cos\lambda = 0 \tag{13}$$

$$\sum F_Y = -F + fN\sin\lambda + N\cos\lambda = 0 \tag{14}$$

$$P_R = \frac{F(\sin\lambda + f\cos\lambda)}{\cos\lambda - f\sin\lambda} \tag{15}$$

$$P_L = \frac{F(f\cos\lambda - \sin\lambda)}{\cos\lambda + f\sin\lambda} \tag{16}$$

$$P_R = \frac{F[(l/\pi d_m) + f]}{1 - (fl/\pi d_m)} \tag{17}$$

$$P_L = \frac{F[f - (l/\pi d_m)]}{1 + (fl/\pi d_m)} \tag{18}$$

Calculation of lowering force is starts with door opening and closing effort from door handle. Customer requirements obligate us opening effort from handle is 40±15N and 60±20N for closing. Average 50 N effort must be applicated to meet customer requirements for ergonomics. According to figure below force transmission from door handle to door check arm arise bigger due to shorten moment arm. Length from door handle to hinge axis is 987mm for this commercial vehicle front door. To find the force effected on followers to slide on lead screw is:

$$50N \times 987mm = F_{check} \times 113mm \tag{18}$$

$$F_{check} = 436N \tag{19}$$

This force is vertically applied to door according to hinge axis. Our aim is calculate real force on lead screw applied for sliding on screw. Due to narrow angle between check arm axis and door axis Nearly 435,18N friction force must be applied on check strap to hold the door. Friction force must be divided to half because of upper and lower pressure elements share the load. So 217,9N friction force must be gained with compression of one spring.

Table 1. Lead vs. Helix Angle Table

Lead	Helix Angle
10 mm	17,65º
20 mm	32,48º
30 mm	43,67º

Calculation of spring force is related with movement force of check arm. Holding vehicle door stable is adjustable with spring force due to spring compression with spring which has specified spring rate. Followers consist of two pressure element upper and lower. Pressure elements translates the force to the lead screw that is accumulated on springs. According to material type of lead screw and pressure elements, different friction coefficients are affected to the system.

Therefore, we choose 3D printed PA12 material with a 0,2 friction coefficient, for lead screw overmould and pressure elements.

Due to the fact that, we must compress our springs to get 1089,5N force on pressure elements. Using a die springs with 450N/mm spring rate, we need 2,42mm compressed springs.

3. RESULTS AND DISCUSSION

Effect of helix angle to the lead screw has been examined in this study. Hold capability of infinite check arm has been investigated. Results obtained from equations were graphed to determine optimum value for helix angle. Equations show that magnitude of friction angle in direct proportion to magnitude of friction coefficient between lead screw and pressure elements.

Theoretically, efficiency increases with helix angle till 45º. After 45º it tends to decrease. Due to friction angle value lead screw act like self-locking under friction angles. Self-locking area is not suitable for infinite check arm concept. Followers must move on the lead screw during door opening and closing. On the contrary, if helix angle is greater than optimum value spring force must be increased to hold the door stable. Concept design must be derived from this solution.

4. CONCLUSIONS

In this study, infinite check arm concept has been explained. Method and practice above as explained in more detail in the fields, the design parameters of lead screw are the main elements of the concept and depending on the design, material selection has great importance. In future projects door opening by means of linear actuator which implemented on this lead screw has been planned.

ACKNOWLEDGEMENTS

This study conducted as a R&D project in Rollmech Automotive.

REFERENCES

[1] Strolz, M., Mörtl, A., Graf, M., Buss, M. (2009) “Development, control, and evaluation of an actuated car door”, IEEE Transactions on Haptics 2(3):170-180

[2] Budynas, R.G., Nisbett, J.G., Shigley’s Mechanical Engineering Design Ninth Edition, (2011), 1109 pages.

[3] J. Maas and S. Kern, (2007), “Mechatronic Vehicle Door Assistant,” Proc.IEEE/Am. Soc. Mechanical Engineers (ASME) Int’l Conf. Advanced Intelligent Mechatronics, pp. 1-5

[4] Claudiu Valentin Suciu, Hozumi Goto, Hisanori Abiru, (2009) “Modeling and Simulation of a Screw-Worm Gear Mathematical Transmission to Achieve its Optimal Design Under Imposed Constraints”, ICPPW, pp. 160-165, 2009 International Conference on Parallel Processing workshops

[5] Rahul H. Aghav, R.S. Tajane, (2013) “Integrated Check Strap for Car Door”, International Journal of Scientific & Engineering Research, Volume 4, Issue 11, November-2013

[6] Raviraj Nayak and Kee Im (2003), “Optimisation of Side Swing Door Closing Effort”, SAE 2003- 01 – 0871

[7] Navalkumar Kavthekar,Avinash Badadhe, (2015), “Numerical Analysis of Door Closing Velocity for a Passenger Car”, International Journal on Cybernetics & Informatics (IJCI) Vol. 4, No. 2, April 2015

UNCERTAINTY EVALUATION OF LASER TRACKER SYSTEM AND COORDINATE MEASURING MACHINE FOR LIGHT COMMERCIAL VEHICLE BIW MEASUREMENT

Emre Bolova[1], Armağan Altınışık[2]

[1, 2] TOFAŞ / Türk Otomobil Fabrikası A. Ş¸ R&D Directorate, Materials Engineering Administration, Bursa, Turkey
[1] Corresponding Author: Emre Bolova, emre.bolova@tofas.com.tr

ABSTRACT

Product and process quality assurance are challenging task due to increasingly narrowing product specifications. Coordinate measurement is one of the key technologies used in the area of dimensional control to inspect and improve the accuracy of produced components and reduce the variation in automotive body assembly processes. Dimensional inspection tasks are often carried out on conventional coordinate measuring machines (CMMs). However, there are strong concerns about CMMs usage due to low measurement capacity, speed, flexibility, and limited accessibility to the underbody and inside the body measurement points. Besides, the agility requirement in diagnostic measurements in case of blocking quality problems is a critical task to be handled. In order to overcome these challenges, automotive companies are trying to adapt laser scanning technologies. However, according to the limited comparison study in the literature, they are less accurate than the measurement with contact probe. In this study, the assessment of body geometry measurement capability was performed for off-line leica laser scanning system through uncertainty and compared with CMM. The obtained results demonstrated that the uncertainty of laser scanning technology is very satisfactory for body geometry measurements. Besides, the measurement capacity due to increased speed, and the accessibility due to non-contact measurements are seriously improved compared to CMM.

Keywords: CMM, laser scanning, body geometry, measurement, uncertainty

1. INTRODUCTION

There is an increasing requirement for industrial measurement systems in automotive industry. For a competitive quality level in today's global market, correct, comparable and reliable measurements are considered as the key factor for achieving desired quality. Requirements for measurement accuracy and capacity for dimensional metrology are increasing day by day to meet the challenge of flexibility in automotive manufacturing (Aguilar et al., 2006; Ceglarek and Brahmst, 1998; Griffa, 2008; Govindan, 2015; Kiraci et al., 2017; Kubatova et al., 2017; Lemes et al., 2013; Lindqvist et al., 2016; Turley et al., 2014; Wang et al., 2013; Zhao et al., 2011).

The coordinate measurement machines (CMMs) were introduced in automotive industry around 50 years ago and now widely used for product verification, process control and in the diagnosis of various manufacturing processes based on dimensional measurements (Cuypers et al., 2009; Estler et al., 2002; Griffa, 2008; Puttock, 1978; Schwenke et al., 2001; Wang et al., 2013). Coordinate measuring machines have been widely used in OEMs body in white (BIW) production and supplier part approval processes. BIW dimensional capability (i.e. C_p and C_{pk}) is considered as one of the most important key process indicator during the new model development processes in automotive world, however, thousands of complex dimensional characteristics based on drawings cannot be evaluated without a CMM machine (Kubatova et al., 2017). Figure 1 shows an example of BIW off-line CMM measurement in Tofas. The major challenges in CMM measurement process are:

CMM capacity: In order to fulfill the customer demands, OEMs should have very flexible manufacturing processes resulting a lot of body types and versions. There are 60 major commercial body types in Tofas production processes (46 for Doblo models and 14 for MCV models). In routine daily measurements, there are 8 different body versions selected to cover all production (5 for Doblo and 3 for MCV). FCA internal norm 9.01102/08 defines the required number of the body measurement according to process capability levels (C_p, C_{pk}), but in case of the capacity problems due to CMM saturation, 1 body measurement in a shift is tolerated. In this case, the measurement control plan covers ~ 45 % of the actual production and this ratio is considered as a low percentage by the authors. The number of the control points vary from one body type to another from 1300 to 2000 with 110' to 150' CMM measurement cycle time. Recently OEMs are trying to adapt laser scanning technology to increase their measurement capacity.



Figure 1: Off-line CMM Vento measurement in Tofas

CMM accessibility: The second critical issue is the accessibility of CMM arms to the measurement points. The CMM accessibility level is around ~ 60 % for Tofas LCV models. Underbody and interior zones are the most critical areas for accessibility. However, the accessibility level could be improved up to 90-95 % level with laser scanning technology.

Diagnostic measurement speed: The agility requirement in diagnostic measurements for blocking quality problems is another critical issue. Considering the actual production speed as ~ 1500 vehicle/day, the problems should be managed as fast as possible considering their criticality. CMM reports indicate the result of measured points only, however, the specialists need a complete color mapping of measured surfaces to be able to evaluate the problem. Consequently, the specialist needs a new body measurement with off-line portable laser scanning. The total time requirement may reach 37 hours or sometimes more to close the issue.

Recently, non-contact measurement with laser scanning technology have been studied in order to improve the efficiency of measurement process in terms of speed, capacity, and accessibility. As stated by Mahmud et al. (2011) and Wang et al. (2013), non-contact measurement techniques allow high resolution and rapid speed in the digitizing and measuring the surfaces, but they are less accurate than the measurement with contact probe. The purpose of the study is to evaluate the measurement system capability of 3D laser scanning system and compare it with CMM Vento in BIW geometry management. The uncertainty calculations for CMM were performed based on two different approaches in the literature (Weckenmann et al., 2001; Cheng et al., 2018). However, the measurement uncertainty calculations for laser scanning system were proposed by the authors based on Mahmud et al. (2011) and Cheng et al. (2018).

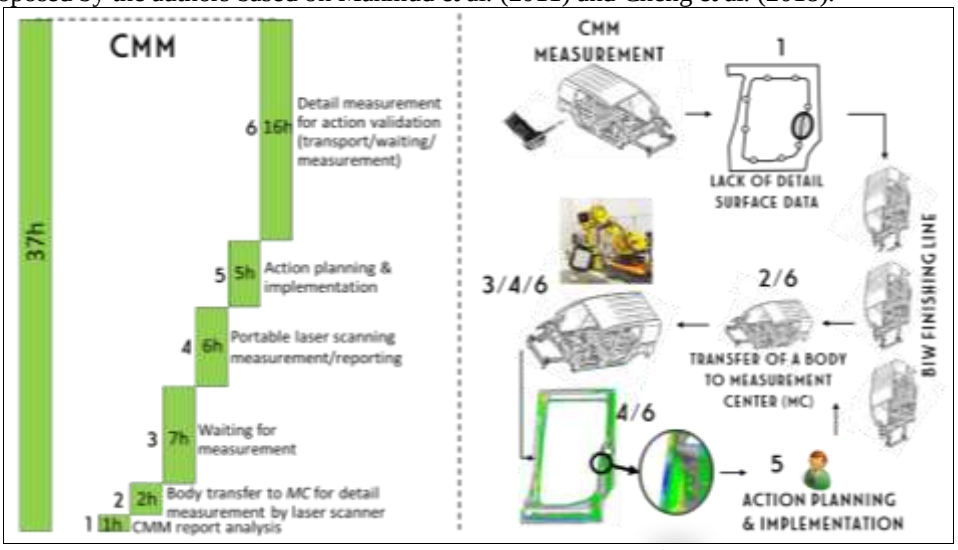


Figure 2. CMM measurement diagnostic flow

The purpose of the study is to evaluate the measurement system capability of 3D laser scanning system and compare it with CMM Vento in BIW geometry management. The uncertainty calculations for CMM were performed based on two different approaches in the literature (Weckenmann et al., 2001; Cheng et al., 2018). However, the measurement

uncertainty calculations for laser scanning system were proposed by the authors based on Mahmud et al. (2011) and Cheng et al. (2018).

1.1. Theory of Uncertainty

1.1.1 CMM measurement uncertainty

The uncertainty zone is an interval around the specification limit that contains the unknown true value with a specified statistical certainty. In case a value is measured that is less than the magnitude of uncertainty from the specification limits, this means that no real information obtained about whether the true value is inside or outside the specification limits. It is only possible to make reliable statement for assessment of a characteristic if the indicated value is in the conformance zone. Uncertainty of measurement is an important part of the measurement process. Especially in automotive and aviation industry, coordinate measuring technique is the key inspection method, in which the evaluation of uncertainty is quite challenging task. The measurement uncertainties of each characteristics measured on the same CMM are different. Although there are many factors for the measurement uncertainties, geometrical errors, probing head errors, and the temperature variations are considered as the most important sources of errors for the CMM measurement (Jakubiec and Plowucha, 2013). Fang et al. (2005) observed the influence of measurement uncertainty from CMM calibration and temperature in the working environment. Weckenmann et al. (1998) studied the measuring strategy in relation to "operator influence" and showed how measurement strategy affects the uncertainty of CMM results. In CMM measurements, the main contributors of the uncertainty are shown in Figure 3.

MEASUREMENT DEVICE	OPERATOR	WORKPIECE	METHOD	ENVIRONMENT
Bias	Organization	Surface Roughness	Traceability	Air ventilation
Linearity	Training	Material	Probing Method	Temperature
Repeatability	Experience	Shape	Evaluation Criteria	Humidity
Reproducibility	Attitude	Manufacture	Number of distributions of sampled points	Pressure
Resolution	Planning	Lineament	Geometric Compatibility	Vibration
Sensitivity				

Figure 3. Factors for the measurement uncertainty

There are various approaches for uncertainty calculation. However, two of them will be used in this study to evaluate the CMM uncertainty calculations. The practical development of the uncertainty definition is given in the Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement (GUM guide). It defines the standard uncertainty (u) as the uncertainty expressed in standard deviation of the measurement result and expanded uncertainty (U) covers a range around the measurement result which covers a large part of the value distribution that reasonably can be attributed to the measured quantity (resulting from the assumed confidence level).

$$U = k.u \tag{1}$$

U is the expanded uncertainty, *k* is the coverage factor that depends on the assumed confidence level p, *u* is the standard uncertainty. Assessment of the measurement capacity can be defined as the sum of knowledge of the error sources in the measurement process, which is an important requirement for the assessment of the task of uncertainty determination (Sladek, 2016; Standard EN 13005; Weckenmann et al., 2001). When the measurement result is obtained from values of other quantities, then the standard uncertainty is called combined standard uncertainty (Weckenmann et al., 2001). The combined measurement uncertainty or standard deviation of the combined errors (random and systematic), that is called as u_c can be defined with the below formula:

$$u_c = \sqrt{u_M^2 + u_B^2 + u_{Ro}^2 + u_L^2 + u_{TC}^2 + u_0^2} \tag{2}$$

u_M is uncertainty contribution of measurement equipment (CMM) and declared by the manufacturer, u_B is the random uncertainty contributions of sheet metal elastic deformation due to probing force, u_R is the uncertainty contribution due to the interaction of probe tip with body surface roughness. u_L is the standard uncertainty for length expansion due to temperature variations, u_{TC} is the standard uncertainty for temperature compensation, u_O is the standard uncertainty for the operator. The measurement uncertainty contribution of CMM (u_M) is defined by the measurement of specified

surface points on the car-body part that is the length measurement deviation as was described in ISO 10360-2 (Weckenmann et al., 2001). For CMM with 3-axis measurement the deviation is defined as:

$$E_3 \leq A + L/K \tag{3}$$

Where *A* is the variance from repeated sampling the same surface point, *K* is the length-dependent component, *L* is the length measured in millimeter. As stated by Charki and Pavese (2019), a rectangular distribution is often used to estimate the uncertainty of a quantity value with only a tolerance range and no distribution law, assuming that all the values are equally probable within the permissible error for length measurement, then the probability of occurrence is considered constant and the standard uncertainty for measuring device is then estimated with the below formula (JCGM 100:2008 p.13):

$$u_M = E_3/\sqrt{3} \tag{4}$$

The possible elastic deformation of a car body sheet metal is one of the factors for the measurement uncertainty and denoted by u_B. The probing force (F_p) is defined by the manufacturer. Assuming the sheet metal thickness of around 1mm, then the deformation of the body sheet metal can be estimated by several tests (d_p). Considering the randomized contribution, the uncertainty can be calculated as:

$$u_B = d_p/(\sqrt{12}) \tag{5}$$

Another uncertainty contribution occurs due to the interaction of probe tip with sheet metal roughness. The maximum R_z value is measured on a sample sheet metal surface by high precision measurement device. In BIW measurements, generally probe tip of min. 1,5 mm is used and it penetrates maximum 50% of the measured R_z value. Assuming the triangular distribution, the uncertainty contribution of u_{Ro} can be estimated by a below formula:

$$u_{Ro} = 0.5R_z/\sqrt{6} \tag{6}$$

Both u_B and u_R have low contributions to the CMM measurement uncertainty and they are generally neglected in the calculations. Considering rectangular distribution (JGCM 100:2008, p.13), the uncertainty of temperature compensation for a CMM is defined with the below formula:

$$u_{TC} = \frac{1}{\sqrt{3}} L_0 \sqrt{(U_{T,S}\alpha_S)^2 + (U_{T,W}\alpha_W)^2 + ((T_S - 20^0 C)U_{\alpha,S})^2 + ((T_W - 20^0 C)U_{\alpha,W})^2} \tag{7}$$

L_0 is the initial length of a measured body, T_S and T_W are the measured temperatures on scale and workpiece. $U_{T,S}$ and $U_{T,W}$ are the uncertainties of the temperature measurement on scale and workpiece, respectively. α_S and α_W are the length expansion coefficient of the scale and workpiece. $U_{\alpha,S}$ and $U_{\alpha,W}$ are the uncertainty of the length expansion coefficient of scale and workpiece. In case the CMM makes the temperature corrections for both scale and workpiece, then the standard uncertainty for length expansion, u_L, can be considered as "0".

The uncertainty contribution of the operator (u_o) can be estimated by the procedure described in Table 1. The maximum range (R_{mx}) is calculated between two operators considering all spheres in all dimensions and by assuming rectangular distribution:

$$u_O = R_{mx}/2\sqrt{3} \tag{8}$$

Table 1. The procedure for the calculation of operator uncertainty (u_o)

1	Select 3 different BIW from the production
2	Position the sphere on measurement point
3	Measure and record the x/y/z values for 3 repeated sphere measurement and take the average of them
4	Disassemble and reassemble the sphere and measure 3 times again and take the average of the measurements (this operation should be repeated 5 times)
5	Repeat the procedure '3 and 4' in other 2 shift, by two experienced operators
6	Calculate $\lvert\bar{x}_1 - \bar{x}_2\rvert, \lvert\bar{y}_1 - \bar{y}_2\rvert, \lvert\bar{z}_1 - \bar{z}_2\rvert$ between two operators and take the maximum difference as R_{mx}
7	Calculate the standard uncertainty for operators: $u_o = R_{mx}/2\sqrt{3}$

In the measurement process, u_c is multiplied by a coverage factor "*k*" that represents the area of the normal curve for a desired level of confidence. Generally, "*k*" is taken as 2 for 95 % confidence level. The expanded uncertainty *U* results as below formula:

$$U = k\, u_c \tag{9}$$

The measurement process capability is confirmed when the ratio of the expanded uncertainty *U* (*k* = 2) and tolerance interval *IT* does not exceed the limit value (*L*):

$$L \geq U/IT \tag{10}$$

ISO 14253-1 recommends the acceptance limit "*L"* as ≤ 1/8 = 0,125 for product conformity declaration and uncertainty of measurement management. Sladek (2016) stated that the limit value of *L* is generally defined between 0.1 and 0.2. Considering the "golden rule of metrology" *L* can be taken as 0.1 (Weckenmann et al., 2001). However, due to the limitations of tools and measuring systems higher values up to 0,25 can be considered too, but the primary principle is that the smaller the limit value is, the greater the cost of the measurement. The final choice of the upper limit should be made according to capability of the production process. Another proposal of uncertainty calculation for CMM was made by Cheng et al. (2018). They have defined a formula combining the uncertainty factors with repeatability and reproducibility studies, based on the GUM guide.

$$u_c = \sqrt{{u_M}^2 + {u_r}^2 + {u_R}^2} \tag{11}$$

u_M is defined as in Eq. (4), the uncertainty component caused by measurement repeatability "u_r" is calculated with the below formula:

$$u_r = \frac{1}{\sqrt{N}}\sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(y_i - \bar{y})^2} \tag{12}$$

y_i is the measurement value of single component, $\bar{y}$ is the average value of all measurements, *n* is the number of the measurement, *N* is the number of repetitive measurements for each single components for the best estimation.
u_R is the uncertainty component caused by the measurement reproducibility. Measurement operators may define the measurement strategy and the probe configurations according to their own habits. The number of 2 or 3 operators carry out "*m"* group of independent measurements of the workpiece under test repeatedly. The average value of Group *j* repeated measurement is described as $\bar{y}_j$ and the mean value of all *m* group of measurement is defined as $\bar{\bar{y}}$. Then, the uncertainty contribution of reproducibility is defined as:

$$u_R = \sqrt{\frac{1}{m-1}\sum_{j=1}^{m}(\bar{y}_j - \bar{\bar{y}})^2} \tag{13}$$

1.1.2 Uncertainty calculation for laser scanning measurement

Figure 4 shows recently adapted off-line Leica laser scanning technology for BIW geometry measurement in Tofas. The main components of the measurement system are as follows: (*ABB*) Robotic arms, scanner, *T-mac* extensions, and trackers. This is the first off-line laser scanning application among FCA automotive manufacturers. There is limited information on specific uncertainty formulation for BIW laser scanning measurement system in the literature. Therefore, one goal of this study is to propose an industrial uncertainty definition for BIW laser scanning system. Considering the combined uncertainty proposed by Mahmud et al. (2011), some more uncertainty components were added in formulation as extension *T-mac* and temperature compensation (*TC*). Besides, the uncertainty contribution of "u_{mat}" (i.e. thickness caused by spray application to reduce the surface reflectivity) was eliminated because the existing scanning system does not need any sheet metal surface preparation prior to the measurement. So, the proposed formula becomes as below:

$$U = 2.u_c = 2\sqrt{{u_{Tscan}}^2 + {u_{T-mac}}^2 + {u_{sen}}^2(\gamma) + {u_R}^2 + {u_{TC}}^2} \tag{14}$$

Where, u_{Tscan} is a given uncertainty contribution for the scanning system including tracker by the manufacturer, u_{T-mac} is the uncertainty component caused by the rotation of the extended arm for inner body measurements and defined by the manufacturer. u_{sen} is the uncertainty contribution caused by the orientation of the sensor position relative to the measured surface points. The α and β angles are respectively the projection of γ on the laser plane and on a frontal plane. This error is given regardless of the distance '*d*' which is between 100 and 150 mm (size of field of view). This sensor uncertainty u_{sen} (μm) (i.e. maximized random error) is defined experimentally as a function of γ (Figure 6). u_R uncertainty contribution for reproducibility and calculated as in Eq.(13), Finally, u_{TC} is the uncertainty values for temperature compensation.



Figure 4. Hexagon Leica laser scanning measurement in Tofas

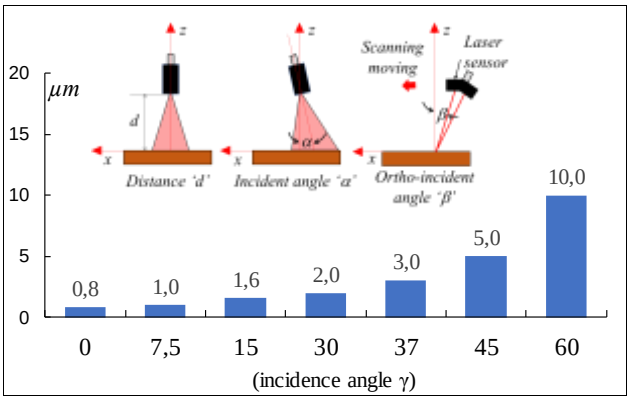


Figure 5. Random measurement error vs. incidence angle (Mahmud et al., 2011)

2. RESULTS AND DISCUSSION

2.1.CMM Uncertainty

(u_M) Measuring device: The permissible length measurement deviation is specified by the CMM manufacturer as $E_3 \leq 37 + 25L/100$. There are two types of referencing method in BIW measurement. The first one is the main referencing. For a maximum measurement length (*L:4m)*, the measurement tolerances are usually considered as (± 1÷3mm). The second method is local referencing which has maximum measurement length ($L \leq 1m$). The minimum tolerances in case of local references are considered as ±0,5 mm. Based on the referencing methods, E_3 is calculated 137µm for (*L=4m*) and 62µm for (*L=1m*). Assuming rectangular distribution, the standard uncertainties are assigned as: $u_M = 137/\sqrt{3}$ = 79,1µm (*L=4m*) and $62/\sqrt{3} = 35{,}8$µm (*L=1m*).

(u_B) uncertainty component is the random uncertainty contributions of sheet metal elastic deformation due to probing force. Considering probe model head: CW43L, probe type: TP20SF, probe extension: 260 mm, tip length: 20 mm, and tip diameter: 4 mm, the resulting probe forces are F_p = 0,08 N for x/y directions, and F_p = 0,75 N for z direction just before the reading of geometrical data. The deformation of the body sheet metal d_p= 0,08 µm as declared by the manufacturer. According to Eq. (5), u_B = 0,08/$\sqrt{12}$ = 0,023 µm.

(u_{Ro}) uncertainty component: The sheet metal body surface roughness is measured as R_z = 5,4 µm. According to Eq. (6), considering triangular distribution, u_{Ro} = 0,5 x 5,4/$\sqrt{6}$ = 1,102 µm.

(u_{TC}) standard uncertainty for the temperature compensation: Based on the inputs given in Table 2 and assuming rectangular distribution, the uncertainty component for temperature compensation is calculated as: u_{TC} = 24,5 µm.

Table 2. Measurement conditions for temperature compensation

Measurement length	L_0	4000,0	mm
Maximum temperature for scale	T_S	35,0	°C
Maximum temperature for workpiece	T_W	35,0	°C
The reference temperature	T_0	20,0	°C
Uncertainty of temperature measurement on scale	$U_{T,S}$	0,15	°C
Uncertainty of temperature measurement on workpiece	$U_{T,W}$	0,15	°C
Material of scale	α_S	10,5 (10^{-6})	K^{-1}
Uncertainty of scale material	$U_{\alpha,s}$	± 0,5 (10^{-6})	K^{-1}
Material of workpiece	α_W	11,9 (10^{-6})	K^{-1}
Uncertainty of workpiece material	$U_{\alpha,W}$	± 0,5 (10^{-6})	K^{-1}

(u_O) Standard uncertainty for operator: In BIW coordinate measurement, operators are only effective in the measurement points in which they use spheres for the measurements (i.e. stud, nut, tucker, and in some cases hole measurements). Prior to the measurement, the sphere should be positioned to the required place on the body. This process may bring some variations due to operator dependency. As was described in Table 2, three different bodies were measured by two experienced specialists (>5 years of experience) in 3 different time intervals. The maximum ranges of measurements were found as: $|\bar{x}_1 - \bar{x}_2|$ = 66 µm, $|\bar{y}_1 - \bar{y}_2|$ = 23 µm, $|\bar{z}_1 - \bar{z}_2|$ = 28 µm and the standard uncertainty component can be calculated as $u_o = 66/2\sqrt{3}$ = 19,05 µm.

As a result, the CMM combined standard and expanded uncertainties are found as:

$u_c = \sqrt{79{,}1^2 + 0{,}023^2 + 1{,}102^2 + 24{,}5^2 + 19{,}05^2}$ = 84,98 µm and U = 169,96 µm.

2.2.Laser Scanning Uncertainty

The combined uncertainty of laser scanning measurement is calculated as defined by the Eq. (14). The uncertainty of laser + tracker system can be taken as u_{Tscan} = ± 60 µm for *L= 6m* according to the manufacturer declaration (u_{Tscan} = ± 60 µm for $L \leq 8{,}5m$, and ± 26 µm + 6 µm/m for *L > 8,5m).* The maximum permissible error (*MPE*) for the extension

'Leica T-mac is given by the manufacturer as ± 15 µm + 6 µm/m. The maximum distance between T-scan and tracker is *L= 6m*, hence the uncertainty contribution for the measurement extension is calculated as u_{T-mac} = (15 +6 . 6)/$\sqrt{3}$ = 29,44 µm assuming the rectangular distribution.

Uncertainty u_{sen} (γ) is defined as 2 µm considering $\gamma_{mx} \leq 30^{\circ}$ (based on Figure 5).

Uncertainty for the reproducibility, (u_R), can be calculated with the same method explained in section 2.1.2. u_R is found as 9,6 µm which is better than CMM reproducibility value.

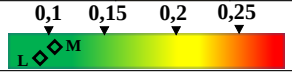
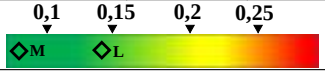
Uncertainty contribution of the temperature compensation (u_{TC}): The temperature measurement in laser scanning system is done by the sensor located in the tracker system. Hence, the calculations related to the scales can be ignored in Eq. (7). According to the manufacturer declaration, the uncertainty of the tracker sensor in the temperature measurement is $u_{T,W} = 0{,}1°C$. Using BIW sheet metal thermal expansion coefficient and its uncertainty values ($\alpha_W = 11{,}9\,.\,10^{-6}$ and $u_{\alpha,W} = \pm\, 0{,}5\,.\,10^{-6}$), the uncertainty for temperature compensation is calculated as:

$$u_{TC} = \frac{1}{\sqrt{3}} L_0 \sqrt{(0{,}1\,.11{,}9\,.\,10^{-6})^2 + ((35-20).0{,}5\,.10^{-6})^2} = 17{,}54\ \mu m.$$

Finally, the expanded uncertainty for leica laser scanning measurement can be calculated as $U = 2u_c = 2\sqrt{60^2 + 29{,}44^2 + 2^2 + 9{,}6^2 + 17{,}54^2} = 2x69{,}79 = 139{,}58\ \mu m$ which is better than CMM uncertainty.

U/IT values for Leica laser scanning system was found ~0,09 for the main references, however, it was found ~ 0,14 for local reference measurements. This is slightly worse than CMM in local measurements but still in acceptance limit. This is due to the CMM maximum permissible error is defined based on the measurement length, however, in laser scanning system the measurement uncertainty does not change for (*L<8,5m*). As a result of the uncertainty evaluations, the authors suggest ± 0,5 mm tolerance as the BIW minimum tolerance for better precision in laser scanning measurements.

Table 3. Uncertainty comparison of CMM and Leica laser scanning

UNCERTAINTY COMPARISON					
CMM (VENTO)			**LEICA SCANNING SYSTEM**		
Weckenmann et al. (2001)			*Adapted from Mahmud et al. (2011)*		
u_M (*L:4m*)	79,1 µm		u_{Tscan}	60,0 µm	
u_M (*L:1m*)	35,8 µm		$u_{T\text{-}mac}$	29,4 µm	
u_B	0,0 µm		$u_{sen}(\gamma)$	2,0 µm	
u_{Ro}	1,1 µm		u_{TC}	17,5 µm	
u_{TC}	24,5 µm		u_R	9,6 µm	
u_o	19,1 µm				
u_c(L:4m)	85,0 µm		u_c	69,8 µm	
u_c(L:1m)	47,4 µm				
U(L:4m)	170,0 µm		U	139,6 µm	
U(L:1m)	94,8 µm				
Min. Ref.	**U/IT**	**Tol.**	**Min. Ref.**	**U/IT**	**Tol.**
Main ± 0,8	**0,106**	< 0,2	Main ± 0,8	**0,087**	< 0,2
Local ± 0,5	**0,095**	< 0,2	Local ± 0,5	**0,140**	< 0,2
* 					
* Adapted from ISO 14353-1, Mahmud et al. (2011), Sladek (2016), and Weckenmann et al. (2001)					

2.3 Diagnostic measurement speed and accessibility levels

The major advantages obtained by the laser scanning system are the improvements in measurement capacity, accessibility to measurement points, and the diagnostic measurement speed. Actual CMM measurement capacity was

around 45 % and with leica laser scanning system it was nearly doubled and reached to ~ 80 % level. As shown in Table 4., the measurement accessibility level was increased from 60 % to 95 % especially underbody and interior points. CMM reporting was not detail enough to make an efficient failure diagnosis and the process engineers were requesting detail colour mapping of the problematic zone. They were loosing 17 hours to obtain this detail data causing hundreds of vehicles produced with the same failure risk. By the help of laser scanning system, diagnostic measurement speed was reduced from 17 hours to 1 hour. Resulting all these evident technical improvements and the evaluation of MSA/uncertainty analysis, authors strongly suggest the usage of laser scanning technology in BIW geometry measurements.

Table 4. Comparison of the measurement accessibility &speed

Measurement Accessibility		**Laser Scanning**	**CMM**
Underbody	Engine & Gearbox fixings	100%	80%
	Front suspension fixings	100%	100%
	Rear suspension fixings	100%	100%
	Front seat fixings (*R/L*)	100%	0%
General point of Underbody		**100%**	**60%**
Exterior	Front End	100%	80%
	Windshield gap	100%	100%
	Front door gap (*R/L*)	100%	100%
	Sliding door gap (*R/L*)	100%	100%
	Rear stop gap (*R/L*)	100%	100%
	PPB door gap	100%	100%
	Tailgate gap	100%	100%
	3rd glass gap (*R/L*)	100%	100%
Interior	Interior (Other parts fixings)	90%	20%
	Dashboard fixings	100%	80%
General point of Upperbody		**95%**	**60%**

Diagnostic Measurement Speed	**CMM**	**Laser S.**
Measurement Reporting	120' (2h)	20' (0,3h) 40' (0,7h)
1 BIW transfer to MC* for detail measurem. with portable Laser S.	120' (2h)	
Waiting for the saturation of measurement equipment	420' (7h)	
Measurement & reporting with portable laser scanning	360' (6h)	
TOTAL	**1020' (17h)**	**60' (1h)**

* MC: Measurement Center
R/L : Right / Left

3. CONCLUSION

Conventional coordinate measuring machines (CMMs) are used extensively in the area of dimensional control to inspect and improve the accuracy of produced components and reduce the variation in automotive body assembly processes. However, there are strong concerns about CMMs due to low measurement capacity, speed, flexibility, and limited accessibility to the measurement points. Besides, the requirement of extensive diagnostic measurements in case of blocking quality problems is a challenging issue. The adaptation of laser scanning systems could be a good solution to these challenges. However, according to the limited comparison study in the literature, they are less accurate than the measurement with contact probe.

In the current study, the assessment and the comparison of the measurement systems for both CMM and off-line Leica laser scanning systems were performed. The comparison study covers measurement system uncertainty evaluations. The CMM uncertainty studies based on Weckenmann et al. (2001), and Cheng et al. (2018) demonstrated that the obtained expanded uncertainties are U/IT ≤ 0,12 for both main references and local references (limit for U/IT is proposed as 0,1 ÷ 0,2). These results show that CMM Vento measurement system satisfies the uncertainty expectations for both referencing systems. However, the uncertainty level of Leica laser scanning system was calculated U/IT ~ 0,14 for the minimum tolerances of local referencing ± 0,5. This value is slightly worse than the CMM value because unlike CMM, the laser scanning uncertainty is given as same for all measurement distances ≤ 8,5 m, however, this uncertainty level is accepted according to the limits. For the main referencing measurements (min. tolerances ≥ ± 0,8), Laser scanning uncertainty ratio was found very satisfactory as U/IT ~ 0,09. Other than the conformity to uncertainty limits, the usage of laser scanning systems in BIW measurements provided evident improvements in terms of measurement capacity, accessibility, and diagnostic speed compared to CMM. As a result of all above evaluations, the authors suggest the usage of laser scanning system in off-line body geometry measurements considering the minimum BIW tolerances of ± 0,5.

In coordinate measurement system around 1000 points (excluding doors) are measured to manage the body geometry of a model. However, only ~ 200 critical points among them are managed and reported regularly with SPC rules. On the other hand, in the inline measurement system there is only ~100 points traced according to the golden sample and system warns the process engineers in case of macro deviation. The further step of this study would be the extension of uncertainty studies towards inline measurement and enable it to use for direct body geometry measurements.

4. ACKNOWLEDGEMENTS

We thank to TOFAS, Turk Otomobil Fabrikası A.S., Measurement Center Department and Hexagon Company.

5. REFERENCE

[1] Aguilar, J.J., Sanz. M., Guillomía, D., Lope, M., Bueno, I., 2006, Analysis, characterization and accuracy improvement of optical coordinate measurement systems for car body assembly quality control, Int. J. Adv. Manuf. Technol., Vol. 30, pp. 1174–1190, doi: 10.1007/s00170-005-0143-5.

[2] Ceglarek, D., and Brahmst, E., 1998, Impact of Part Variation on In-Process Coordinate Measurements for Automotive Body Assemblies, SAE Technical Paper Series, 982273, pp.1-8.

[3] Charki, A., and Pavese, F., 2019, Data comparisons and uncertainty: a roadmap for gaining in competence and improving the reliability of results, Int. J. Metrol. Qual. Eng., Vol.10(1), pp.1-10, doi: /10.1051/ijmqe/ 2018016.

[4] Cheng, Y., Wang, Z., Chen, X., Li, Y., Li, H1., Li, H2., and Wang, H., 2019, Evaluation and Optimization of Task-oriented Measurement Uncertainty for Coordinate Measuring Machines Based on Geometrical Product Specifications, Appl. Sci., 9(6), doi: 10.3390/app9010006.

[5] Cuypers, W., Gestel, N.V., Voet, A., Kruth, J.P., Mingneau, J., Bleys, P, 2009, Optical measurement techniques for mobile and large-scale dimensional metrology, Optics and Lasers in Engineering, Vol.47, pp.292–300, doi: 10.1016/j.optlaseng.2008.03.013.

[6] Estler, W.T., Edmundson, K.L., Peggs, G.N, Parker, D.H., 2002, Large-scale metrology—an update. CIRP Annals: Manufacturing Technology, Vol. 51(2), pp. 587–609.

[7] Fang, C.Y., Sung, C.K., Lui, K.W., 2005, Measurement uncertainty analysis of CMM with ISO GUM, ASPE Proceedings, Norfolk, VA, pp 1758-1761.

[8] FCA 9.01102/08, 2004, Statistical Process Control: Guidelines.

[9] Govindan, A., 2015, Optical metrology solutions: The future of metrology, Quality Magazine, http://www. qualitymag.com/articles/92718-optical-metrologysolutions-the-future-of-metrology.

[10] ISO 14253-1:1998, Geometrical Product Specifications (GPS) – inspection by measurement of workpieces and measuring equipment – part 1: decision rules for proving conformance or non-conformance with specifications.

[11] Jakubiec, W., Plowucha, W., 2013, First coordinate measurements uncertainty evaluation software fully consistent with the GPS philosophy, Procedia CIRP, Vol.10, pp. 317 – 322, doi: 10.1016/j.procir.2013.08.049.

[12] JCGM 100: 2008, Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement, GUM 1995 with Minor Corrections, The Joint Committee for Guides in Metrology, BIPM: Paris, France, 2008.

[13] Kiraci, E., Franciosa, P, Turley, G.A., Olifent, A., Attridge, A., Williams, A.M., 2017, Moving towards in-line metrology: evaluation of a Laser Radar system for in-line dimensional inspection for automotive assembly systems, Int. J. Adv. Manuf. Technol., Vol. 91, pp. 69–78, doi: 10.1007/s00170-016-9696-8.

[14] Kubatova, D., Melichar, M., Kutlwaser, J., 2017, Evaluation of repeatability and reproducibility of CMM equipment, Procedia Manufacturing, Vol. 13, pp. 558-564, doi: 10.1016/j.promfg.2017.09.091.

[15] Lemes, S., Strbac, D., and Cabaravdic, M., 2013, Using industrial robots to manipulate the measured object in CMM, Int. J. Adv. Robot. Syst., Vol. 10, 281, pp.1–9, doi: 10.5772/56585

[16] Lindqvist, P.R., Karlsson, K-J., Mattsson, L., 2016, A theoretical and practical approach to geometrical part assurance, Procedia CIRP, Vol.43, pp. 351 – 355, doi: 10.1016/j.procir.2016.02.088.

[17] Mahmud, M., Joannic, D., Roy, M., Isheil, A., Fontaine, J-F., 2011, Part inspection path planning of a laser scanner with control on the uncertainty, Computer-Aided Design, Vol. 43, pp. 345–355, doi: 10.1016/j.cad. 2010.12.014.

[18] Puttock, M.J.,1978, Large-scale metrology, CIRP Annals: Manufacturing Technology, Vol.21(3), pp. 351–6.

[19] Schwenke, H., Hartig, F., Wendt, K., Waldele, F., 2001, Future challenges in coordinate metrology: addressing metrological problems for very small and very large parts. Proceedings of the International Dimensional Workshop, pp. 7-10, Knoxville, TN.

[20] Sladek, J.A., 2016, Measurement uncertainty and requirements of production system. Selected issues of measurement uncertainty theory, Coordinate Metrology, Springer Tracts in Mechanical Engineering, pp.15-53, doi: 10.1007/978-3-662-48465-4_2.

[21] Turley, G.A., Kiraci, E., Olifent, A., Attridge, A., Tiwari, M.K., Williams, M.A., 2014, Evaluation of a multi-sensor horizontal dual arm Coordinate Measuring Machine for automotive dimensional inspection, Int. J. Adv. Manuf. Technol., Vol. 72, pp. 1665–1675, doi: 10.1007/s00170-014-5737-3.

[22] Wang, Q., Zissler, N., Holden, R., 2013, Evaluate error sources and uncertainty in large scale measurement systems, Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, Vol. 29, pp. 1–11, doi: 10.1016/j.rcim.2012.06.003.

[23] Weckenmann, A., Knauer, M., Kunzmann, H., 1998, The Influence of measurement strategy on the uncertainty of CMM-measurements, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol. 47(1), pp 451- 454.

[24] Weckenmann, A., Knauer, M., Killmaier, T., 2001, Uncertainty of coordinate measurements on sheet-metal parts in the automotive industry, Journal of Materials Processing Technology, Vol.115, pp. 9-13, doi: 0924-0136 /01/$.

[25] Zhao, Y., Xu, X., Kramer, T., Proctor, F., Horst, J., 2011, Dimensional metrology interoperability and standardization in manufacturing systems, Computer Standards & Interfaces, Vol.33, pp. 541–555, doi: 10.1016/j.csi.2011.02.009

[26] Griffa, F.A., 2008, A paradigm shift for inspection: complementing traditional CMM with DSSP innovation, Sensor Review, Vol. 28 (4), pp.334-341, doi: 10.1108/02602280810902640.

CHEST INJURY CRITERIA INVESTIGATION ON HYBRID III AND THOR DUMMIES

Mehmet Burak KOÇAK, Emre YÜCEYAR, Yusuf Ertan ÖZAN, Sertan AŞKAN

[1,2,3,4] Ford Otosan, Product Development, Istanbul, Turkey
[1] Correponding Author: Mehmet Burak KOÇAK, bkocak1@ford.com.tr

ABSTRACT

Besides new active safety features and challenging crash test modes, new crash test dummies which is more similar to PMHS are also developing: THOR, WorldSID. THOR dummy is the new crash test dummy which will be used in EUNCAP and USNCAP front impact assessments in upcoming years. THOR dummy development has started at 1996 and it has much more complex structure compared to its predecessor, Hybrid III. Also, biofidelity ranking of THOR dummy is higher especially for chest and neck rotation capability compared to HYBRID III. In this paper, load limiter and shoulder belt position effect on Hybrid III and THOR chest deflection value is investigated. Based on the study, higher load limiter levels lead to higher chest deflection values. Also, relation between shoulder belt position and chest deflection values is showed. More detailed investigations can be done with THOR dummy as it has four different chest deflection sensor for four different thorax location.

Keywords: Occupant Safety, Dummy, Hybrid III, THOR, Injury, Chest Deflection, Restraint System.

1. INTRODUCTION

Safer vehicles are being released every year and this evolution does not seem to end soon. There are lots of newly introduced active safety items which help drivers to avoid crash. These features are encouraged by not only vehicle crash rating organizations (EUNCAP, USNCAP etc.) but also regulators (ECE, etc.). Beside active safety features, new vehicles are also safer for crashworthiness. New crash test modes are challenging, so engineers improve vehicle structure. New crash test dummies which is more similar to PMHS are also developing: THOR, World SID. THOR dummy is the new crash test dummy which will be used in EUNCAP and USNCAP front impact assessments in upcoming years. THOR dummy development has started at 1996 and it has much more complex structure compared to its predecessor, Hybrid III. Also, biofidelity ranking of THOR dummy is higher especially for chest and neck rotation capability compared to HYBRID III.

Abbreviated Injury Scale (AIS) is firstly developed in 1969 as an anatomical scoring system. It classifies injuries from 1 to 6 based on their severity. While AIS 1 represents minor injury conditions, AIS 6 represents life threatening injuries (Petridou continued, 2017) To provide safer vehicles, lower AIS score is targeted. AIS system also gives chance to compare injuries in different body regions. Thus, crash severities for different vehicles or impact type can also be compared with comparing AIS score of injured occupant. AIS classification tables are available for each body regions. As an example, AIS table for chest is in defined in Table 1.1. Based on this scale, single rib fracture is classified as AIS2 level. When more ribs ae fractured, injury classified as AIS3 level.

Mertz made detailed investigations on car crashes and injuries. He complete this study with Hybrid III midsize male dummy. Sled test series with 3 point belt and Hybrid III dummy give relation between shoulder belt force and chest deflection in dummy. Accident data analysis also give relation between shoulder belt force and AIS3+ injuries. Mertz combine these relationships and define AIS3+ injury risk because of the shoulder belt force which is given in figure 5(Mertz, 2002). As can be seen in this figure, 50mm sternal deflection means %50 of mid-size male population can be injured in AIS3+ level. For 40mm chest deflection, affected population ratio decreases to ~%28 rapidly and injury risk is reduced.

Table 1.1 AIS Table for Chest Injuries (CARHS, 2012)

AIS	Injury Severity	Chest Injury Samples
0	No	-
1	Minor	Skin contusion Bruise
2	Modarate	Rib fracture (Single) Laceration in liver/kidney
3	Serious	Rib fracture (Multiple) Minor heart contusion
4	Severe	Massive stomach contusion Massive lung contusion
5	Critical	Heart rupture or laceration Organ abridgement
6	Unsurvivable	Bilateral massive thorax Torso seperation

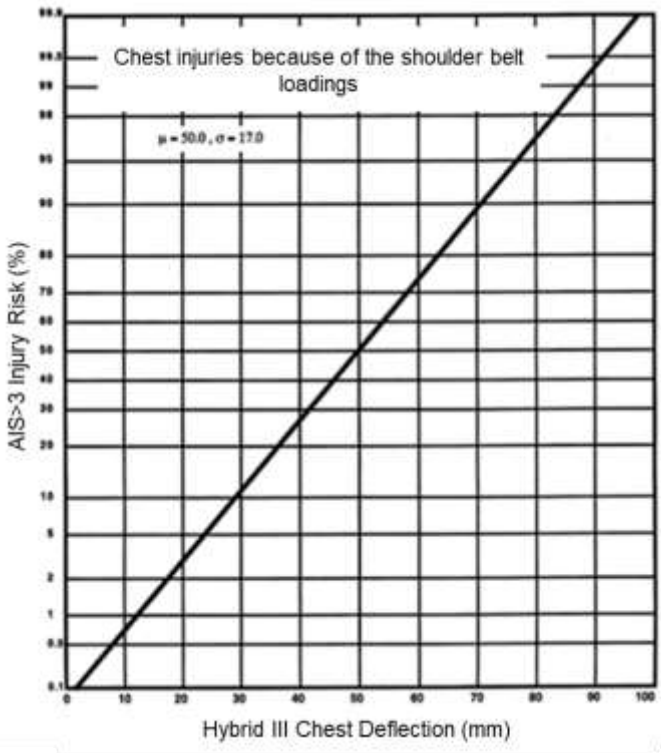


Figure 1.1 Chest Deflection Vs. AIS3+ Injury Risk

Parent, thorax biofidelity studies on HYBRID III and different THOR dummy versions are presented in 2015. Based on these studies, THOR Metric ATD w/SD-3 have best biofidelity compared to other THOR versions and Hybrid III dummy. Parent also shared some of his work in NHTSA Public Meeting. As can be seen in Figure 1.2, THOR dummy biofidelity is improving with newer versions and it is much better than Hybrid III. Biofidelity evaluation which is mentioned in Parent studies are done with thorax impact and results are evaluated by Kroell corridor and Le Barbe Corridor. Not only chest, but also neck behavior of Thor dummy is closer to human compared to Hybrid II dummy. Based on the studies, Hybrid III, THOR and PMHS has below neck torsion values: (Parent, 2015)

- Human: 21 ± 5 Nm @ 63 ± 18 deg.
- Thor: 25 Nm @ 60-65 deg.
- Hybrid III: 22 Nm @ 8 deg.

Shaw, compared THOR SD-3, Hybrid 3 and PMHS in a 40km/h simulated front crash. Based on the test completed, THOR SD-3 peak X deflection is closer to PMHS compared to Hybrid III. Also THOR SD-3 has similar sensitivity with PMHS to belt routing. Shoulder structure of dummies limits chest deflection because of the shoulder & belt interaction. Thus, he suggested further study on THOR shoulder and belt interaction as belt has major effect on shoulder belt force. (Shaw continued, 2013)

In HYBRID III dummy, chest deflection is measured by rotary potentiometer mounted in the thorax. Rotary potentiometer recorded X-motion of sternum relative to spine. In THOR dummy, there are 4 IR-TRACC sensor available which can record 3 D deflection ribcage relative to the spine. Figure 1.3 shows chest sensor used Hybrid and THOR dummies.

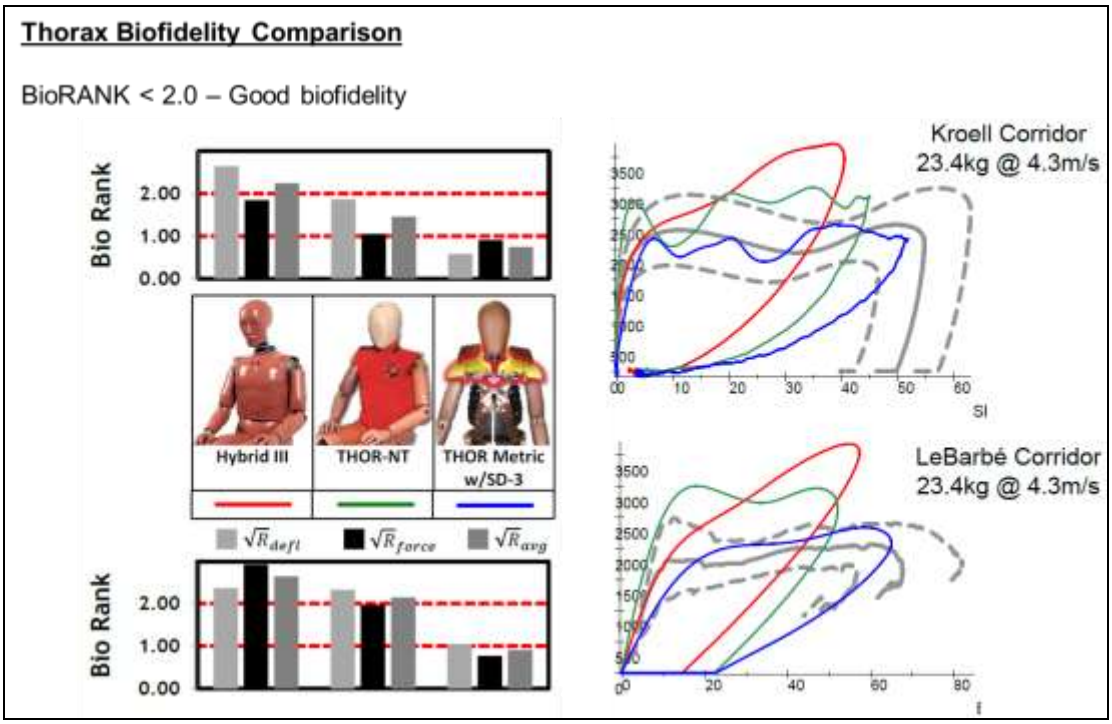


Figure 1.2 Thorax Biofidelity Comparison (NHTSA,2015)

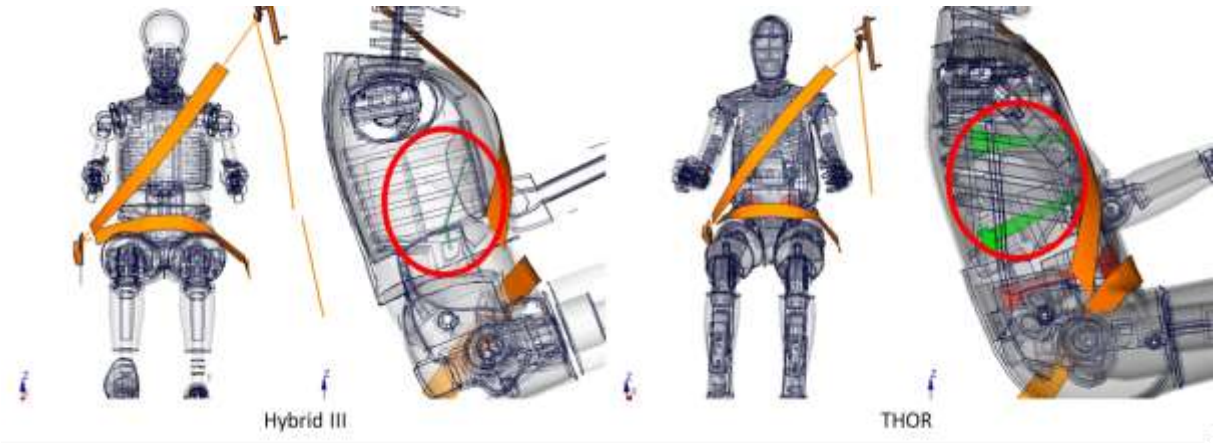


Figure 1.3 Hybrid and THOR Dummy Chest Deflection Sensors

NHTSA make research on THOR dummy performance in oblique crash tests and straight frontal crashes. Frontal impact results are compared with previous tests which is completed with Hybrid III dummy. Test results shows that THOR dummy shows higher injury risk compared to Hybrid III. HIC and femur forces are higher. The most important increase observed in chest and BrIC injuries. Driver chest deflection values recorded in these tests are given in table 1.2. (Keon, 2016)

Table 1.2 Chest Deflection and Injury Risk Comparison (Keon, 2016)

Chest		Malibu		Highlander	F-150	Mazda 3	Fit
THOR Research	Chest Deflection	-41.3	-44.3	-65.5	-39.3	-51.1	-50.4
	Injury Probability(AIS 3+)	14.50%	20.00%	79.70%	11.40%	36.60%	34.60%
NCAP AM50	Chest Deflection	20.6		18.7	14.9	24.7	23.8
	Injury Probability(AIS 3+)	1.50%		1.10%	0.60%	2.50%	2.20%

2. CAE ANALYSIS

In this study, Hybrid III and THOR dummy injury prediction capabilities are investigated in CAE environment. Vehicle environment and vehicle crash kinematic (vehicle deformation and motion) are simplified in order to make fast and consistent CAE analysis. Radioss is used as a solver and models are built in HyperCrash program.

Two reference CAE models are created with dummy (50th Hybrid III or 50th Thor), seat and seat belt system. To represent vehicle motion, 30mph generic straight frontal vehicle deceleration is applied on seat and seatbelt attachments. Instrument panel, steering wheel and airbags are not used in this analysis, thus their effects on injuries were eliminated. Representation of THOR CAE model are given in figure 2.1.

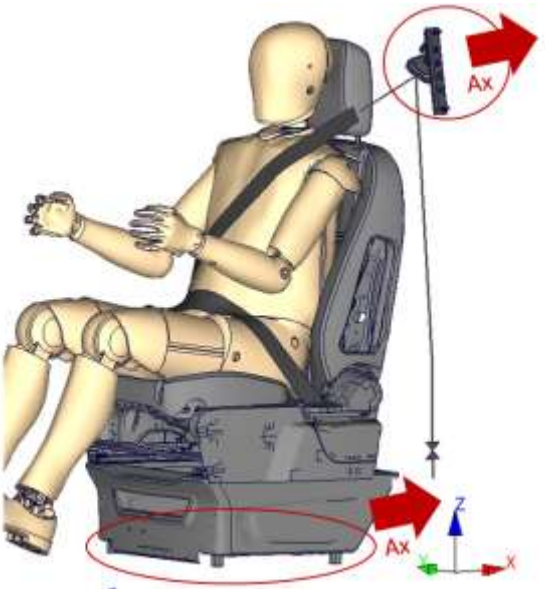


Figure 2.1 View of CAE Modelling

Seat belt retractor which is used in reference CAE model has constant load limiter. In CAE iterations, different load limiter levels are used and its effect on Hybrid III and THOR injuries are investigated. Load limiting capability in retractor CAE model is increased and decreased with defined ratios. Shoulder belt force curve which is formed as a result of load limiting capability of retractor model is given in figure 2.2. Higher load limiting capability increase force on shoulder belt and dummy can be stopped earlier. In contrary, lower load limiters decrease force on belt so dummy can move more forward compared to higher load limiter.

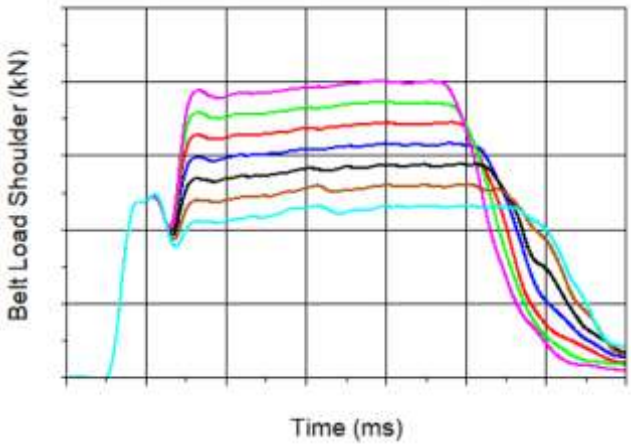


Figure 2.2 Load Limiter Levels of Belts

There are some studies available in literature which shows belt routing location have also some effect on dummy injury numbers. In this study, effect of belt routing on chest deflection for both Hybrid III and THOR dummy is investigated. To do this, belt is routed more upward and downward position compared to nominal position. Chest deflection changes are investigated in CAE environment. Dummy and belt routing used in these iterations are given below figure 2.3.

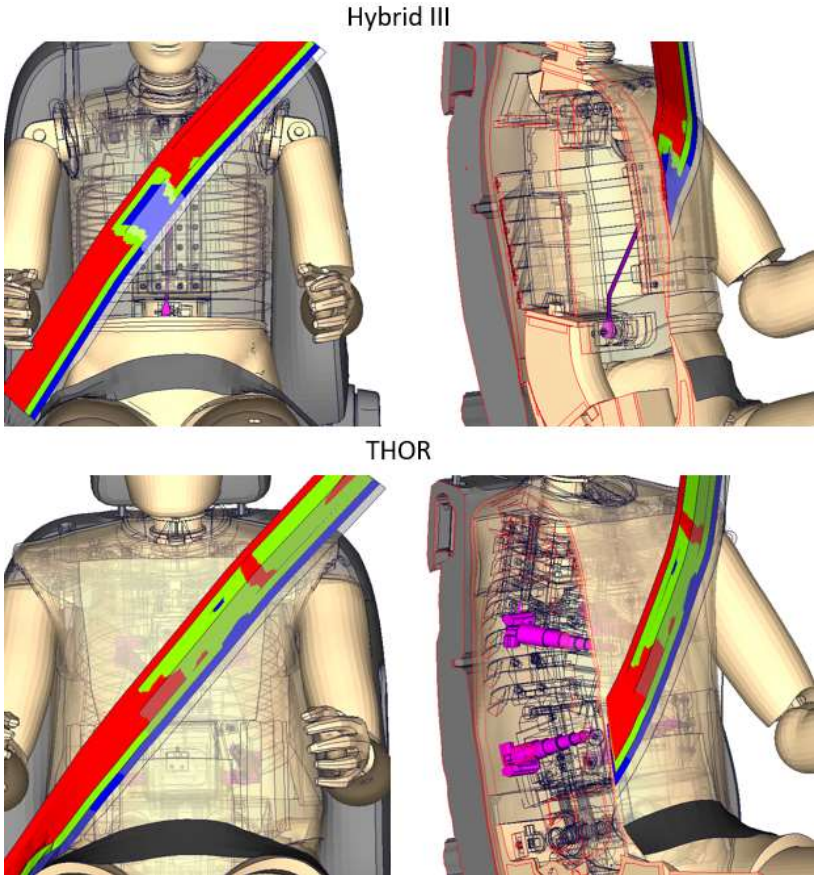


Figure 2.3 Shoulder Belt Positions Used in Investigations

3. CAE RESULTS

Load limiter levels which is mentioned in previous section is used in CAE iteration and results are investigated detailed. Also, shoulder belt position effect on chest deflection is studied with different belt positions. Chest deflection is the only investigation area for this study and other injury types have not been investigating during this study.

As discussed earlier, chest instrumentation of Hybrid III and THOR dummies are different from each other. Deflection values which is recorded in each dummy is different. To make reasonable comparison during this study, chest deflection values are normalized for both dummy types. Hybrid III dummy chest deflection is normalized with the chest deflection value in Hybrid III reference CAE model. Thus, chest deflection value in reference CAE model is assumed 1 in this study.
Normalized chest deflection values are given in Table 3.1.

THOR dummy has four chest deflection sensor for four different location. Measured chest deflection values in THOR dummy are also normalized with the maximum chest deflection value in reference CAE model with THOR dummy. In THOR CAE model, maximum chest deflection value observed in lower right sensor, so its chest deflection value is used as 1. Normalized chest deflection values for Thor dummy is also given in Table 3.1.

Table 3.1. Normalized Chest Deflection Values for Different Load Limiters

LL Level	Hybrid III	LL Level	THOR			
	Chest Deflection		Chest Upper Left	Chest Upper Right	Chest Lower Left	Chest Lower Right
-30%	0.810	-30%	0.609	0.487	0.205	0.926
-20%	0.872	-20%	0.659	0.512	0.200	0.948
-10%	0.947	-10%	0.689	0.550	0.216	0.967
0	1.000	0	0.715	0.598	0.245	1.000
10%	1.044	10%	0.730	0.636	0.261	1.016
20%	1.094	20%	0.745	0.661	0.257	1.032
30%	1.145	30%	0.759	0.682	0.252	1.051

Figure 3.1 shows load limiter effect in Hybrid III chest deflection values. As can be seen in this graph, increase in load limiter level causes chest deflection increase. Hybrid III chest deflection change between %30 reduced load limiter and %30 increased load limiter is 0.335 count.

Thor dummy chest deflection values for different load limiters are given in Figure 3.2. Changes in Thor dummy chest deflection sensors for the same case with Hybrid III dummy are 0.15 for upper left, 0.195 for upper right, 0.047 for lower left and 0.125 for lower right sensors.

THOR dummy gives more chance to investigate deflections in different areas in thorax. Less chest deflection increase observed in lower left sensor in THOR dummy. It is because of the 3-point belt routing on thorax. As can be seen in figure 2.3, neither shoulder nor lap belts can effect this area. Maximum chest deflection change in THOR dummy because of the load limiter level is observed in upper right and upper left sensors. Shoulder belt is located just on these sensors so they are more sensitive to load limiter level.

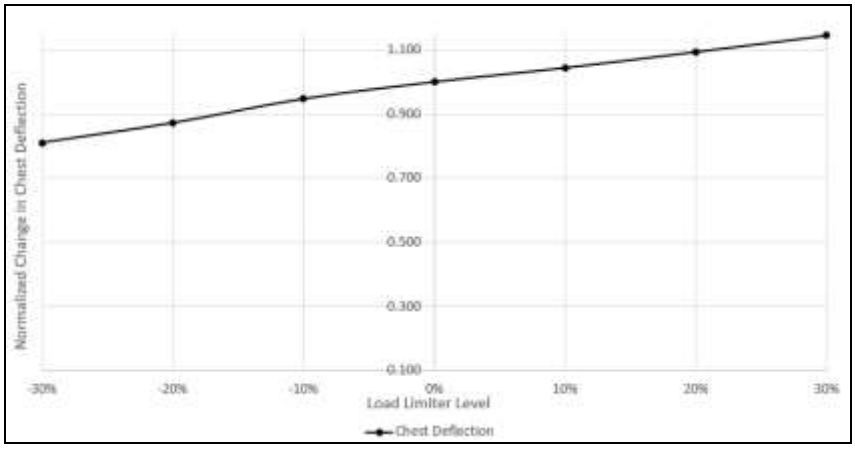


Figure 3.1. Load Limiter Effect in Hybrid III Chest Deflections

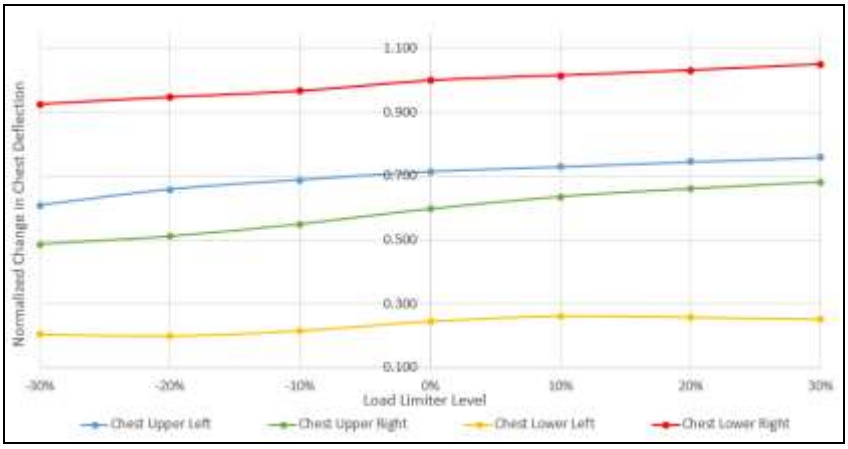


Figure 3.2. Load Limiter Effect in THOR Dummy Chest Deflections

Shoulder belt position effect on chest deflection is given in Figure 3.3 and 3.4 for Hybrid III and Thor dummies. As can be seen in these figures, normalized chest deflection values are slightly decreasing except from THOR upper right sensor, when belt is moved 10mm upward. The reason of why chest deflection is increasing in Thor dummy chest upper right sensor is sensor location. When belt moved upward, belt is moved away from Hybrid III chest deflection sensor and Thor sensors except from Thor right upper sensor.

Table 3.2. Normalized Chest Deflection Values for Shoulder Belt Locations

Belt Position	Hybrid III	Belt Position	THOR			
	Chest Deflection		Chest Upper Left	Chest Upper Right	Chest Lower Left	Chest Lower Right
-10.00	1.024	-10.00	0.750	0.566	0.266	1.016
0.00	1.000	0.00	0.715	0.598	0.245	1.000
10.00	0.990	10.00	0.693	0.611	0.221	0.996
20.00	0.913	20.00	0.680	0.626	0.229	0.989

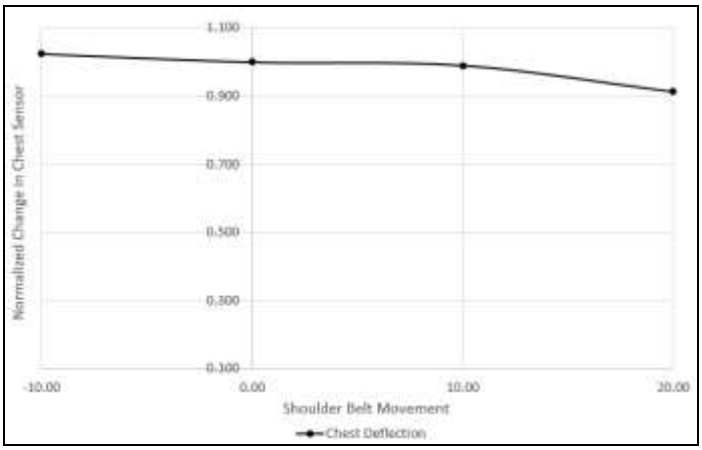


Figure 3.3. Shoulder Belt Position Effect on Hybrid III Chest Deflection

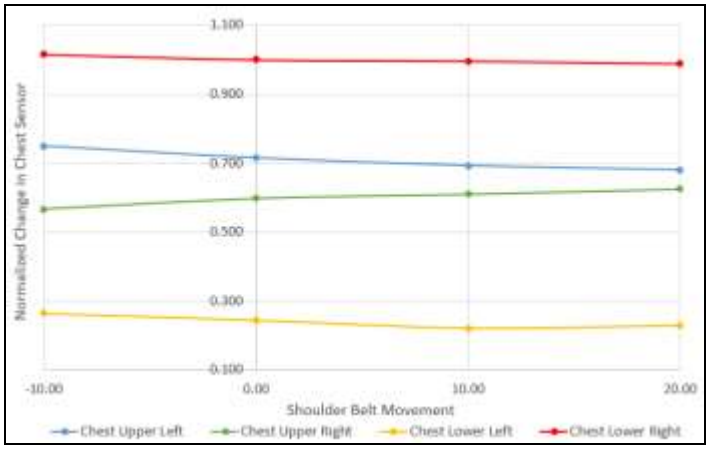


Figure 3.4. Shoulder Belt Position Effect on Hybrid III Chest Deflection

4. CONCLUSION AND RECOMENDATIONS

In this paper, chest deflection prediction in Hybrid III and THOR is investigated detailed. During this study:

- Simplified two reference CAE models are created with Hybrid III and Thor dummy.
- Investigation on chest deflection prediction of both dummy is defined as a key output of study.
- Different load limiters are created based reference load limiter and their effect on chest deflection is investigated.
- Shoulder belt position effect on chest deflection is investigated.

In this study, simplified CAE models are used in order to eliminate effects from other parts and improve CAE run time. Load limiter level and shoulder belt position are two variable which is investigated. Based on the study, higher load limiter levels lead to higher chest deflection values. Also, relation between shoulder belt position and chest deflection values is showed. More detailed investigations can be done with THOR dummy as it has four different chest deflection sensor for four different thorax location. In future studies, other interior parts like IP, airbag, crash pad can be added into evaluations to create more representative vehicle environment. Design variables can be extended with pre-tensioner, different retractor types and airbags. Other injury parameters can be taken into account beside chest deflection.

REFERENCES

[1] Petridou, E. T., Antonopoulos, C. N. (2017) "Injury Epidemiology", International Encylopedia of Public Health(2nd Edition), pp.258-274
[2] CARHS (2012) "Introduction to Passive Safety of Vehicles Presentation"
[3] Mertz, H. J. (2002). "Injury Risk Assesments Based on Dummy Responses, Accidental Injury: Biomechanics and Prevention", pp.89-102
[4] Parent, D. P., Craig, M., Ridella S. A., McFadden, Joseph D. (2015). "THORACIC BIOFIDELITY ASSESSMENT OF THE THOR MOD KIT ATD", National Highway Traffic Safety Administration, Paper Number 13-0327
[5] Shaw, G., Lessley, D., Ash, J., Crandall, J., Parent, D. (2013). "Response Comparison for the Hybrid III, THOR Mod Kit with SD-3 Shoulder, and PMHS in a Simulated Frontal Crash", National Highway Traffic Safety Administration, Paper Number 13-0130
[6] NHTSA (2015). THOR 50th Public Meeting document by Dan Parent
[7] Keon, T. (2016). "Alternative Approaches to Occupant Response Evaluation in Frontal Impact Crash Testing", SAE International Journal of Transportation Safety, 4(1):202-217

SİLİNDİR İÇİ YANMA HAD ANALİZİ İLE ÇİFT BUJİ ATEŞLEMELİ TİCARİ BİR MOTORDA BENZİN, CNG VE LPG KULLANIMININ PERFORMANS VE EMİSYONLARA ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Abdulkadir Yalçınkaya[1], Uğur Baran Türkmen[1], Gürkan Ertuğral[1], Emrah Kantaroğlu[1], Ahmet Alper Yontar[2], Yahya Doğu[1,3]

[1]Kırıkkale Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Yahşihan, Kırıkkale, Türkiye
[2]Tarsus Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Tarsus, Mersin, Türkiye
([3]İlgili yazar: Yahya Doğu, yahya.dogu@hotmail.com)

ÖZET

İçten yanmalı motorlarda farklı yakıt kullanımlarının etkileri deneysel ve sayısal yöntemlerle incelenmektedir. Artan test maliyetlerinin önüne geçilmesi ve farklı yakıt ve tasarımsal değişikliklerin denenmesi için gelişmekte olan modelleme yazılımlarının kullanımı giderek daha fazla önem ve anlam kazanmaktadır. Bu çalışmada çift buji ateşlemeli ticari bir motorda benzin, CNG ve LPG yakıtlarının motor performansına ve emisyonlara etkileri deneysel olarak ve sayısal modelleme yöntemleri ile incelenmiş ve karşılaştırılmıştır. Sayısal inceleme yöntemleri olarak 1-B model ve 3-B silindir içi yanma HAD modeli kullanılmıştır. 1-B modelde Ricardo-Wave yazılımı ve 3-B modelde Star-CD/es-ice yazılımı ve Ansys-Forte yazılımı kullanılmıştır. Bu çalışma kapsamında özellikle Ansys-Forte yazılımında yapılan 3-B silindir içi yanma HAD modellinde elde edilen sonuçlar sunulmuştur.

İncelenen motor, Honda L13A4 i-DSI sıralı çift buji ateşlemeli bir motordur. İncelemeler, motorun maksimum tork devri olan 2800 d/dk'da ve tam gaz kelebeği açıklığında yapılmıştır. İncelenen üç yakıt için performans parametreleri; tork, ortalama efektif basınç, silindir içi basınç, silindir içi sıcaklık, indikatör diyagramı karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Emisyonlar olarak ise; CO_2, CO, H_2O, UHC, NO_x, N_2 emisyonları olmak üzere altı emisyon değeri incelenmiştir.

3-B silindir içi yanma HAD modeli, motorun emme manifoldundan ve egzoz manifolduna kadar yanma bölgesini içeren tüm bileşenlerini içermektedir. Zamana bağlı çözümlemenin başlangıcı olarak supapların kapalı olduğu an referans alınarak geometri ve çözüm ağı oluşturulmuştur. Modelde piston ve valf hareketlerine uygun olarak dinamik mesh yapısı kullanılmıştır. Yanma modeli olarak "G-equation" ve türbülans modeli olarak "RANS RNG k-epsilon" kullanılmıştır.

Silindir içi yanma HAD analizi sonuçlarına göre incelenen yakıtlarda büyükten küçüğe doğru tork sıralaması benzin-LPG-CNG için 121.46-115.1-105.0 Nm olarak hesaplanmıştır. Benzin yerine CNG ve LPG kullanımı durumunda torkta sırasıyla %13.6 ve %5.3 düşme olmuştur. LPG için hesaplanan 115.1 Nm tork, CNG için hesaplanan 105.0 Nm torktan %8.8 yüksek çıkmıştır. Emisyonlardaki değişim ise; CO_2 emisyonu oluşumu olarak en yüksek değer benzinde görülürken, en düşük değer CNG'de görülmektedir. CO miktarı benzin ve LPG birbirine yakınken, CNG için yaklaşık %25 daha düşük gerçekleşmiştir. NO_x miktarındaki sıralama ise LPG-benzin-CNG şeklinde olmuştur.

Anahtar Kelimeler: Alternatif yakıt, benzin, CNG, LPG, motor testi, 1B motor modeli, 3B silindiri içi yanma HAD analizi

1. GİRİŞ

Son yıllarda egzoz emisyonu kaynaklı çevre kirliliği konusunda giderek artan baskılar, otomotiv sektöründe içten yanmalı motorlardaki Ar-Ge çalışmalarını yönlendirici olmaktadır. Motor teknolojilerinin geliştirilmesi yanında benzin ve motorine alternatif olan yakıtların kullanımı ve katkı yakıtlarının kullanımı son dönemlerdeki çalışmaların odağında yer almaktadır. Benzin ve motorin için alternatif yakıt ve katkı yakıtı olarak çok farklı yakıtlar üzerinde yoğun çalışmalar bulunmaktadır. Farklı yakıt denemeleri arasında dikkat çeken yakıt denemelerine örnek olarak, bor türevlerinin benzine katıldığı deneysel çalışma gösterilebilir [1].

Alternatif yakıt ve katkı yakıtı etkilerinin incelenmesinde aşağıdaki yöntemler kullanılmaktadır.

- deneysel yöntem
- sayısal modelleme yöntemi
  - 1-B modelleme
  - 3-B silindir içi yanma HAD modellemesi

Gelişen modelleme yazılımları, akış-yanma oluşumunun detaylı görselleştirilmesi sayesinde özellikle tasarım aşamasında kullanılmakta ve bu sayede testlerden önce optimizasyon yapılmasını sağlamaktadır.

Bu çalışmanın odağında, buji ateşlemeli motorda benzin, CNG ve LPG alternatiflerinin motor performansı ve emisyonları üzerindeki etkilerinin sayısal modelleme yazılımı ile incelenmesi bulunmaktadır. Bu kapsamda; içten yanmalı motorlarda silindir içi yanmanın modellenmesi, alternatif yakıt ve yakıt katkılarının motor performans ve emisyonları üzerindeki etkilerinin incelenmesine yönelik literatürde çalışmalar yer almaktadır. Bu makale konusuna yakın önemli görülen çalışmalardan bazıları aşağıda özetlenmiştir.

Yontar ve Doğu [2], ardışık ateşlemeli motorda CNG ilavesinin ve ekivalans oranının motor performans ve emisyonlarına etkilerini deneysel ve 3-B modelleme ile incelemiştir. Star-CD/es-ice yazılımı ile oluşturulan HAD modelinde k-epsilon RNG türbülans modeli ve G-Equation yanma modelli kullanılmıştır. İncelemede sıkıştırma oranı 10.8 ve ekivalans oranı 0.7-1.4 aralığında alınmıştır. Tork ve emisyon değerleri karşılaştırılmıştır. En yüksek güç benzinde ve en düşük güç CNG'de elde edilmiştir.

Aynı modelleme yaklaşımlarının kullanıldığı diğer bir çalışmada, Yontar ve Doğu [3] alev yarıçapının (0.0005-0.001-0.002 m) etkileri incelenmiştir. İndikatör diyagramında en yüksek basınç 0.001 m alev yarıçapında elde edilirken en düşük basınç 0.0005 m alev yarıçapında gözlenmiştir. Büyükten küçüğe tork değerleri 0.001-0.002-0.0005 m alev yarıçapları için 132.85-115.62-112.53 Nm olarak elde edilmiştir.

Farklı yakıt denemeleri arasında dikkat çeken yakıt denemelerine örnek olarak; bor türevlerinin benzine katıldığı karşılaştırma çalışmasında Doğu ve ark. [1], sıralı çift buji ateşlemeli bir motorda benzin, CNG, LPG, aseton, naftalin ve bor türevlerinin etkilerini incelemişlerdir. Bor türevleri olarak boraks pentahidrat (BP), susuz boraks (AB), borik asit (BA) kullanmışlardır. Tek yakıt olarak benzin, CNG ve LPG kullanılmıştır. Katkılı yakıt olarak %10 CNG, %5 LPG, %25 aseton, %50 aseton, %50 naftalin ve bor türevleri test edilmiştir. Test edilen yakıtlar benzine kıyasla özgül yakıt tüketimi dışında motor performansını kötüleştirmiştir. NO_x emisyonunun CNG ve LPG için 4-5 kat artması dışında, test edilen yakıtlar için emisyonlarda benzine göre iyileşme yönünde etkiler olmuştur. Bor-benzin karışımları için tork; BP için %4,4, AB için %4,4, BA için %4,4 azalmıştır. Hacimsel verim; BP için %6.3, AB için %7.3 ve BA için %8.5 azalmıştır. BSFC değerlerinde ise; BP için %5.8 azalma, AB için %0.4 artma ve BA için %15.2 azalma görülmüştür. Benzinde çözünen bor türevleri yanmayı çeşitli şekillerde etkilediğinden BSFC açısından özellikle BA ve BP için bir miktar avantaj sağlamıştır. Ayrıca bor-benzin karışımı, HC ve NOx oluşumunu azaltmıştır.

Tested fuels worsen engine performance compared to gasoline, except for brake specific fuel consumption (BSFC). There is a positive change in emissions for tested fuels compared to gasoline, except that NOx increases 4–5 times for CNG and LPG. One of the important findings is that, for boron-gasoline mixtures, the torque reduces by 4.0% for BP, 4.4% for AB, and 4.4% for BA. The volumetric efficiency decreases by 6.3% for BP, 7.3% for AB, and 8.5% for BA. The BSFC decreases 5.8% for BP, increases 0.4% for AB and decreases 15.2% for BA. Boron derivatives dissolved in gasoline diversely affect combustion and give some advantage in particular for BA and BP in terms of BSFC. In addition, boron-gasoline reduces the formation of HC and NOx.

Vighnesha ve ark. [4], LPG-benzin karışımlı yakıt kullanılan buji ateşlemeli bir motorda silindir içi ortalama efektif basınç değişimini, maksimum silindir içi basınç oluşumunu ve NO_x oluşumu inceleyen deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Devir sayısı olarak 3000 d/dk kullandıkları analizlerde %0-100 oranına kadar kütlece LPG'nin benzin-hava karışımına ilavesinin etkilerini incelemişlerdir. Ortalama efektif basıncın maksimuma ulaştığı karışım oranını kütlesel olarak %50 LPG+%50 benzin olarak gözlemlemişlerdir.

Putrasari ve ark. [5], benzinli bir motoru kısmi yüklerde benzin ve CNG ile test ederek motor karakteristikleri ve egzoz emisyonlarını incelemişlerdir. CNG kullanımının egzoz emisyonları açısından iyileşme sağladığını, motor performans parametreleri açısından da kötüleşmeye neden olduğunu belirtmişlerdir.

Liu ve Dumitrescu [6], sayısal modelleme ile sıkıştırma ateşlemeli bir motoru buji ateşlemeli olarak modelleyerek; doğalgaz kullanımı için G-Equation yanma modelinden faydalanarak alev gelişimi ve emisyon oluşumlarını analiz etmişlerdir. Ekivalans oranı, ateşleme avansı ve motor hızı için doğalgaz kullanımında silindir içi basınç ve emisyon oluşumlarının değişimi gözlenmiştir.

Aslam ve ark. [7], benzinli bir motorda benzin ve CNG kullanımı için motor performans parametrelerini ve egzoz gaz emisyonlarını ölçmüşlerdir. CNG kullanımında benzine göre özgül yakıt sarfiyatı ve emisyon oluşumlarının azaldığı buna karşın motor veriminin ve motor gücünün arttığı belirtilmiştir.

Jahirul ve ark. [8], benzin ve CNG yakıt kullandıkları buji ateşlemeli motorda performans parametrelerini ve egzoz emisyon oluşumlarını ölçmüşlerdir. Her iki yakıt için gaz kelebeği açıklığının etkisi incelenmiştir. CNG'nin tam gaz kelebeği açıklığında benzine göre daha düşük motor performansına ve egzoz emisyonuna neden olduğu

ölçülmüştür. CNG için %50 ve %80 gaz kelebeği konumlarında motor gücünde sırasıyla %19,25 ve %10,86 azalma ve BSFC'de %15,96 ve %14,68 azalma görülmüştür.

Bayraktar ve Durgun [9], benzinli motorda LPG kullanımının motor performansına etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. LPG'nin benzine göre volumetrik verimi düşürdüğü ve motor performansında düşüşe neden olduğu belirtilmiştir. Egzoz gazı emisyonları açısından ise LPG'nin benzin göre CO oluşumunu azalttığı belirtilmiştir.

Literatürdeki motor çalışmalarında, gelişen çeşitli modelleme yazılımlarının kullanımı daha da artmaktadır. Bu çalışmada, çift buji ateşlemeli Honda L13A4 i-DSI motorun performans ve emisyon değerleri; benzin, CNG ve LPG olmak üzere 3 farklı yakıt için test ve sayısal yöntemlerle (1-B model ve 3-B silindir içi yanma HAD analizi) incelenmiş ve sonuçlar karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Sayısal inceleme yöntemlerinden 1-B model için Ricardo-Wave yazılımı kullanılmıştır. 3-B HAD modellemesi için ise, Star-CD/es-ice yazılımı ve Ansys-Forte yazılımı kullanılmıştır. İncelemeler, motorun tam gazdaki maksimum tork devri olan 2800 d/dak'da yapılmıştır. İnceleme yöntemlerinden test, Ricardo-Wave yazılımında 1-B model ve Star-CD yazılımında 3-B silindir içi yanma modeli sonuçları, Yontar [10] tarafından önceki çalışmalarda elde edilmişti. Bu çalışmada, ilaveten, Ansys-Forte yazılımında 3-B silindir içi yanma modeli oluşturuldu ve bu yazılımdaki yaklaşımlar kullanılarak silindir içi yanma HAD analizleri yapıldı ve sonuçlar karşılaştırıldı.

İncelenen performans parametreleri; tork, ortalama efektif basınç, silindir içi basınç, silindir içi sıcaklık, indikatör diyagramı şeklindedir. Emisyonlar olarak ise; CO_2, CO, H_2O, UHC, NO_X, N_2 emisyonları olmak üzere altı emisyon değeri incelenmiştir.

Sonuçları aşağıdaki grafiklerde gösterilen test, 1-B model, 3-B Star-CD modeli ile ilgili bilgiler daha önceki çalışmada [10] detaylı olarak verildiğinden burada tekrar edilmemiştir. Bu çalışmada, ilave olarak yapılan Ansys-Forte yazılımında 3-B silindir içi yanma modeli ile ilgili detaylı bilgiler aşağıda verilmiştir.

2. SİLİNDİR İÇİ YANMA HAD MODELİ

Silindir içi yanma HAD modelinin oluşturulması için ilk olarak inceleme bölgesini oluşturan silindir ve bileşenlerine ait (silindir, silindir kafası, piston, bujiler, emme-egzoz supapları, emme-egzoz manifoldları) geometri oluşturulmuştur. Bu amaçla incelenen Honda L13A4 i-DSI sıralı çift buji ateşlemeli motorunun bir silindirine ait ilgili tüm geometrik ölçüler kullanılmıştır [10]. Tablo 2.1'de motora ait bazı teknik özellikler listelenmiştir. Şekil 2.1'de gösterildiği gibi, HAD modelinde emme manifoldu ve egzoz manifoldu dahil olmak üzere silindir içi yanma bölgesini içeren tüm geometrik bölge dikkate alınmıştır. İncelenen motorda her bir silindirde iki adet buji bulunmaktadır. Zamana bağlı çözümlemenin başlangıcı olarak supapların kapalı olduğu an referans alınarak geometri ve çözüm ağı oluşturulmuştur.

Silindir içi yanma HAD modelinin oluşturulmasında ve analizlerin yapılmasına Ansys-Forte yazılımı kullanılmıştır. HAD modelinde analizler yapılırken piston ve valf hareketlerine uygun olarak dinamik mesh yapısı kullanılmıştır. Silindir içi yanma HAD modeli çözüm ağı Şekil 2.2'de gösterilmiştir. Bu çözüm ağı, Ansys-Forte mesh düzenlemeleri bölümündeki tanımlamalar ve AMG (Automatic Mesh Generation) kullanılarak oluşturulmuştur. Ayrıca piston içerisindeki akışkanın hızına, sıcaklığına ve basıncına bağlı olarak sürekli yenilenen mesh yapılarının oluşturulması gerekmektedir. Bu işlem SAM (Solution Adaptive Mesh) komutu ile yapılmıştır. Bu çözüm ağı işlemleri sonucunda en düşük mesh sayısı 136000 (365 KMA) iken, analiz boyunca değişen mesh yapısı ile bu sayı 664000 (580 KMA) mertebelerine ulaşmaktadır. Elde edilen çözüm ağı ÜÖN anı için Şekil 2.2'de gösterilmiştir.

Sınır şartı tanımlamaları için model oluşturma esnasında ilgili yüzey isimlendirmeleri yapılmıştır. Şekil 2.1'de gösterildiği gibi; giriş, çıkış ve model geometrisini çevreleyen tüm yüzeyler için gerekli tüm sıcaklık ve basınç sınır şartları tanımlanmıştır. Piston üst yüzey sıcaklığı 500 K; emme-egzoz manifoldu yüzey sıcaklıkları 323-490 K; silindir gömleği yüzey sıcaklığı 540 K; silindir kafası yüzey sıcaklığı 550 K; emme-egzoz valfi yüzey sıcaklıkları 312-506 K ve bujilerin yüzey sıcaklığı 600 K olarak tanımlanmıştır. Yüzey sıcaklıkları, test esnasında ölçülmemiş olup literatürde verilen aralıklar kullanılarak tanımlanmıştır [11, 12].

Giriş havasının test düzeneğinde ölçülen basıncı 88.5 kPa ve sıcaklığı 305 K olarak tanımlanmıştır. Giriş kısmında ayrıca giren hava-yakıt karışımının kütlesel olarak kimyasal kompozisyonu da tanımlanmıştır Kimyasal kompozisyon değerleri her bir yakıt için ayrık olarak teorik tam yanma durumuna göre belirlenmiştir. Yakıt olarak; benzin için izo-oktan (C_8H_{18}), CNG için metan (CH_4) ve LPG için bütan (C_3H_8) kullanılmıştır. Çıkış kısmında atmosfer basıncı toplam basınç olarak tanımlanmıştır.

Piston yüzeyi için hareketli duvar komutu açılarak piston için hareket tanımlanmıştır. Tanımlanan bu hareket strok boyunca pistonun hareketini ifade etmektedir. Ayrıca, valflerinin hareket miktarına karşılık gelen her KMA için bir profil oluşturulup valflerin harelet profilleri yazılımda tanımlanmıştır.

Ansys-Forte yazılımında oluşturulan 3-boyutlu silindir içi yanma HAD modelinde; yanma modeli olarak "G-equation" ve türbülans modeli olarak "RANS RNG k-epsilon" kullanılmıştır. HAD modelinde; sınır şartları, başlangıç şartları, yakıt tanımlaması, ateşleme zamanları, kimyasal yanma modeli, türbülans modeli, vb. birçok gerekli analiz parametreleri tanımlanarak model oluşturulmuş ve analizler yapılmıştır.

HAD analizlerindeki motor çevrimi, 360-1080 KMA arasında gerçekleştirilmiştir. Ancak, çözüm esnasında akış şartlarının oluşmasını sağlamak amacıyla simülasyonlar 320-1080 KMA aralığında yapılmıştır. Emme zamanının başlangıcı (ÜÖN) 360 KMA'dır. Sıkıştırma sonu 720 KMA'da gerçekleşmektedir. Emme supabı; 1063 (343) KMA'da açılmaya başlamakta ve 1318 (598) KMA'ya kadar toplamda 255 KMA açık kalmaktadır ve bu aralıkta silindir içine hava-yakıt karışımı alınmaktadır. Egzoz supabı; 858 KMA'da açılmaya başlamakta ve 1092 (348) KMA'ya kadar toplamda 234 KMA açık kalmaktadır ve bu aralıkta silindir içinde oluşan egzoz gazları dışarı atılmaktadır. Çift buji ile yapılan ateşlemede; birinci buji 690 KMA'da ve ikinci buji 695 KMA'da sıralı olarak ateşleme yapmaktadır.

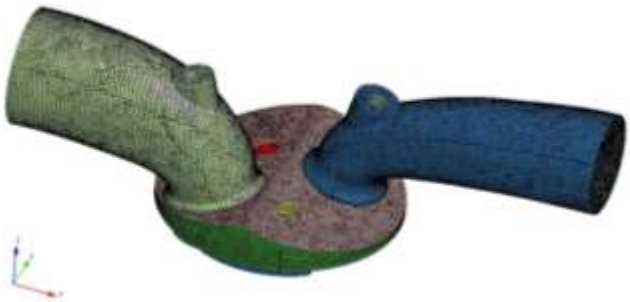
Silindir içi yanma HAD modeli gerekli tüm tanımlamalarla oluşturularak analizler benzin, CNG ve LPG için yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar takip eden bölümde karşılaştırmalı olarak sunularak değerlendirilmiştir.

Tablo 2.1. Honda L13A4 i-DSI motoru teknik özellikleri

Silindir Sayısı	4
Strok Hacmi (cm^3)	1339
Silindir Çapı (mm)	73
Strok Uzunluğu (mm)	80
Sıkıştırma Oranı	10,80
Güç (kW)	63
Tork(Nm)	119



Şekil 2.1. Silindir içi geometrik bölge.



Şekil 2.2. Silindir içi yanma HAD modeli çözüm ağı.

3. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

Çift buji ateşlemeli Honda L13A4 i-DSI motorun performans ve emisyon değerleri; benzin, CNG ve LPG olmak üzere 3 farklı yakıt için test ve sayısal yöntemlerle (1-B model ve 3-B silindir içi yanma HAD analizi) incelenmiş ve sonuçlar karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Sayısal inceleme yöntemlerinden 1-B model için Ricardo-Wave yazılımı kullanılmıştır. 3-B HAD modellemesi için ise, Star-CD/es-ice yazılımı ve Ansys-Forte yazılımı kullanılmıştır. İncelemeler, motorun tam gazdaki maksimum tork devri olan 2800 d/dak'da yapılmıştır. İnceleme yöntemlerinden test, Ricardo-Wave yazılımında 1-B model ve Star-CD/es-ice yazılımında 3-B silindir içi yanma modeli sonuçları, Yontar [10] tarafından önceki çalışmalarda elde edilmişti. Bu çalışmada, ilaveten, Ansys-Forte yazılımında 3-B silindir içi

yanma modeli oluşturuldu ve bu yazılımdaki yaklaşımlar kullanılarak silindir içi yanma HAD analizleri yapıldı ve sonuçlar karşılaştırıldı.

İncelenen performans parametreleri; tork, ortalama efektif basınç, silindir içi basınç, silindir içi sıcaklık, indikatör diyagramı şeklindedir. Emisyonlar olarak ise; CO_2, CO, H_2O, UHC, NO_x, N_2 emisyonları olmak üzere altı emisyon değeri incelenmiştir.

İlk olarak, Şekil 3.1'de elde edilen tork değerleri karşılaştırılmıştır. Motorun maksimum torku motor kataloğunda benzin için 119.00 Nm olarak verilmiştir. Test düzeneğinde benzin için tork 115.65 Nm olarak ölçülmüştür ve katalog değerine kabul edilebilir seviyede yakın bir değerdir. Katalog torkunun ölçümündeki ve kullanılan test düzeneğindeki ortam şartlarının farklı olması yanında test düzeneğindeki motorun yeni olmaması ve kullanılan benzin içeriğinin aynı olmaması kaynaklı olarak bu farkın oluşması olağan gözükmektedir.

Testlerden farklı yakıtlar için elde edilen tork değerleri büyükten küçüğe benzin (115.65 Nm), CNG (103.23 Nm) ve LPG (98.17 Nm) olarak ölçülmüştür. Test düzeneğinde CNG kullanımında tork, benzine göre 115.65 Nm'den 103.23 Nm'ye %11.51 oranında düşmüştür. LPG kullanımında ise tork, benzine göre 115.65 Nm'den 98.17 Nm'ye %15.12 oranında düşmüştür. LPG kullanımında tork, CNG'ye göre 103.23 Nm'den 98.17 Nm'ye %4.90 oranında düşmüştür. Benzinden CNG ve LPG'ye geçişte oluşan tork düşmesinin sebepleri arasında, volumetrik verimdeki düşüş, stokiyometrik karışım oranlarındaki H/C oranından kaynaklı enerji yoğunluğunun benzinden daha düşük olması ve volumetrik verim açısından benzinde volumetrik verimin yüksek olması sayılabilir. Sıvı fazda emme supabı arkasına püskürtülen sıvı benzinin buharlaşması esnasında oluşan sıcaklık düşmesi yoğunluktaki düşme ile volumetrik verimi yüksek tutmaktadır. Gaz fazındaki CNG ve LPG için bu durum söz konusu olmamaktadır.

Sayısal inceleme yöntemlerinde, yakıtlar için tork değerleri testteki sıralama ile aynı çıkmamıştır. Büyükten küçüğe tork sıralaması test için benzin-CNG-LPG şeklinde iken sayısal inceleme yöntemlerinde benzin-LPG-CNG şeklinde elde edilmiştir. Önceki çalışmada Yontar [10] tarafından açıklandığı üzere, test düzeneği benzin ve CNG için farklı ECU'ya sahiptir. LPG testi esnasında benzin için kullanılan ECU devrede idi ve LPG emme supabı arkasına değil de emme hattında havaya ilave edilmişti. Bu sebeplerden dolayı volumetrik verimin daha da düşük olacağı şartlarda test yapılmıştı. Bu sebepten dolayı LPG için testte ölçülen torkun CNG'de düşük çıktığı değerlendirilmiştir. Tüm sayısal sonuçlarda büyükten küçüğe benzin-LPG-CNG tork sıralamasının uyumlu bir şekilde oluşması da bu sıralamayı teyit edici görülmektedir.

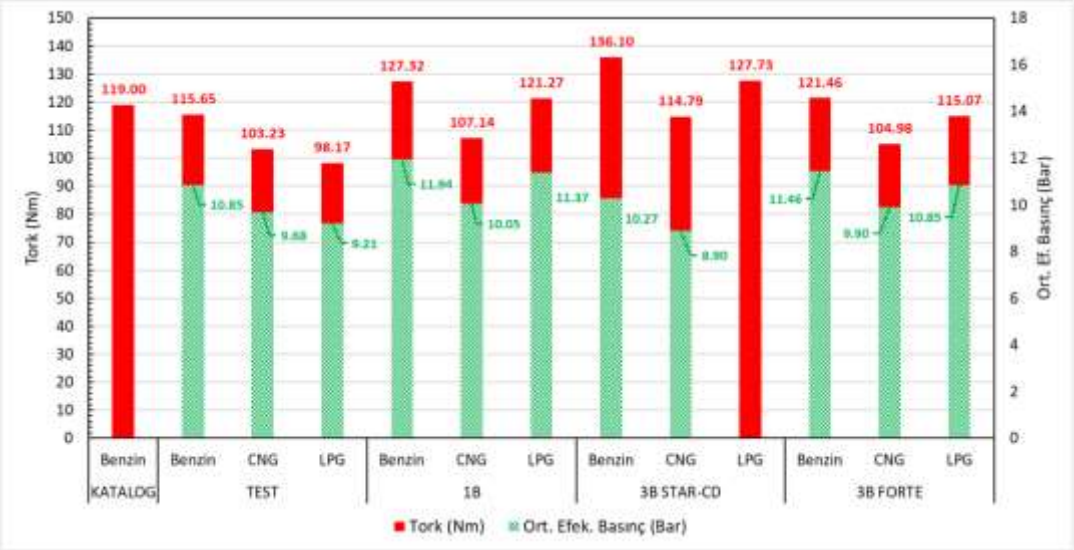
Sayısal yöntemlerden 1-B modelden ve 3-B Star-CD/es-ice modelinden elde edilen tork değerleri, test sonuçlarına göre biraz yüksek çıkarken 3-B Ansys-Forte modeli sonuçları LPG hariç düşük çıkmıştır.

Test esnasında oluşan tüm test şartlarının belirlenebilmesi ve sayısal modelleme yazılımlarında tanımlanabilmesi olası değildir. Bunlardan bazıları; motor yüzeyinden ortama olan ısı geçişi, motor yağından ve soğutma suyundan atılan ısı, testte kullanılan yakıtın kimyasal içeriği, yataklarda oluşan sürtünme kayıpları şeklinde sayılabilir. Ayrıca, sayısal modellerde dikkate alınan model bölgesi için yüzey sıcaklıkları (piston, emme manifoldu, egzoz manifoldu, silindir gömleği, silindir kafası, emme valfi, egzoz valfi ve bujiler), test esnasında ölçülmemiş olup literatürde verilen aralıklar kullanılarak tanımlanmıştır. Tüm bu sebepler, test ile sayısal modeller arasında farkın oluşmasına neden olacaktır. Bununlar birlikte testlerden elde edilen tork değerleri ile sayısal yöntemlerden elde edilen tork değerleri makul seviyede birbirine yakın çıkmıştır. Test ile sayısal modeller arasındaki fark en düşük %2.1 (CNG, 1-B model için) ile en yüksek %30 (LPG, Star-CD/es-ice için) arasında değişmektedir.

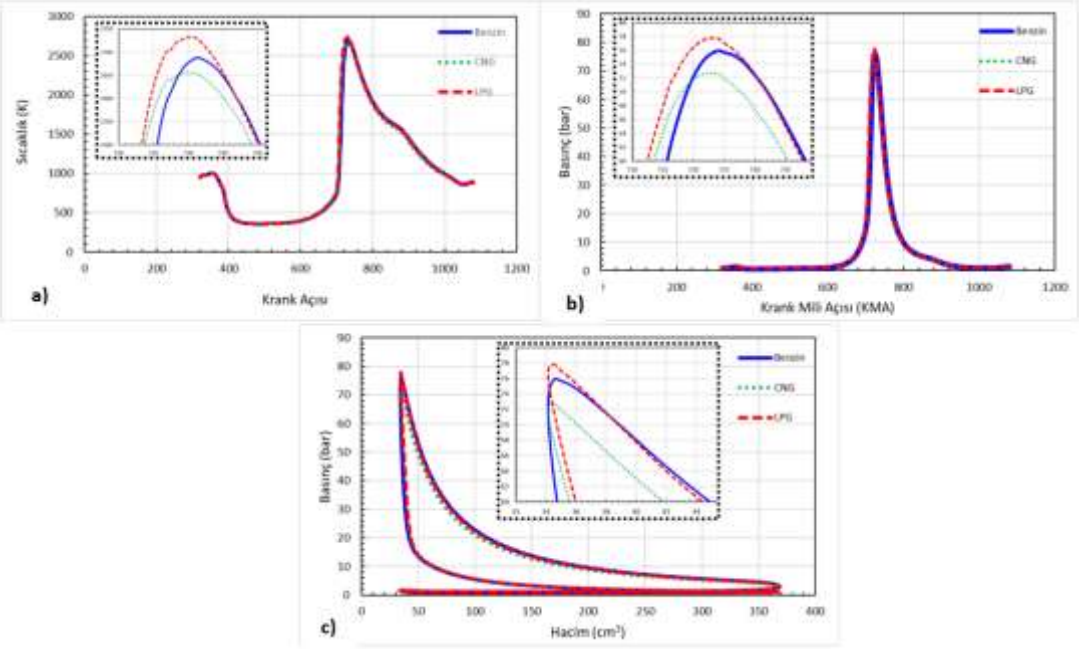
Bu çalışmada yapılan Ansys-Forte modelinde tork değerleri büyükten küçüğe benzin-LPG-CNG için 121.46-115.1-105. 0 Nm olarak hesaplanmıştır. Benzin için hesaplanan tork 121.46 Nm olup test değeri olan 115.65 Nm'den %5.086 yüksektir. CNG için testten elde edilen 103.23 Nm tork değeri Ansys-Forte modelinde 105.0 Nm olarak %1.7 yüksek hesaplanmıştır. LPG için ise 98.17 Nm olan test torku, Ansys-Forte'de 115.1 Nm olarak %17.2 yüksek elde edilmiştir. Ansys-Forte'deki değerlerin diğer sayısal modellerden yüksek çıkması, yazılımda kullanılan modelleme yaklaşımlarının farklı olmasından kaynaklanmaktadır. Ansys-Forte değerleri temel alınarak 3B sayısal yöntem ile tork için en düşük fark %8.6 olarak 3B Star-CD/es-ice CNG analizinde ve en yüksek fark %10.8 ile Star-CD benzin analizinde gerçekleşmiştir. Ansys-Forte modeli ile Star-CD/es-ice modeli arasındaki önemli bir farklılık, Star-CD modelinde testte olduğu gibi benzin emme supabı arkasına enjekte edilirken, Ansys-Forte modelinde emme manifoldu girişinden ön karışımlı olarak gönderilmiştir. Ansys-Forte değerleri temel alınarak 1B sayısal yöntem ile tork için en düşük fark %2.1 olarak 1B Ricardo-Wave CNG analizinde ve en yüksek fark %10.8 ile Ricardo-Wave benzin analizinde gerçekleşmiştir.

Özetle, Ansys-Forte modeli sonuçlarına göre, benzin yerine CNG ve LPG kullanımı durumunda torkta sırasıyla %13.6 ve %5.6 düşme olmuştur. LPG için hesaplanan 115.1 Nm tork, CNG için hesaplanan 105.0 Nm torktan %8.8 yüksek çıkmıştır.

Şekil 3.1'de ayrıca gösterildiği gibi, tork değerleri kullanılarak hesaplanan ortalama efektif basınç değerleri de torka benzer bir dağılım oluşturmuştur. Ortalama efektif basınç değerleri torktaki sıralanmada olduğu gibi büyükten küçüğe benzin-LPG-CNG için 11.46-10.85-9.9 bar olarak hesaplanmıştır. Bu değişime sebep olan silindir içi basınç, silindir içi sıcaklık ve indikatör diyagramı Şekil 3.2'de çizilmiştir. Benzin için maksimum silindir içi basınç 75.68 bar olarak 725 KMA'nda ve maksimum silindir içi sıcaklık 2688 K (2415ºC) olarak 733 KMA'nda gerçekleşmektedir. CNG için ise silindir içi basınç ve sıcaklık maksimum değerlerini sırasıyla 72.71 bar olarak 723 KMA'nda ve 2656 K (2386ºC) olarak 730 KMA'nda almaktadır. LPG'de ise silindir içi basınç ve sıcaklık maksimum değerlerini sırasıyla 77.79 bar olarak 723 KMA'nda ve 2732 K (2459ºC) olarak 731 KMA'nda almaktadır. Silindir içi maksimum basınç ve sıcaklık için büyükten küçüğe sıralama LPG-benzin-CNG [(77.79-75.86-72.71bar) ve (2459-2415-2386ºC)] olarak gerçekleşmiştir. Ancak, büyükten küçüğe tork sıralaması ise benzin-LPG-CNG şeklinde oluşmuştu. Maksimum basınç ve sıcaklık değerleri tork üzerinde etkili olmakla birlikte, tork; indikatör diyagramındaki net iş alanı ile oluşmaktadır ve hesaplanan tork sıralaması bu alana bağlı olarak benzin-LPG-CNG şeklinde gerçekleşmiştir.



Şekil *3.1.* Tork ve ortalama efektif basınç



Şekil 3.2. a) Silindir içi basınç, **b)** Silindir içi sıcaklık, **c)** İndikatör diyagramı

Şekil 3.3'de Ansys-Forte analizlerinden elde edilen silindir içindeki emisyonların KMA'na göre değişimleri incelenen üç yakıt için gösterilmiştir. Emisyonlar olarak; CO_2, CO, H_2O, UHC, NO_X, N_2 emisyonları olmak üzere altı emisyon değeri için grafikler oluşturulmuştur.

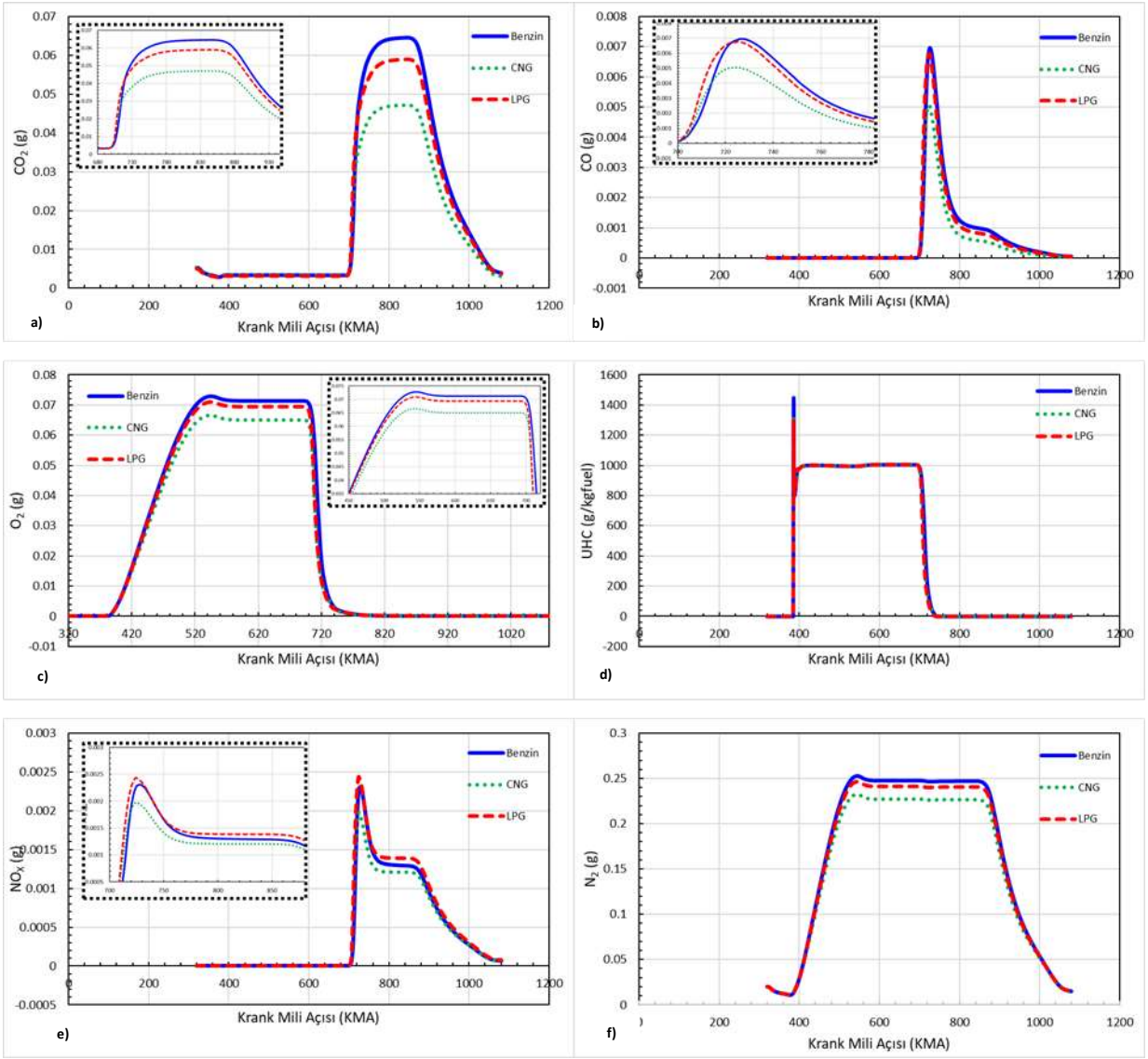
HAD analizlerindeki motor çevrimi, 360-1080 KMA arasında gerçekleştirilmiştir. Ancak, çözüm esnasında akış şartlarının oluşmasını sağlamak amacıyla simülasyonlar 320-1080 KMA aralığında yapılmıştır. Emme zamanının başlangıcı (ÜÖN) 360 KMA'dır. Sıkıştırma sonu 720 KMA'da gerçekleşmektedir. Emme supabı; 1063 (343) KMA'da açılmaya başlamakta ve 1318 (598) KMA'ya kadar toplamda 255 KMA açık kalmaktadır ve bu aralıkta silindir içine hava-yakıt karışımı alınmaktadır. Egzoz supabı; 858 KMA'da açılmaya başlamakta ve 1092 (348) KMA'ya kadar toplamda 234 KMA açık kalmaktadır ve bu aralıkta silindir içinde oluşan egzoz gazları dışarı atılmaktadır. Çift buji ile yapılan ateşlemede; birinci buji 690 KMA'da ve ikinci buji 695 KMA'da sıralı olarak ateşleme yapmaktadır.

Emme supabının açık olduğu aralıkta (343-598 KMA) silindir içine alınan hava-yakıt karışımı giderek artmaktadır. Sıkıştırma aralığında ateşlemeye kadar silindir içine alınan hava-yakıt karışımı aynı kalmaktadır.

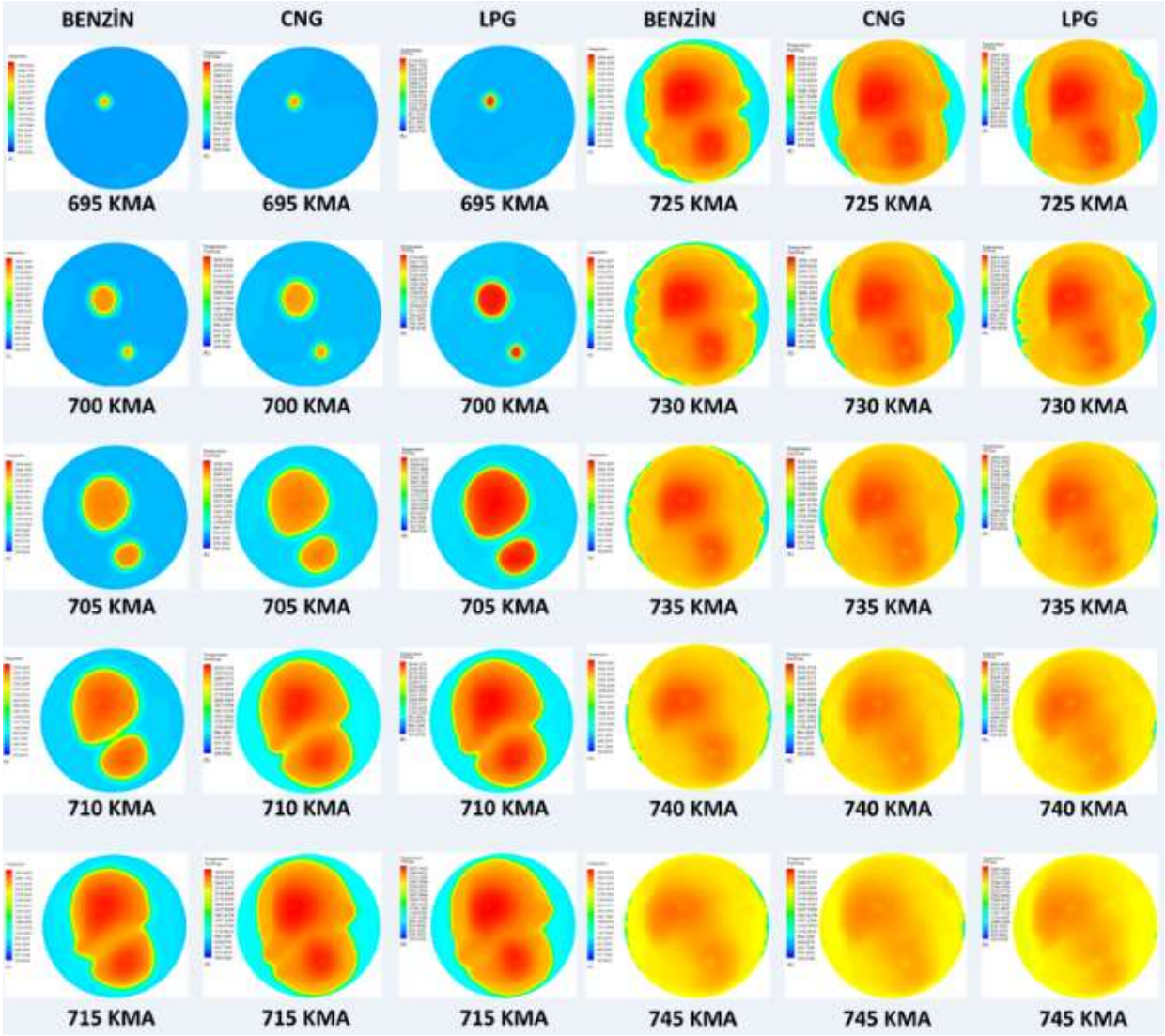
Yanmamış hidrokarbon (UHC), 360 KMA'ında emme supabının açılması ile yakıt girişi sağlandığı için en yüksek değerini 360 KMA'ında almıştır. Sonrasında 690 KMA'ına kadar ortalama bir değer elde ettiği görülmektedir. Son olarak ise 690-730 KMA arasında yanma olayı gerçekleşerek yanmamış hidrokarbon değeri sıfıra yaklaşmıştır.

CO_2, CO, H_2O, NO_x oluşumları, birinci buji (690 KMA) ve ikinci buji (695 KMA) ateşlemelerinin oluşturduğu yanma reaksiyonları ile aniden artmıştır. Egzoz supabının 840 KMA'da açılmaya başlamasıyla silindir içindeki egzoz gazlarının dışarıya atılmasıyla CO_2, CO, H_2O, NO_X, N_2 giderek azalmıştır. CO_2 emisyonu oluşumu olarak en yüksek değer benzinde görülürken, en düşük değer CNG'de görülmektedir. CO emisyonunda benzin ve LPG birbirine yakınken, CNG için yaklaşık %25 daha düşük gerçekleşmiştir. CNG, LPG ve benzin için H/C oranları sırasıyla 4, 2.66, 2.25 şeklindedir. NO_x emisyonu oluşumundaki sıralama ise LPG-benzin-CNG şeklinde olmuştur.

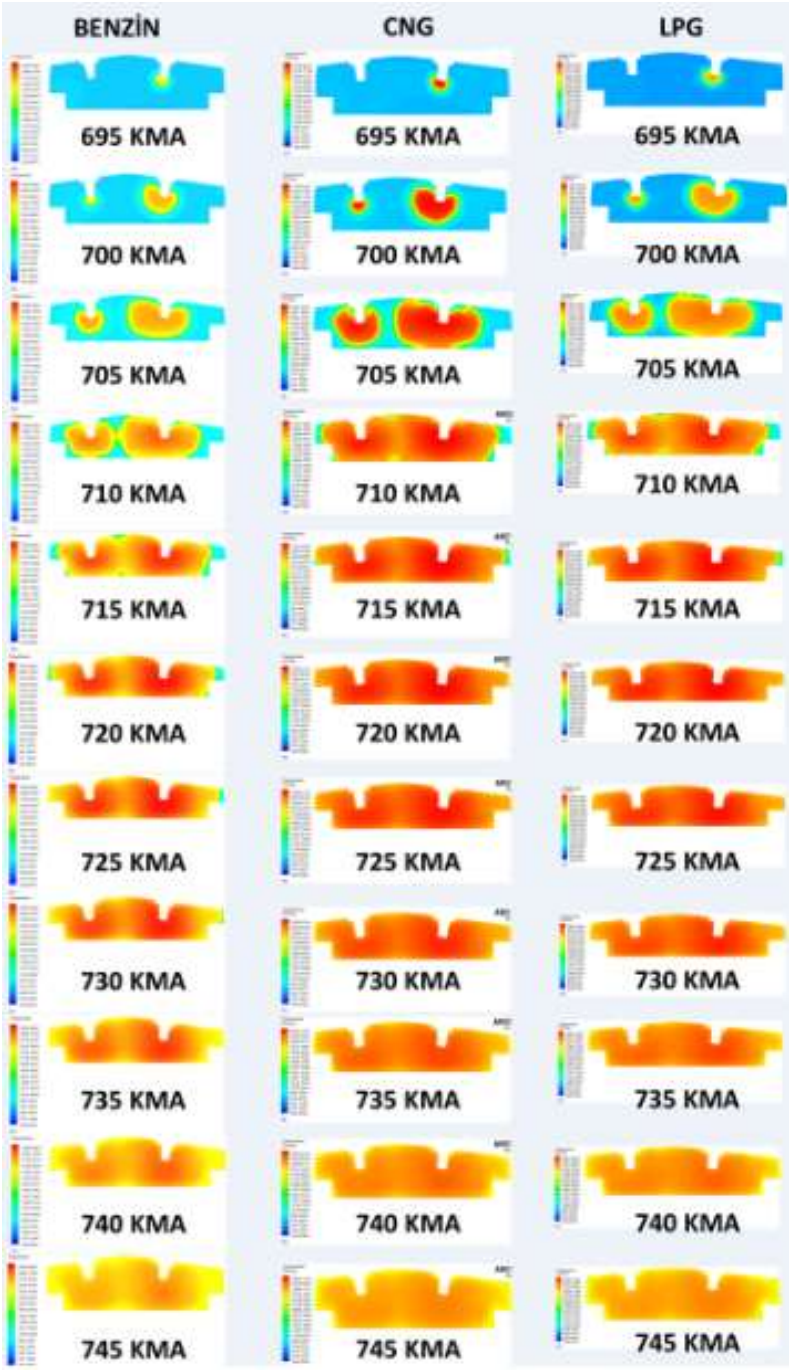
Silindir içi alev oluşumu ve ilerleyişini görsellemek amacıyla, silindir içi sıcaklık dağılımının KMA'na göre değişimleri Şekil 3.4'de radyal kesitte ve Şekil 3.5'de eksenel kesitte gösterilmiştir. Sıcaklık dağılım grafikleri 695 KMA'dan başlayarak 5 KMA artımlarla oluşturulmuştur. Sıcaklık dağılım grafikleri alev küresinin oluşumunu ve yayılımını göstermektedir. Çift buji ile yapılan ateşlemede; birinci buji 690° KMA'da ve ikinci buji 695° KMA'da ateşleme yapmaktadır. İlk ateşleme yapıldığında alev yarıçapı 1 mm olarak tanımlanmıştır. İlk ateşlemenin olduğu alev küresi büyürken ikinci ateşleme ile oluşan alev küresi ile birleşmekte ve alev tüm silindiri içine yayılmaktadır.



Şekil 3.3. Emisyonlar: **a)** CO_2, **b)** CO, **c)** H_2O, **d)** UHC, **e)** NO_x, **f)** N_2



Şekil 3.4. Silindir içi sıcaklık dağılımı (Radyal kesitte)



Şekil 3.5. Silindir içi sıcaklık dağılımı (Eksenel kesitte)

4. GENEL DEĞERLENDİRMELER

Çift buji ateşlemeli ticari bir motorun performans ve emisyon değerleri; benzin, CNG ve LPG olmak üzere 3 farklı yakıt için test ve sayısal yöntemlerle (1-B model ve 3-B silindir içi yanma HAD analizi) incelenmiş ve sonuçlar karşılaştırılarak değerlendirilmiştir.

Elde edilen sonuçlara genel bakıldığında aşağıdaki özet değerlendirmeler yapılabilir.

1) Ansys-Forte yazılımı ile yapılan silindir içi yanma HAD analizleri test sonuçlarına yakın sonuçlar vermiştir.
2) Kullanılan yakıtlar için büyükten küçüğe doğru tork sıralaması benzin-LPG-CNG için 121.46-115.1-105. 0 Nm olarak hesaplanmıştır.
3) Benzin yerine CNG ve LPG kullanımı durumunda torkta sırasıyla %13.6 ve %5.3 düşme olmuştur. LPG için hesaplanan 115.1 Nm tork, CNG için hesaplanan 105.0 Nm torktan %8.8 yüksek çıkmıştır.

4) CO_2, CO, H_2O, NO_x oluşumları, birinci buji (690 KMA) ve ikinci buji (695 KMA) ateşlemelerinin oluşturduğu yanma reaksiyonları ile aniden artmıştır. Egzoz supabının 840 KMA'da açılmaya başlamasıyla silindir içindeki egzoz gazlarının dışarıya atılmasıyla CO_2, CO, H_2O, NO_X, N_2 giderek azalmıştır.
5) CO_2 emisyonu oluşumu olarak en yüksek değer benzinde görülürken, en düşük değer CNG'de görülmektedir. CO emisyonunda benzin ve LPG birbirine yakınken, CNG için yaklaşık %25 daha düşük gerçekleşmiştir.
6) H_2O oluşumu en yüksekten düşüğe doğru CNG-LPG-benzin şeklinde gerçekleşmiştir.
7) NO_x emisyonu oluşumundaki sıralama ise LPG-benzin-CNG şeklinde olmuştur.

İlerleyen aşamalarda, Ansys-Forte yazılımında yakıtların emme supabı arkasına enjekte edilmesi için model oluşturulması ve farklı yakıtlar için ateşleme avansının ve bujiler arasındaki ateşleme açısı farkının incelenmesi üzerinde çalışılması planlanmaktadır.

REFERANSLAR

[1] Doğu, Y., Yontar, A. A., Kantaroğlu, E. (2020), "Experimental Investigation of Effects of Single and Mixed Alternative Fuels (Gasoline, CNG, LPG, Acetone, Naphthalene, and Boron Derivatives) on a Commercial i-DSI Engine", Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects.
[2] Yontar, A. A., Doğu, Y. (2019), "Effects of Equivalence Ratio and CNG Addition on Engine Performance and Emissions in a Dual Sequential Ignition Engine", International Journal of Engine Research.
[3] Yontar, A. A., Doğu, Y. (2018), "Flame Radius Effects on a Sequential Ignition Engine Characteristics", International Journal of Automotive Engineering and Technologies, 7(1), 29-37.
[4] Vighnesha, N., Shankar, K. S., Dinesha, P., Mohanan, P. (2018), "Cycle by Cycle Variations of LPG-Gasoline Dual Fuel on a Multi-Cylinder MPFI Gasoline Engine", Biofuels, 9(6), 685-692.
[5] Putrasari, Y., Praptijanto, A., Nur, A., Wahono, B., Santoso, W. B. (2015), "Evaluation of Performance and Emission of SI Engine Fuelled with CNG at Low and High Load Condition", Energy Procedia, 68, 147-156.
[6] Liu, J., Dumitrescu, C. E. (2018), "3D CFD Simulation of a CI Engine Converted to SI Natural Gas Operation Using the G-Equation", Fuel, 232, 833-844.
[7] Aslam, M. U., Masjuki, H. H., Kalam, M. A., Abdesselam, H., Mahlia, T. M. I., Amalina, M. A. (2006), "An Experimental Investigation of CNG as an Alternative Fuel for a Retrofitted Gasoline Vehicle", Fuel, 85(5-6), 717-724.
[8] Jahirul, M. I., Masjuki, H. H., Saidur, R., Kalam, M. A., Jayed, M. H., Wazed, M. A. (2010), "Comparative Engine Performance and Emission Analysis of CNG and Gasoline in a Retrofitted Car Engine", Applied Thermal Engineering, 30(14-15), 2219-2226.
[9] Bayraktar, H., Durgun, O. (2005), "Investigating the Effects of LPG on Spark Ignition Engine Combustion and Performance", Energy Conversion and Management, 46(13-14), 2317-2333.
[10] Yontar, A. A., (2016), "Buji Ateşlemeli Motorda Saf ve Karışımlı Alternatif Yakıtların Motor Performansına ve Emisyonlarına Etkilerinin Sayısal ve Deneysel İncelenmesi", Kırıkkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Doktora Tezi.
[11] Mahle GmbH, (2012), "Pistons and Engine Testing", ATZ/MTZ-Fachbuch.
[12] Heywood, J. B., (1988), "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill.

ANN DRIVER MODEL BASED ON SEAT TO HEAD TRANSMISSIBILITY

Jovanka Lukić[1], Slavica Mačužić Saveljić[2]
[1,2] University of Kragujevac, Faculty of Engineering, Kragujevac, Serbia
[3] Corresponding Author: Jovanka Lukić, lukicj@kg.ac.rs

ABSTRACT

Protection and prevention of vehicle driver health and working capabilities are the most important task in vehicle design phase. In order to improve and accelerate vehicle design process, different driver models have been developed in last few decades. Models development depends on computer and software improvement. Wide application of artificial neural network (ANN) and deep learning methods caused its application in human body models exposed to vide variety of vibration. In this paper, model of vehicles driver exposed to vertical random vibration is developed based on ANN. Different network structures and activation functions were analyzed in order to obtain optimal network structure in frequency domain. Input data were seat to head transmissibility frequency response function of human body exposed to vertical random vibration obtained in laboratory experiment. Validation of adopted model showed good correlation with experimental data. Amount of transmitted vibration through vehicle drivers body can be predicted by application of proposed model.

Keywords: STHT**,** ANN, vibration, driver, model

1. INTRODUCTION

Driver comfort is one of the dominant aspects in vehicle design phase. Investigation of ride comfort is focused on research of vibration influence on vehicle driver health. Driver is exposed to whole body vibration (WBV) and local vibrations in the driving condition. In order to utilize performed field and laboratory investigations, biodynamic models of the human body is developed. Biodynamic models should be used to predict ride comfort in different driving conditions without exposure subjects to vibrational excitation. Field and laboratory investigations of driver responses on vibration excitation need time, resources and people and are very expensive.

Interest in human biodynamic models has become significant especially in the last two decades of the 20th century. International standards are developed in order to identify rages of biodynamic responses of the human body in different environment, (Rakheja, Dong, Patra, Boileau, Marcotte, & Warren, 2010). Frequency response functions: mechanical impedance (MI), driving point mechanical impedance (DPMI), apparent mass (AI) and seat to head transmissibility (STHT) are used in order to identify model of human body exposed to WBV in different conditions. Analysis of published results showed significant diversity. Investigations were performed in the laboratory and field conditions. Subjects were in sitting, standing and recumbent postures. Subjects were tested in different body position: sitting, laying and standing. Legs were not supported and supported on the floor. Hands and arms were folded and in driving position or steering wheel. Gender and anthropometrics characteristics of the subjects were different, as well as subjects age, (Rakheja, Dong, Patra, Boileau, Marcotte, & Warren, 2010).

Oscillatory excitations were deterministic or random with different direction of excitation. One axis and multi axis excitations were considered, as well as its correlated effect on human. Magnitude of excitations was different.

The vast majority of published studies concerned about vertical vibration effect on human in sitting position due to dominant oscillatory load especially in passenger vehicle. Dominant vibrational loads of driver are in fore and aft and lateral direction in the off road vehicles, forklifts and portal cranes, (Rakheja, Dong, Patra, Boileau, Marcotte, & Warren, 2010).

The effectiveness of biodynamic models relies on the representative biodynamic responses of the body. Frequency response function STHT represents vibration value transmitted through human body. Also, MI, DPMI and AI are measured at one point and represent point frequency response function. Regardless to number of published results, it is obviously that the vast major of published results consider AM and DPMI. Significantly less amount of papers consider STHT than other frequency response function. Number of published results considered STHT in vertical direction is larger than in fore and aft and lateral directions. (Rakheja, Dong, Patra, Boileau, Marcotte, & Warren, 2010)

The study of biodynamic responses of humans can be classified into statistical (experimental) and analytical methods. Usually, experimental studies involve human corpses and dummies to avoid human injury. Experimental studies have exhibited that humans are most sensitive to WBV in the frequency range of 1–20 Hz, (Rakheja, Dong, Patra, Boileau, Marcotte, & Warren, 2010). The vibrations produced in road vehicles range from 0.5–20 Hz which is also the vulnerable range for human beings. A principal resonance has consistently been found between 4 and 6 Hz reported principal resonance between 4–6 Hz and a second principal resonance between 8–12 Hz. (Harsha, Kumar, & Saran, 2017).

Biodynamic models have been created to represent human body responses to vibration. These models are then grouped to lumped models, multi body dynamic models, and finite element models.

Lumped models consist of sprung masses, dampers and springs. The degrees of freedom (DOF) depend on the number of rigid masses. The earliest established lumped model with single degree of freedom (1 DOF) and later more complex lumped parameter models were developed. Nonlinearity of human body exposed to vibration behavior could not be taken into consideration respect to lumped parameter models. The experimental results had good agreement with Wan-Schimmels 4 DOF in spite of its simplicity, (Cho Chung Liang, 2006).

Finite element models have been developed in recent years and they have significant application especially in vehicles development phase.

In recent years, researchers were eager to use new mathematical models to simulate engineering problems especially artificial intelligent methods such as artificial neural network (ANN), fuzzy logic, genetic algorithm, etc. These methods are flexible and proper to optimization problems. ANN modeling has good potential to predict human body behavior after training with some sets of input-output pairs. In (Gohari M., 2012) established a new ANN biodynamic model based on Wei and Griffin (1998) lumped model which can predict body and head response acceleration signal from the input signal. The accuracy of output signals were over 95%, which made it appropriate to use for other engineering purposes like in seat suspension design or adaptive active seat suspension control.

Based on previous studies with some limitation of lumped models, it seems essential to have ANN biodynamic model. In this paper, a novel biodynamic ANN model was introduced to predict head acceleration from seat acceleration based on experimental method.

In this paper effort has been made to develop ANN model considering the influence of backrests, level of excitation, BMI for prediction of human body response to vibration.

2. EXPERIMENTAL INVSTIGATION

An electro-hydraulic motion simulator was used in subjective experiment. The simulator was designed to provide the test bandwidth from 0,3-30 Hz, but with very small power for the frequencies over 20 Hz, with total loading mass of 200 kg and to obtain vertical and horizontal random excitations simultaneously. In the performed experiment, only vertical random excitation is used. The investigators had to define frequency bandwidth and magnitude of excitation.

Data from accelerometers HBM B12/200 mounted on the seat pad, placed on seat buttock interface, (S) and head (H) in fore and aft (x) and vertical (z) directions were recorded during experiment by the use of HBM DMC9012A amplifier and BEAM 3.1 acquisition data software and stored in data file afterwards.

Group of 30 trained, healthy male and female subjects (aged 43,9±9,7 years, 180±6,6 cm tall and 85,9±14,1 kg mass) were exposed to vertical broadband random vibration. The confident frequency domain of the simulator, the results of frequency contents lower than 0,5 Hz and above 20 Hz were neglected in the analysis.

In the experiment, subjects were sitting on the soft seat, in driving position, with hands on the steering wheel. The seat characteristics and the transfer function of platform-seat system were obtained with the seat loaded with a sandbag of total mass of 40 kg (Demic, Lukic, & Milic, 2002). The seat was excited by one-directional random vibration in vertical direction.

Variation of seat backrest angle was adopted, as well as usually used position in driving condition. Seat backrest angle (position K inclined 14 ˚ with respect to vertical axis and position S in vertical position without inclination) and excitation magnitude (1,75, m/s^2 r.m.s and 2,25, m/s^2 r.m.s) were varied (Demic, Lukic, & Milic, 2002). In order to determine STHT function, accelerations were measured at the seat-buttock interface and on the head. Accelerometers were also mounted on plastic helmet.

This signal duration, with sampling frequency of 171,8 Hz provided the following (Brandt, 2011):

- Reliability of FFT above 0,0029 Hz, estimated to be acceptable for the lower simulator excitation frequency of 0,3 Hz.
- With 512 averaging of spectra used in FFT, the random estimation errors of the following values were: for auto spectrum – 0,0454 /, for cross spectrum – 0,057 /, and for coherence function – 0,032 /, which are acceptable, according to (Brandt, 2011).

Based on these facts, it was found acceptable to apply the value of signal duration 343,6 s for the analyses performed in the paper.

The preliminary analyses of the time history series have shown that they belong to a group of stationary random processes. It is known that the identification of parameters of random processes can be done in time, amplitude and frequency domain, which is thoroughly described in (Brandt, 2011).

The output STHT is calculated by using the frequency response function $H(f)$ by equation (Brandt, 2011):

$$STHT = \frac{S_{hs}(f)}{S_{ss}(f)} \tag{1}$$

where $S_{hs}(f)$ – cross spectral density of the seat (input) and head (output) motions and $S_{ss}(f)$ – auto spectral density of the seat (input motion)

3. ARTIFICIAL NEURAL NETWORK MODELING

Multilayer perceptron (MLP) among the class of feed-forward networks has the capability of universal approximation of nonlinear phenomena and complex systems, (Kim, 2017). Hence, a multilayer feed-forward neural network with back propagation (BP) algorithm was employed. The MLP neural network architecture consists of one input layer comprising 5 main factors (frequency of vibration, magnitude of vibration, body mass index (BMI), gender, seat back condition) one output layer (STHT), and one hidden layer, as shown in Fig. 1. Input data are classified as continuous (frequency, magnitude of vibration and BMI) and categorized (gender and seatback condition).

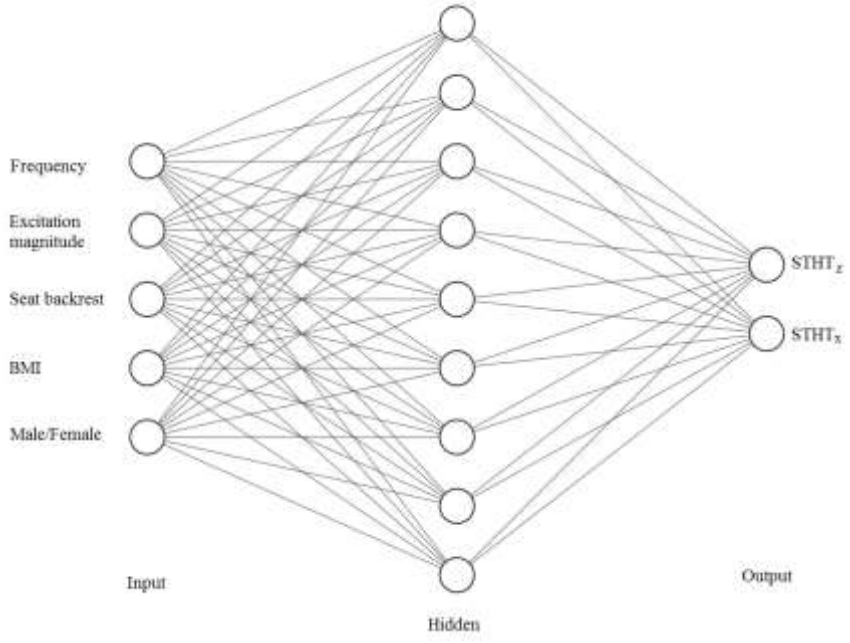


Figure 1. Adopted ANN model of STHT under vertical excitation

The challenging tasks for developing ANN models are to identify optimal number of neurons in each hidden layer, number of hidden layers and training algorithms. Determination of an optimal number of hidden layers generally involves difficult tradeoff between the prediction ability and computational demand of the model. The preliminary simulations performed with the ANN model with a single hidden inputs revealed poor predictions of the STHT over the entire range of body mass and excitation levels. The MLP neural network with more hidden inputs minimum 3 and maximum 11 with neurons ranging from 1 to 20 was subsequently employed, in order to improve convergence in terms of mean squared error (MSE). It is noteworthy that employing greater number of neurons in each hidden layer entails the over-fitting drawback, which reduces the forecasting ability of the model. Upper limit was 20 networks for train and 5 networks for retrain in order to enable adoption of optimal MLP configuration.

From the whole group of tested subjects, data of 10 subjects (male and female, two sitting position, three levels of excitation, BMI and STHT in vertical and fore and aft direction) was adopted to train, test and verify optimal ANN model of STHT. Dimension of data matrix was 48175x7. Data were classified into: train set of 70% of total data, 15% for testing and 15% for validation of adopted model.

The network structure with least MSE over 1000 iterations was explored. To ensure that each input variable provides an equal contribution in the ANN simulation and to reduce the challenge of numerical instability in the process of adjusting the weights, the inputs to the model, excluding the gender and back support condition, were normalized and scaled into the numeric range [0, 1], such that:

$$Z_n = \frac{Z_i - Z_{\min}}{Z_{\max} - Z_{\min}} \tag{1}$$

where Z_n denotes normalized input variable, Z_r is raw input variable, and Z_{min} and Z_{max} denote the minimum and maximum values of the raw input variables, respectively. Different activation functions are tested and all data in input matrix are normalized and scaled according to equation (1), (Gohari, Rahman, Tahmasebi, & Nejat, 2014).

The gender was described as an input with numeric value of 0 and 1 for the female and male subjects respectively. Training algorithm was Broyden Fletcher Goldfarb Shanno, (Kim, 2017).

4. DISCUSSION

In conducted experiment time series of accelerations on the seat and head of driver were measured. As input or output data time signals of accelerations can be used. ANN model can be developed based on acceleration of seat and head time domain. Later, function STHT should be determined. Development of ANN biodynamic model for prediction of human body acceleration in time domain was performed in (Gohari M., 2012).

Analysis of results published in (Cho Chung Liang, 2006), (Gohari, Rahman, Tahmasebi, & Nejat, 2014), (Kumar, 2017), (Taghavifar, 2018) showed that ANN biodynamic models are developed in frequency domain. Input data were frequency, body mass, magnitude of excitation etc.

In this paper development of model for prediction of driver vibrational load under vertical excitation is performed in frequency domain. In order to develop optimal network structure two approaches are applied: network with five inputs and one output data and network with five inputs and two outputs data. Output data was STHT in vertical direction and STHT in vertical and fore and aft direction. This consideration should enable optimal network structure in order to avoid model complexity.

ANN model of STHT in vertical direction is developed by using five input data and one output data. Twenty different network models were applied in order to obtain optimal performance between output and target experimental data. Two networks with best performances in training, test and validation phase are presented in Table 1. Network configuration MLP 5-9-1 has the highest correlation between target and output data. Comparison between experimental data and model data are presented in figure 1.

Table 1. Summary of active networks - output STHT in vertical direction (z), vertical excitation

Network structure	Performance			Error			Activation	
	Training	Test	Validation	Training	Test	Validation	Hidden	Output
MLP 5-11-1	0.85270	0.86367	0.85902	0.14095	0.13196	0.14404	Tanh	Tanh
MLP 5-9-1	0.86986	0.88493	0.87690	0.12568	0.11279	0.12734	Logistic	Logistic

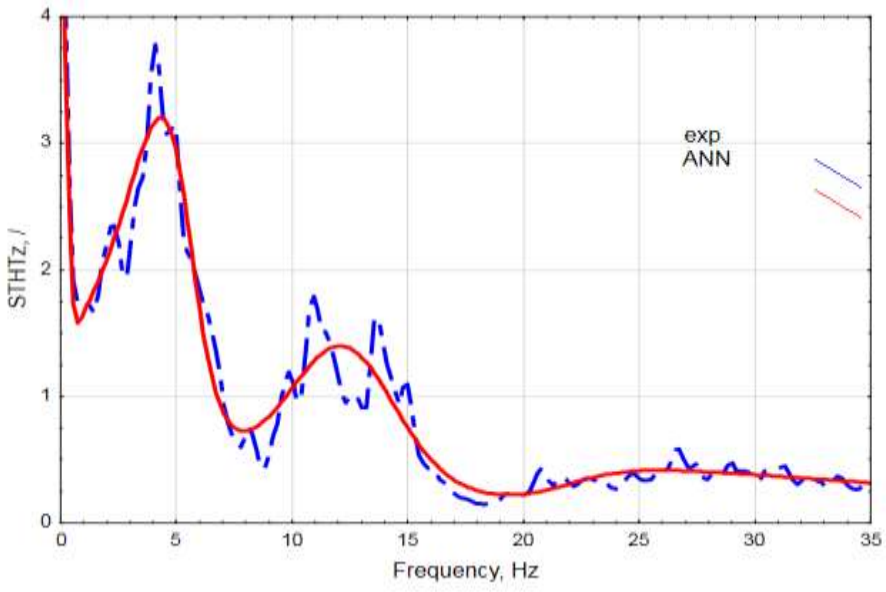


Figure 1. Comparsion of STHT of human body exposed to vertical random vibration in vertical direction obtained in laboratory conditions and obtained by ANN model MLP 5-9-1

Comparison between two determined networks, in model validation, is shown in figure 2. Network MLP 5-9-1 showed better approximation with experimental results than MLP 5-11-1. Also, network structure is less complex respect to hidden layers. Activation function was logistic sigmoid in both cases.

In the second phase ANN model of STHT was developed with same input data as well as in the first phase and output data were STHT in vertical and fore and aft direction. This structure of ANN should be suitable in the case of presence of correlation between output signals in fore and aft direction and vertical direction. In the laboratory environment it is not common, but in the real road conditions it can be appeared.

Obtained results are presented in Table 2 and Figure 3.

Table 2. Summary of active networks - output STHT in both vertical (z) and fore and aft (x) direction (z), vertical excitation

	Network structure	Network performance			Error			Activation	
		Training	Test	Validation	Training	Test	Validation	Hidden	Output
1	MLP 5-9-2	0.82680	0.83643	0.81385	0.32606	0.31589	0.37647	Tanh	Exponential
2	MLP 5-7-2	0.80531	0.81351	0.79457	0.36227	0.35608	0.41084	Logistic	Logistic
3	MLP 5-10-2	0.77859	0.79099	0.77154	0.40662	0.39434	0.45179	Logistic	Logistic
4	MLP 5-11-2	0.77667	0.78487	0.77157	0.40838	0.40312	0.45029	Tanh	Exponential
5	MLP 5-7-2	0.80213	0.81088	0.78910	0.36746	0.36065	0.42099	Logistic	Logistic

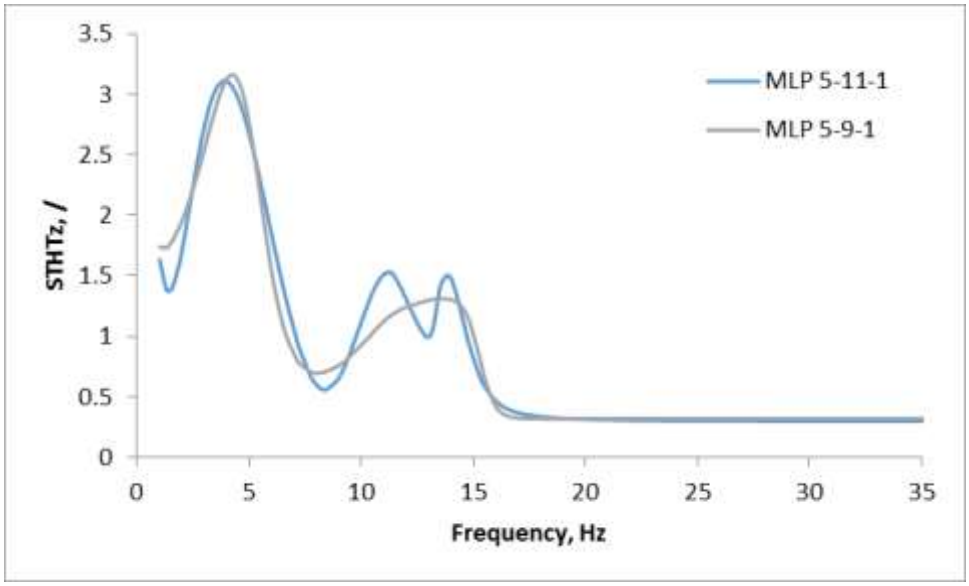


Figure 2. Validation of adopted ANN MLP model of STHT in vertical direction

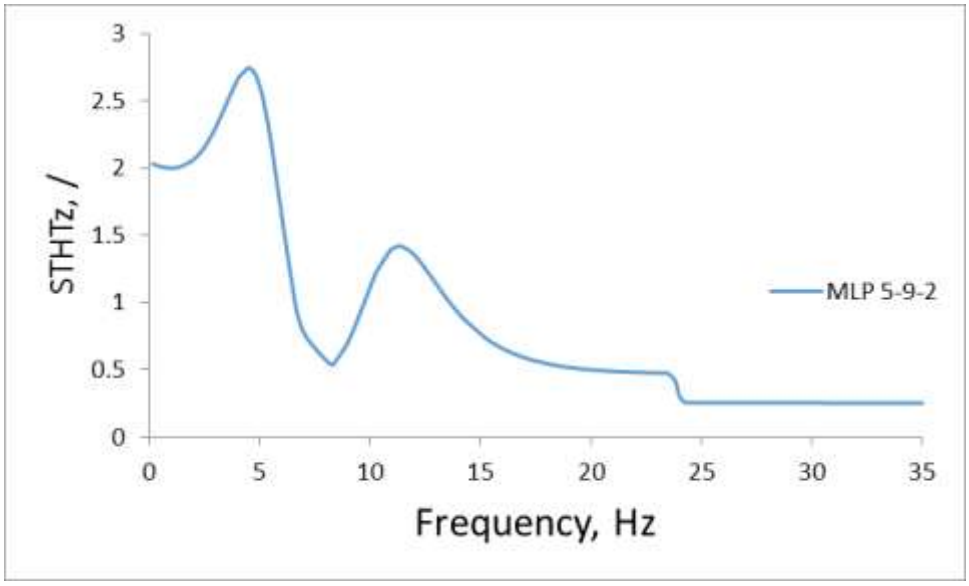


Figure 3. Validation of adopted ANN MLP model of STHT in vertical direction, two output layers

Comparison of output and target data is presented in figure 4 in the process of validation. Network MLP 5-9-2 is adopted as optimal, which performances are the highest between five presented networks. Number of hidden data is the same in both cases. Activation functions are different.

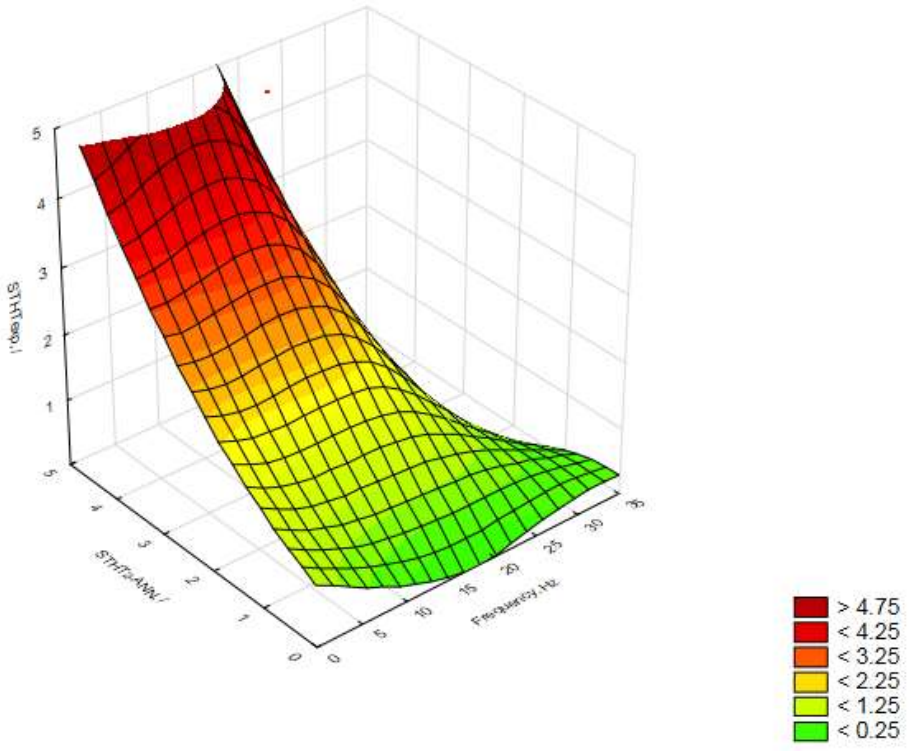


Figure 4. Validation of ANN MLP-5-9-2 model of STHTz under single axis vertical excitation

5. CONCLUSIONS

Conducted investigation presented in the paper showed that biodynamic model of driver exposed to vertical random vibration can be developed based on STHT frequency response function and ANN. Proposed ANN model is sutable to incorporate non linear charactristics of human body. ANN model developed in the frequency domain is sutable with respect to significat frequencies of STHT. After model structure is adopted, there is no need for post procesing data as well as it is necessery when ANN model is developed in time domain.

ACKNOWLEDGEMENTS

Research presented in this paper was supported by Ministry of Education, Science and Technological Development of the Republic of Serbia, Grant TR 35041.

REFERENCES

[1] Brandt, A. (2011), Noise and Vibration Analysis: Signal Analysis and Experimental Procedures, John Wiley & Sons, Chichester, West Sussex, U. K., pages 704

[2] Liang, C. C, Chiang, C. F. (2006) "A study on biodynamic models of seated human subjects exposed to vertical vibration", International Journal of Industrial Ergonomics, 36, 10, pp. 869-890.

[3] Demic, M., Lukic, J., Milic, Z. (2002) "Some aspects of the investigation of the random vibration influence in ride comfort", Journal of sound and vibration, 253, 1, pp. 109-128.

[4] Gohari M., R. R. (2012) "A Novel Artificial Neural Network Biodynamic Model for Prediction Seated Human Body Head Acceleration in Vertical Direction", Journal of low frequency noise, vibration and active control, 31(3), pp. 205-216.

[5] Gohari, M., Rahman, R., Tahmasebi, M., Nejat, P. (2014). "Off-road Vehicle Seat Suspension Optimisation, Part I: Derivation of an Artificial Neural Network Model to Predict Seated Human Spine Acceleration in Vertical Vibration", Journal of low frequency noise, vibration and active controL, 33, 4, pp. 429 – 442.

[6] Kim, P. (2017), MATLAB Deep Learning: With Machine Learning, Neural Networks and Artificial Intelligence, Apress, Seoul, pages 162.

[7] Kumar, A. S. (2017) "Biodynamic modelling of seated human body under whole body vibration exposure using ANN", International Journal of Vehicle Noise and Vibration, 13, 3/4, pp. 187-199.

[8] Rakheja, S., Dong, R. G., Patra, S. K., Boileau, P.-E., Marcotte, P., Warren, C. M. (2010) "Biodynamics of the human body under whole-body vibration: Synthesis of the reported data", International Journal of Industrial Ergonomics, 40, 6, pp. 710–732.

[9] Taghavifar, H. R., Rakheja, S. (2018) "Supervised ANN-assisted modeling of seated body apparent mass under vertical whole body vibration", Measurement, 127, pp. 78-88.

AUTOMATED DRIVING ARCHITECTURE AND OPERATION OF A LIGHT COMMERCIAL VEHICLE

Murat Gözü[1], Mümin Tolga Emirler[2*], İsmail Meriç Can Uygan[3], Tevfik Ali Böke[4], Levent Güvenç[5,6,7], Bilin Aksun Güvenç[5,6]

[1] İstanbul Okan University, Institute of Sciences and Engineering, Mechatronics Engineering Program, İstanbul, Turkey
[2] Yıldız Technical University, Faculty of Applied Sciences, Department of Aviation Electronics, İstanbul, Turkey
[3] TÜBİTAK BİLGEM Cyber Security Institute, Gebze, Kocaeli, Turkey
[4] TOFAŞ Research and Development Center, Bursa, Turkey
[5] The Ohio State University, Automated Driving Lab, Columbus, Ohio, USA
[6] The Ohio State University, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Columbus, Ohio, USA
[7] The Ohio State University, Department of Electrical and Computer Engineering, Columbus, Ohio, USA
[*] Corresponding Author: Mümin Tolga Emirler, tolgaemirler@yahoo.com

ABSTRACT

This paper is on the automated driving architecture and operation of a light commercial vehicle. Simple longitudinal and lateral dynamic models of the vehicle and a more detailed CarSim model are developed and used in simulations and controller design and evaluation. Experimental validation is used to make sure that the models used represent the actual response of the vehicle as closely as possible. The vehicle is made drive-by-wire by interfacing with the existing throttle-by-wire, by adding an active vacuum booster for brake-by-wire and by adding a steering actuator for steer-by-wire operation. Vehicle localization is achieved by using a GPS sensor integrated with six axes IMU with a built-in INS algorithm and a digital compass for heading information. Front looking radar, lidar and camera are used for environmental sensing. Communication with the road infrastructure and other vehicles is made possible by a vehicle to vehicle communication modem. A dedicated computer under real time Linux is used to collect, process and distribute sensor information. A dSPACE MicroAutoBox is used for drive-by-wire controls. CACC based longitudinal control and path tracking of a map of GPS waypoints are used to present the operation of this automated driving vehicle.

Keywords: automated driving, control systems, hardware-in-the-loop, experimental validation

1. INTRODUCTION

Connected and automated driving has become an important area of research for automotive OEMs as series production of connected and automated driving vehicles is expected to start after 2020 [1]. Connected and automated driving work has concentrated mostly on passenger cars [2-5]. However, the largest impact of these new technologies is expected to be for commercial vehicles. The light commercial vehicle application is unique and their drivers would benefit most from automated driving since drivers of these vehicles have to drive for long amounts of time every day. Consequently, this paper concentrates on the use of a light commercial vehicle as an automated driving vehicle platform.

This paper focuses on the technology of connected and automated driving vehicles and hence focuses on implementation rather than on pure scientific contribution. Therefore, the paper concentrates on how the modeling of the vehicle, the validation of the model, the hardware-in-the-loop system used in development work, on the hardware architecture and implementation details and presents some experimental results. Controller design details are not presented for the sake of brevity and will be presented in future publications.

The outline of the rest of the paper is as follows. The vehicle modeling is presented in Section 2. The hardware-in-the-loop simulator used in validation and results of the validation study are presented in Section 3. The drive-by-wire architecture of the vehicle is presented in Section 4. The sensors used and the architecture of the vehicle are presented in Section 5. Experimental results of automated driving in the longitudinal and lateral directions are presented in Section 6. The paper ends with conclusions and directions for future work in the last section.

2. VEHICLE MODELLING

Simple longitudinal and lateral models of the automated light commercial vehicle presented here are employed for the initial tests of the designed algorithms and controllers. Then, a higher fidelity CarSim vehicle model is used for the final tests before the road experiments. The simple longitudinal and lateral dynamics models used are presented in this section.

2.1. Simple Longitudinal and Lateral Automated Vehicle Model

The equations of motion for longitudinal and lateral dynamics of the simple nonlinear automated vehicle model can be expressed as follows:

$$m\left(a_x - rV_y\right) = \sum_{i=f,r} F_{xi}\cos\delta_i - F_{yi}\sin\delta_i - \left(F_{aero} + F_{rr} + F_{hc}\right) \tag{1}$$

$$m\left(a_y + rV_x\right) = \sum_{i=f,r} F_{xi}\sin\delta_i + F_{yi}\cos\delta_i \tag{2}$$

while the equation of motion around the yaw axis is

$$I_z\dot{r} = l_f F_{yf}\cos\delta_f - l_r F_{yr}\cos\delta_r + l_f F_{xf}\sin\delta_f - l_r F_{xr}\sin\delta_r \tag{3}$$

where F_{xi} and F_{yi} are the longitudinal and the lateral tire forces. f and r represent the front and rear tires. a_x, a_y, V_x, V_y and I_z are the longitudinal acceleration at the center of gravity (CG), the lateral acceleration at the CG, the longitudinal velocity at the CG, the lateral velocity at the CG and the moment of inertia about the yaw axis, respectively. Note that for the front wheel steered vehicle considered in this paper δ_r=0 [1].

The resistive forces in Equation (1) which affect the longitudinal dynamics of the vehicle can be expressed as follows. The aerodynamic drag force F_{aero} is given by

$$F_{aero} = \frac{1}{2}A\rho C_d V^2 \tag{4}$$

where A is the effective frontal area of the vehicle, ρ is the mass density of air, C_d is the drag coefficient, and V is the velocity of the vehicle. The rolling resistance force F_{rr} is determined as

$$F_{rr} = C_{rr}mg\cos(\theta) \tag{5}$$

where C_{rr} is the rolling resistance coefficient and θ is the road inclination angle. The gravitational slope resistance force F_{hc} is modelled as

$$F_{hc} = mg\sin(\theta). \tag{6}$$

The internal combustion engine (ICE) is modeled using a static engine map that defines the relationship between the inputs of throttle position α, the engine speed ω and the output engine torque $T_{ICE}(\omega, \alpha)$. The engine torque output is transmitted to the wheels through the driveline as torque T_d according to

$$T_d = \eta_t i_t T_{ice}(\omega,\alpha) \tag{7}$$

where η_t is a static efficiency factor used to model mechanical losses and i_t is the transmission ratio. These parameters are used to model the transmission of the vehicle.

The moment balance at the center of the wheel is given by

$$I_w\dot{\omega}_i = T_d - T_{bi} - F_{xi}R_w \tag{8}$$

where I_w is the moment of inertia of the wheel, ω_i is the angular velocity of the ith wheel, T_{bi} is the braking torque on the ith wheel applied through the brake system, F_{xi} is the longitudinal tire force of the ith wheel and R_w is the effective wheel radius.

The longitudinal velocities of the front and rear wheels can be determined as follows:

$$V_{fx} = \sqrt{V_x^2 + \left(V_y + l_f r\right)^2}\cos\alpha_f \tag{9}$$

$$V_{rx} = \sqrt{V_x^2 + \left(V_y - l_r r\right)^2}\cos\alpha_r \tag{10}$$

where the tire slip angles are

$$\alpha_f = \delta_f - a\tan\left(\tan\beta + \frac{l_f r}{V_x}\right) \tag{11}$$

$$\alpha_r = \delta_r - a\tan\left(\tan\beta + \frac{l_r r}{V_x}\right). \tag{12}$$

The longitudinal wheel slip ratio is defined as

$$s_i = \begin{cases} \dfrac{R_w\omega_i - V_{ix}}{V_{ix}}, & R_w\omega_i < V_{ix} \quad \text{(braking)} \\ \dfrac{R_w\omega_i - V_{ix}}{R_w\omega_i}, & R_w\omega_i > V_{ix} \quad \text{(traction), } \left(i = f, r\right) \end{cases} \tag{13}$$

The Dugoff tire model is used for the calculations of the tire forces as

$$F_{xi} = f_i C_{xi} s_i \tag{14}$$

$$F_{yi} = f_i C_{yi} \alpha_i \tag{15}$$

where C_{xi} and C_{yi} are the longitudinal and the lateral cornering stiffness of the ith wheel. The coefficients f_i are determined using

$$f_i = \begin{cases} 1, & F_{Ri} \le \dfrac{\mu F_{zi}}{2} \\ \left(2 - \dfrac{\mu F_{zi}}{2F_{Ri}}\right)\dfrac{\mu F_{zi}}{2F_{Ri}}, & F_{Ri} > \dfrac{\mu F_{zi}}{2} \end{cases} \tag{16}$$

$$F_{Ri} = \sqrt{\left(C_{xi} s_i\right)^2 + \left(C_{yi}\alpha_i\right)^2} \tag{17}$$

The simple model given here is implemented in Simulink.

2.2. CarSim Vehicle Model

CarSim is a high degrees-of-freedom commercially available vehicle dynamics simulation environment. After the initial simulations in Simulink by using the simple nonlinear vehicle model, a CarSim vehicle model is built and employed for further studies. The subsystems of the vehicle model such as steering, tire, suspension, aerodynamics, powertrain and brake are constructed in CarSim considering the dynamic properties of the automated vehicle. Before the road tests, the control algorithms and also the integration of the automated vehicle subsystems are tested using CarSim simulations. Figure 1 shows the screenshots taken from a CarSim cooperative adaptive cruise control simulation. Also, CarSim/Simulink block diagrams can be seen in Figure 1.

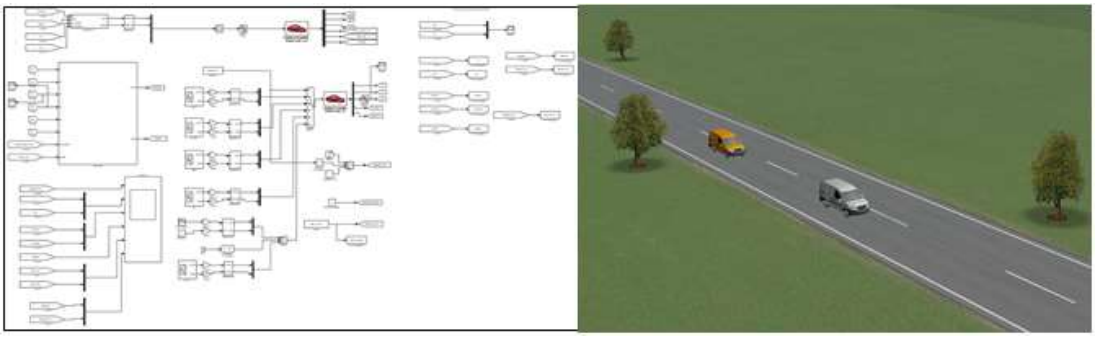


Figure 1. CarSim/Simulink block diagrams and animation screen

In addition to offline simulations, real time hardware-in-the-loop (HiL) simulations are conducted to analyze the integration of the designed control systems, sensor interfacing algorithms and hardware. Figure 2 shows the hardware-in-the-loop system used in this study. It consists of a PC, a dSPACE Ecoline simulator, an Electronic Stability Control (ESC) Electronic Control Unit (ECU) module, a valve signal measurement unit, steering wheel angle sensor, sensor cluster consisting of yaw rate and longitudinal and lateral acceleration sensors, vehicle display panel, body computer and fuse box. Further details can be found in [6]. While this HiL simulator is originally built for testing ESC algorithms, it is also well suited for testing automated steering control. The dSPACE MicroAutoBox control unit, which is used for low level actuator control in the automated vehicle, is added to this HiL setup for the automated steering HiL simulations. The addition of the automated brake test rig shown in Figure 3 enables the testing of automated braking control also, in this HiL simulation test system.

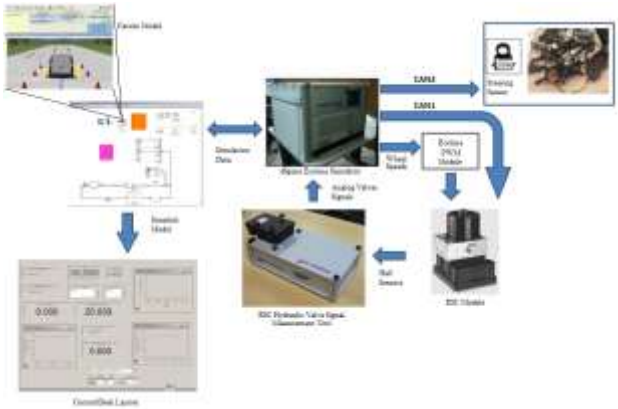


Figure 2. Hardware-in-the-loop simulation system



Figure 3. Automated braking hardware in the HiL system

3. MODEL VALIDATION RESULTS

In order to validate the vehicle dynamics responses of the CarSim model, vehicle road tests are carried out using an instrumented test vehicle. The standard tests like constant radius turning, ramp steering, double lane change, sine-with-dwell are conducted. In CarSim, the same experimental environment is built and the same velocity and the steering inputs are provided to the CarSim vehicle model. The experimentally obtained results are compared with CarSim vehicle model responses. According to the results, CarSim vehicle model parameters such as Pacejka tire values, CoG

height and the roll stiffness of the vehicle are tuned to obtain good matching between experimental results and simulation results. The simulations are performed in real-time using the HiL simulator shown in Figure 2. Out of the many tests that are carried out, the standard ISO 3888-1 double lane change results are given in this paper. In the double lane change test, the vehicle tries to change its lane and then go back to its initial lane as shown in Figure 4.

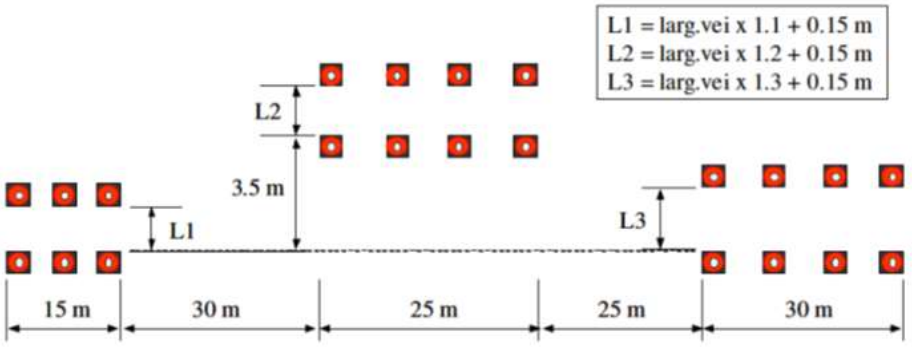


Figure 4. ISO 3888-1 Double lane change test [7]

Figure 5 and Figure 6 show the steering wheel angle and the vehicle velocity signals of the vehicle obtained during the double lane change test. These signals are used in CarSim (labeled as HiL test in the figures) as input signals and the simulations are performed.

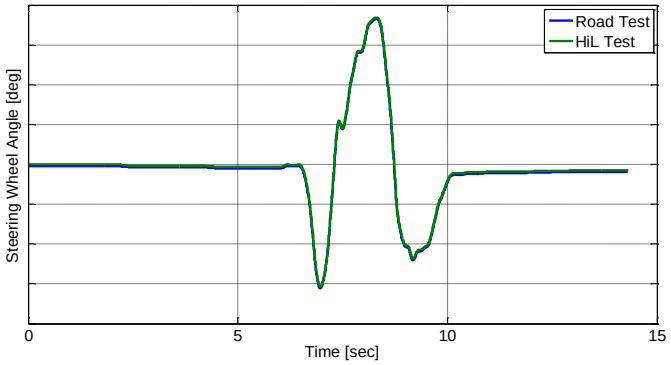


Figure 5. Steering wheel input for the double lane change test

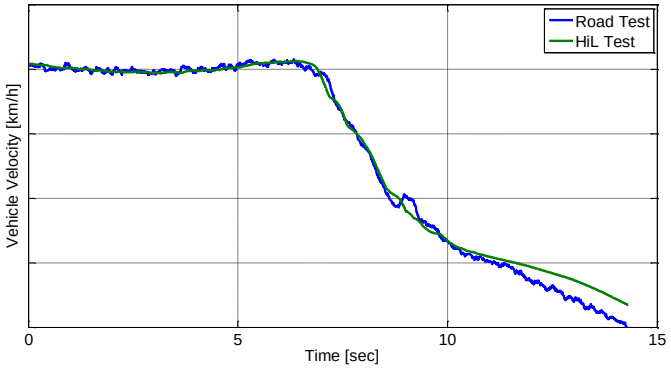


Figure 6. Vehicle velocity for double lane change test

Figure 7 and Figure 8 show the vehicle yaw rate and lateral acceleration results obtained from both experiment and HiL simulation. The results indicate that the validated vehicle model and the experimental vehicle responses match each

other quite well. It is concluded that the validated Carsim model can be used to describe the steady state dynamics of the experimental vehicle in the simulations.

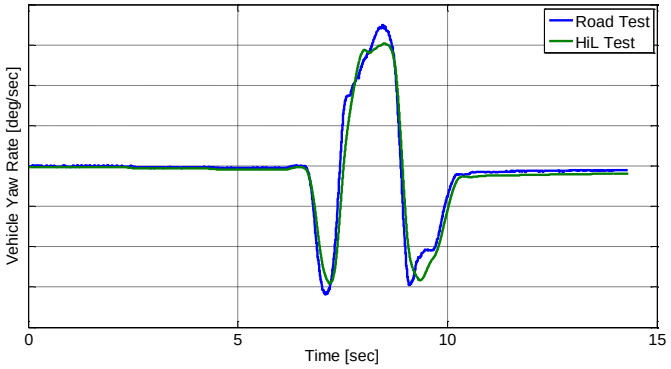


Figure 7. Vehicle yaw rate for the double lane change test

4. DRIVE-BY-WIRE SYSTEMS

In order to control the throttle, braking and steering actuators, a dSPACE MicroAutoBox (MABX) electronic control unit is used. Automation of throttle, brake and steering are presented in this section of the paper.

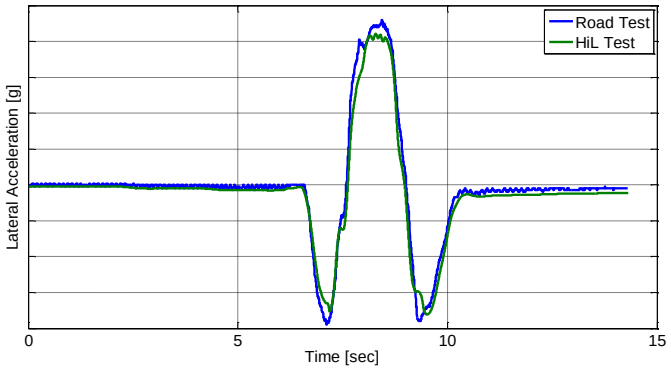


Figure 8. Lateral acceleration for the double lane change test

4.1. Throttle and Brake Control

The upper and lower level controllers for longitudinal direction control of the vehicle use throttle and brake actuation. Depending on the chosen automated driving function such as cruise control (CC), adaptive cruise control (ACC) or cooperative adaptive cruise control (CACC), the longitudinal direction controller (PI type for CC and PD type for ACC/CACC) determines the desired acceleration value, $a_{desired}$.

For positive $a_{desired}$ values, the related lower level controller produces the appropriate throttle command using the inverse-engine torque map. The throttle command is then converted to an analog signal in the MABX controller and is fed to the interface electronics that changes the potentiometer reading of the accelerator pedal which is fed to the internal combustion engine controller. If the driver pushes on the accelerator pedal, control authority is switched over from the automated driving system to the driver.

For negative $a_{desired}$ values, the related lower level controller determines an appropriate duty cycle (%) of the PWM signal according to the relation between braking deceleration and duty cycle to control the active vacuum booster used for automated braking. This vacuum booster can be controlled manually (driver) or electrically (automated braking). Due to the high current requirement for the servo system of the active vacuum booster, a relay circuit board is implemented as a driver.

4.2. Steering Control

In order to control the automated steering, a SMART motor by Moog Animatic is integrated into the light commercial vehicle. The main characteristics of the SMART motor are that it can be programmed, its drive electronics are integrated into the motor and it has a CAN interface along with the customary analog interface for command signals.

A PI type position controller is implemented in the dSPACE MABX electronic control unit for steering control. After the calculation of the desired angle by the "Path Follower" controller, this PI position controller generates an analog signal to control the SMART motor. A program created in the SMART motor interprets this signal and produces a PWM signal to drive the motor. Instead of the SMART motor`s individual encoder, the vehicle`s own steering angle sensor (SAS) is used for better position feedback. The steering control system schematic is shown in Figure 9.

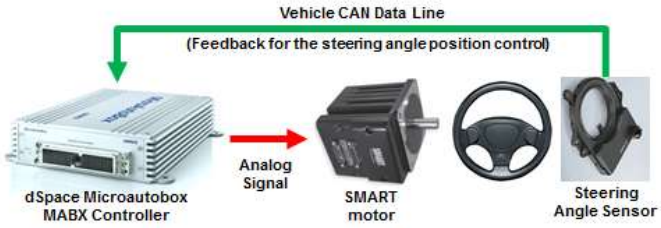


Figure 9. Steering control schematic system

4.3. Path Following Controller for Autonomous Driving

For demonstration of autonomous driving, a simple path following control algorithm is implemented as shown in Figure 10. Future work will use the algorithm of the authors in [4] which handles both position and orientation errors, passes smooth curves through the GPS way points and results in a much smoother trajectory with smaller path tracking errors.

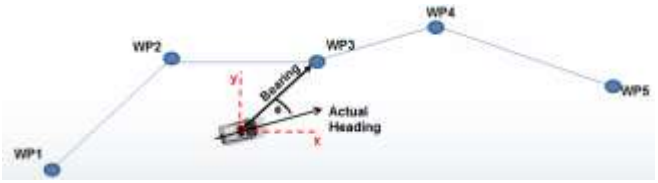


Figure 10. Path following algorithm

The desired path is created by choosing the desired GPS waypoint positions (WPs) using a map application (Google Maps etc.). After sending the WPs to the controller, the path following algorithm creates a bearing vector between the vehicle position and the target WP. Then, the angle between the bearing vector and the heading vector is calculated and a PID type controller, shown in Figure 11, keeps the angle at zero value while controlling the steering.

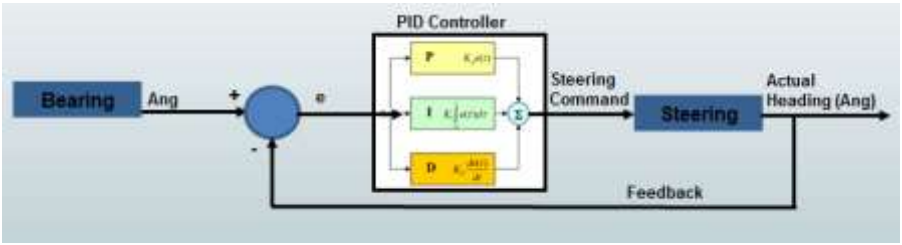


Figure 11. PID type path following algorithm

5. ENVIRONMENTAL SENSING AND OVERALL ARCHITECTURE

5.1. Environmental Sensing

A Delphi ESR Radar, an Ibeo LUX four channel lidar and an Xsens GPS sensor with built in IMU and INS algorithm are used for the environmental sensing and localization. The radar sensor is used to detect the range and the speed of the followed vehicle in the cooperative/adaptive control (CACC and ACC) system. The lidar sensor is mostly used for detecting closer objects in autonomous driving.

The position of the vehicle is determined by the Xsens GPS sensor. Even though it does not provide higher precision (in centimeter level) position values, it has been chosen because of its low cost and very good repeatability performance.

The GPS signal errors (about 1-2 meter) are compensated for by the lidar sensor during low speed automated driving. If a sideway or an object in the direct path is detected, the path following controller generates low speed steering correction angles as shown in Figure 12. The more recent work of the authors uses SLAM or map building and map matching algorithms using a 3D lidar for high accuracy localization which is not treated in this paper.

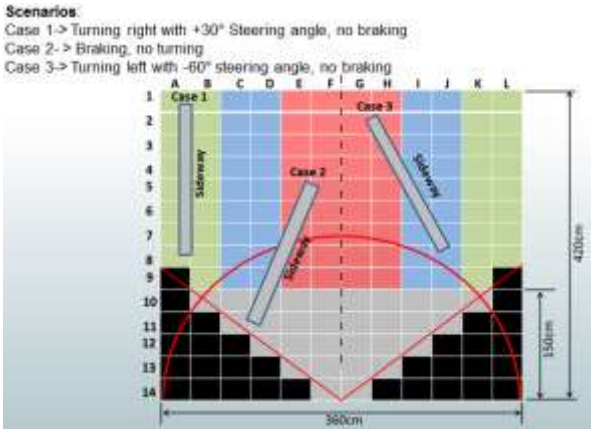


Figure 12. Steering correction scenarios

To overcome the magnetic interferences and improve the heading information, an additional digital compass, HMC5883L, is integrated into the system. The average of the digital compass's heading value and the Xsens GPS sensor's heading value is used in the path following controller.

For the cooperative adaptive controller (CACC) system, the vehicle is equipped with a modem using IEEE 802.11p protocol. The modem receives the followed vehicle's acceleration, GPS latitude and longitude values from the followed vehicle's sender modem. The received acceleration value is feed-forwarded to the current adaptive cruise controller (ACC) to establish a cooperative adaptive cruise control (CACC) system as in [1].

5.2. Overall Architecture

The installed actuators, sensors, controllers and modem are shown in the overall architecture diagram of Figure 13.

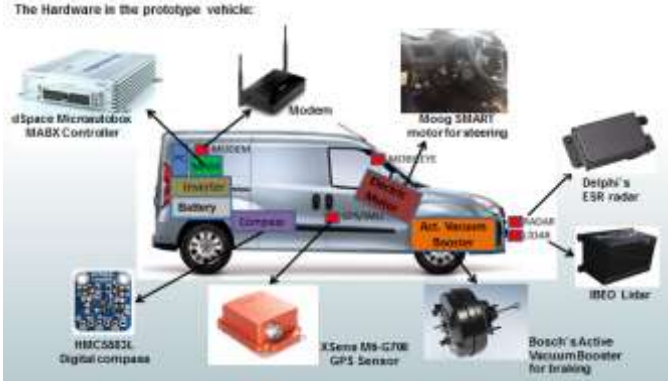


Figure 13. Actuators, sensors, controlers and modem in the vehicle

As shown in Figure 14, the modem data (used for CACC) and lidar data are sent to the PC via an Ethernet switch. The received data are then combined with the GPS sensor's latitude, longitude, and heading data received via the USB port, and the heading data received from the digital compass via I2C communication line. After assigning an

identifier number, each data is then converted to 8 byte long UDP (user datagram protocol) data packages and sent to the UDP to CAN converter board.



Figure 14. Data communication in vehicle

The UDP to CAN data converter board is developed using an Arduino microcontroller, an ethernet shield (to receive the UDP data packages) and a CAN bus shield (to convert the UDP packages to CAN signals and send to the MABX controller via vehicle's CAN data line). The created board is shown in Figure 15. As shown in Figure 14, the radar data is directly sent to the MABX controller via the vehicle's CAN data line. In addition, the steering angle value is read from the steering angle sensor (SAS) via the CAN data line for the steering angle position control.

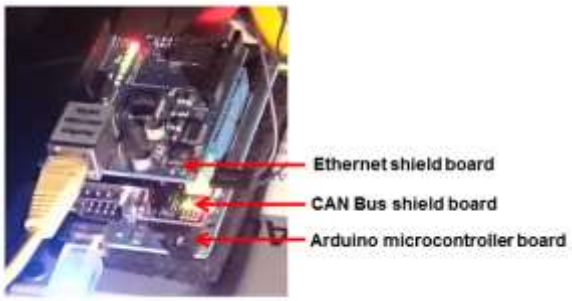


Figure 15. Data communication in vehicle

6. EXPERIMENTAL RESULTS

Example experimental results are presented in this section to demonstrate the working of the automated driving light commercial vehicle presented in this paper. The example experimental results include a CACC test in the longitudinal direction and path following in the lateral direction, presented separately. The CACC algorithm similar to that in [1] is first tested on the HiL system as shown in Figure 1. The ACC part of the algorithm uses the radar and the CACC part uses the IEEE 802.11p V2V modem and acceleration sensor and GPS sensors. The preceding vehicle is driven by a driver while the ego vehicle which is the automated driving vehicle of this paper follows autonomously.

The velocity difference between the preceding and ego vehicles during one of the tests is shown in Figure 16. In the path following experiment, a cruise controller is used in the longitudinal direction as there is only one vehicle. The simple automated steering and collision avoidance algorithms presented earlier in this paper are implemented in the lateral direction for steering control. The GPS waypoints are obtained automatically using an interface program. The Simulink block diagram used in the implementation is shown in Figure 17. The results of an example path following experiment are shown in Figure 18. The red arrows indicate the direction of travel of the vehicle. The automated steering algorithm of the authors in [8] will be used in future implementation of automated steering.

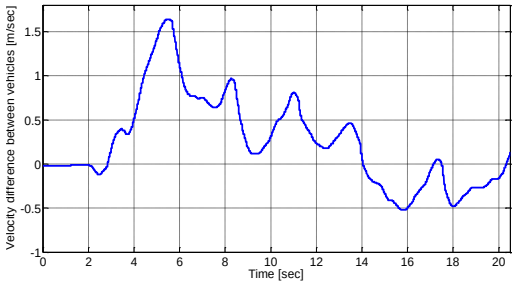


Figure 16. Velocity difference between preceding and ego vehicles during CACC testing

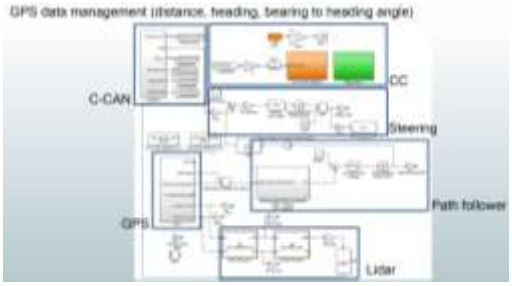


Figure 17. Simulink block diagram of implemented steering controller



Figure 18. Results of automated steering experiment

7. CONCLUSIONS

This paper presented the software, hardware, control and decision making architecture of a light commercial vehicle that was modified into an automated driving vehicle. Simple Simulink and more detailed CarSim vehicle dynamic models were introduced and validated using experimental responses of the vehicle obtained in a test track. A HiL setup used for preliminary evaluation and validation of the results was illustrated. The actuators used for by-wire automation of the vehicle were presented. The localization and environmental sensors used were explained in detail. The paper ended with exemplary test results with CACC testing in the longitudinal direction and automated path following steering control in the lateral direction.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors from TOFAŞ acknowledge the support of TÜBİTAK, the Scientific and Technological Research Council of Turkey through its grant TEYDEB - 1120238. The other authors acknowledge the support of TOFAŞ. The authors thank Furkan Gökmen of TOFAŞ for his help with the vehicle and the HiL setup.

REFERENCES

[1] Güvenç, L., Aksun Güvenç, B., Emirler, M.T. (2016) "Connected and Autonomous Vehicles," Chapter 35 in Internet of Things/Cyber-Physical Systems/Data Analytics Handbook, Editor: H. Geng, Wiley.

[2] Emirler, M.T., Uygan, İ.M.C., Altay, İ., Acar, O.U., Keleş, T., Aksun Güvenç, B., Güvenç, L. (2013) "A Cooperating Autonomous Road Vehicle Platform", IFAC Workshop on Advances in Control and Automation Theory for Transportation Applications (ACATTA 2013), September 16-17, İstanbul.

[3] Cha, Y.C., Lee, K.S., Lee, D.S., Park, H.Y. (2011) "A Lateral Controller Design for an Unmanned Vehicle," IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM), July 3-7, Budapest, Hungary, pp. 283-286.

[4] Emirler, M.T., Uygan, İ.M.C., Aksun Güvenç, B., Güvenç, L. (2014) "Robust PID Steering Control in Parameter Space for Highly Automated Driving," International Journal of Vehicular Technology, Vol. 2014, Article ID 259465.

[5] Güvenç, L., Uygan, İ. M. C., Kahraman, K., Karaahmetoğlu, R., Altay, İ., Şentürk, M., Emirler, M. T., Hartavi Karcı, A. E., Aksun Güvenç, B., Altuğ, E., Turan, M. C., Taş, Ö. Ş., Bozkurt, E., Özgüner, Ü., Redmill, K., Kurt A., Efendioğlu, B. (2012) "Cooperative Adaptive Cruise Control Implementation of Team Mekar at the Grand Cooperative Driving Challenge," IEEE Transaction on Intelligent Transportation Systems, 13, 3, pp. 1062-1074.

[6] Emirler, M. T., Uygan, İ. M. C., Gelbal, Ş. Y., Gozu, M., Boke, T. A., Aksun Güvenç, B., Güvenç, L. (2016) "Vehicle Dynamics Modelling and Validation for Hardware-in-the-Loop Testing of Electronic Stability Control," International Journal of Vehicle Design, 71, 1/2/3/4, pp. 191-211.

[7] Metz, L. "Passenger Cars-Test Track for a Severe Lane Change Manoeuvre," ISO 3888-1: 1999 (e)." International Standards Organization (ISO), latest edition.

[8] Emirler, M.T., Wang, H., Aksun Güvenç, B., Güvenç, L. (2015) "Automated Robust Path Following Control based on Calculation of Lateral Deviation and Yaw Angle Error," ASME Dynamic Systems and Control Conference (DSCC), October 28-30, Columbus, Ohio, U.S.A.

TERMAL GENLEŞME KATSAYISININ FARKLI SERTLİKTEKİ TABİİ KAUÇUK KOMBİNASYONLARI İLE VULKANİZE EDİLMİŞ TEST NUMUNELERİNİN MEKANİK ÖZELLİKLERİNE OLAN ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Barış ÖZTÜRK[1] , Ergünay NAL[2] , Rahmi G.YILDIZ[3] ,Savaş KAYACI[4]

[1,2,3] Ersan Kauçuk A.Ş. , R&D Departmani , İstanbul/Türkiye
[4] K-Institute Engineering , Bursa/Türkiye
[1] Corresponding Author: Barış ÖZTÜRK, bozturk@ersankaucuk.com

ÖZET

Bu çalışma kauçuk hamurlarının matematiksel model kütüphanesinin oluşturulması için gerekli olan termal genleşme katsayısının elde edilmesini sağlamaktadır. Bu çalışma için laboratuvar ortamında deneysel testler gerçekleştirildi. Deneysel çalışmalar esnasında optimum proses parametreleri ile vulkanize edilmiş numunelerin belirli zaman aralıklarında sıcaklığa bağlı parça üzerindeki çekme miktarları ölçülerek çap ve yükseklik için ayrı ayrı termal genleşme katsayıları hesaplandı. Test numunelerinin , sonlu elemanlar programında modeli oluşturuldu ve analiz edildi. Deneysel çalışma ve sayısal analiz çalışmasından çıkan değerler mukayese edilerek sonuçlar değerlendirildi. Yapılan bu çalışma sayesinde tabii kauçukların termal genleşme davranışlarının önceden öngörülerek matematiksel model kütüphanesinde tasarım ve analiz girdisi olarak kullanılacaktır.

Anahtar kelimeler: Hiperelastik malzeme, Sonlu elemanlar analizi ,Tabii Kauçuk, Termal genleşme katsayısı, Kauçuğun mekanik özellikleri.

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF THERMAL EXPANSION COEFFICIENT ON THE MECHANICAL PROPERTIES OF VULCANIZED TEST SAMPLES WITH DIFFERENT HARDNESS NATURAL RUBBER COMBINATIONS

ABSTRACT

This study provides obtaining the thermal expansion coefficient required to create a mathematical model library of rubber compounds . Experimental tests were carried out in the laboratory for this study. During the experimental studies, the shrinkage amounts on the temperature-dependent of the samples vulcanized with optimum process parameters were measured periodically . Thermal expansion coefficients were calculated separately for diameter and height. The test samples were designed and analyzed with the finite element program. The results from the experimental and numerical analysis studies were compared and the results were evaluated. Thanks to this study, it will be used as a design and analysis input in the mathematical model library by predicting the thermal expansion behaviors of the natural rubber compounds .

Key words : Hiperelastic material, Finite element analysis ,Natural Rubber, Termal expansion coefficient, Mechanic properties of the rubber .

1. GİRİŞ

Termal genleşme katsayısı , ürünlerin analizlerinde tasarım girdisi olarak önemli bir yere sahiptir. Bir parçanın ısı etkisi ile genleşme miktarının önceden öngörebilmek için gerekli olan termal genleşme katsayısı çok değişik yöntemlerle hesaplanır. Termal analiz yöntemlerinde malzemelerin boyutsal değişimlerini belirlemek üzere zaman, sıcaklık ve uygulanan kuvvetin bir fonksiyonunu ölçen bilinen en yaygın teknikler TMA(Termal mekanik analiz),Dilatometre ve interferometredir.

Termo mekanik analiz (TMA) malzemelerin sıcaklık, zaman ve yükün bir fonksiyonu olarak numune büyüklüğündeki değişikleri ölçtüğü için en temel analiz tekniklerinden biridir. TMA ile test yönteminde değişen sıcaklık aralığında sabit bir kuvvet uygulanarak malzemenin termal genleşmesi hesaplanır. Uygulanan kuvvet çok azdır, böylece malzemenin genleşmesi herhangi bir kısıtlama olmadan gerçekleşir. Sıcaklık kontrollü bir lineer değişken diferansiyel transdüser,

boyuttaki değişiklikleri ölçmek için kullanılır. TMA test cihazlarının özelliklerine göre -150/1600 derece aralığında ölçüm yapılabilmektedir.

Dilatometre, numunenin sıcaklığın ya da zamanın bir fonksiyonu olarak boyut ölçülerindeki değişimi ölçer. Bu teknik malzemelerin doğrusal genleşme katsayılarının saptanmasında kullanılır. Bu sistemle katıların, sıvıların , toz numunlerin çeşitli termal genleşme hareketleri hassas bir şekilde belirlenebilir. Bu sistemi genleşme katsayısı çok küçük materyaller için kullanabilirsiniz. Farklı özelliklerde bulunan dilatometre cihazları ile oda sıcaklığından 1600°C sıcaklık değerleri aralığında termal genleşme katsayıları hesaplanabilmektedir.

İnterferometre ile test yönteminde uzunluğu ve yüzey düzlemliğini mümkün olabilecek en yüksek hassasiyette, optik yöntem kullanarak ölçme sağlanır. Kesin olarak ölçme uzunluğu değerlerinin elde etmek için ışığın özelliklerinin bilinmesi gerekir. İnterferometri ile ölçüm yapmak için tek dalga boyuna sahip ışığa ihtiyaç vardır. Termal genleşme katsayısı $1x10^{-6}$ ve daha düşük katsayıların ölçülmesinde tercih edilir. Yüksek hassasiyet gerektiren çalışmalar için kullanılır.

Çalışmamızda 4 farklı sertlikte kauçuk formül kombinasyonları üretilir. Bu hamurlar kullanılarak optimum proses parametrelerinde vulkanizasyon yöntemi ile numune diskler basılacaktır . Sıcaklık ve boyutsal ölçümler özel laboratuvar ortamlarında yapılacaktır. (yaklaşık 12°C) . Test disk numunesi kalıptan çıkarıldıktan sonra parça üzerinden ilk ölçümler alınmalıdır . Bu ölçümler kayıt edilerek belirli zaman periyotlarında bu ölçümler tekrarlanacaktır. Parça üzerindeki sıcaklığın , ortam şartlarının altına düştüğü duruma kadar ölçüm alınmaya devam edilir. 4 farklı disk numunesi üzerinden alınan ölçümler tamamlandıktan sonra $\propto = \frac{\Delta L}{L_o(T_0 - T_1)}$ (Raposa, Denisse R. 2016) formül ile termal genleşme katsayıları çap ve yükseklik için ayrı ayrı hesaplanır. Hesaplanan termal genleşme katsayılarının ortalaması alınarak nihai termal genleşme katsayıları tespit edilmiş olur. Hesaplanan termal genleşme katsayısı MARC analiz programında tasarım girdisi olarak kullanılacaktır. Analiz tamamlandıktan sonra elde edilen sayısal analiz ve deneysel veriler kıyaslanarak sonuçlar değerlendirilir.

$\propto$: Termal genleşme katsayısı

$\Delta L(L_0 - L_1)$: İlk uzunluk- Son uzunluk

T_0: İlk sıcaklık

T_1: Son sıcaklık

2.DENEYSEL YÖNTEM

Test numuneleri Şekil 1'de gösterilmiştir. Sıcaklık ölçümleri için Fluke HT02 El Termografi Kamera kullanılmıştır (Şekil 2). Boyutsal parametreler (çap ve yükseklik) hassas ölçüm cihazı ile ölçülmüştür . Sonuçlar Tablo 1'de gösterilmiştir.



Şekil 1 : Deneysel ölçüm disk numuneleri



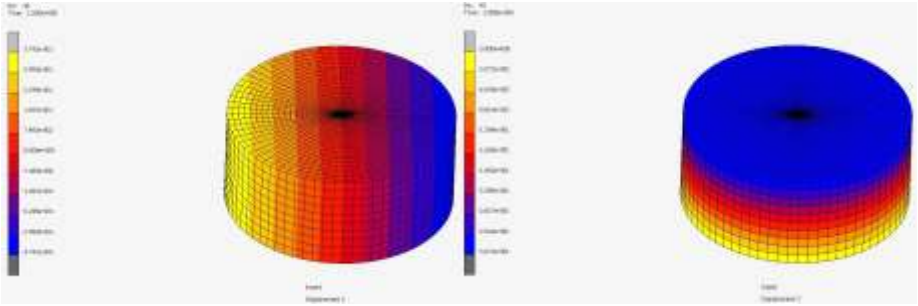
Şekil 2 : Fluke HT02 El Termografi Kamera ile sıcaklık ölçümü

Tablo 1: Deneysel ölçüm sonuçları

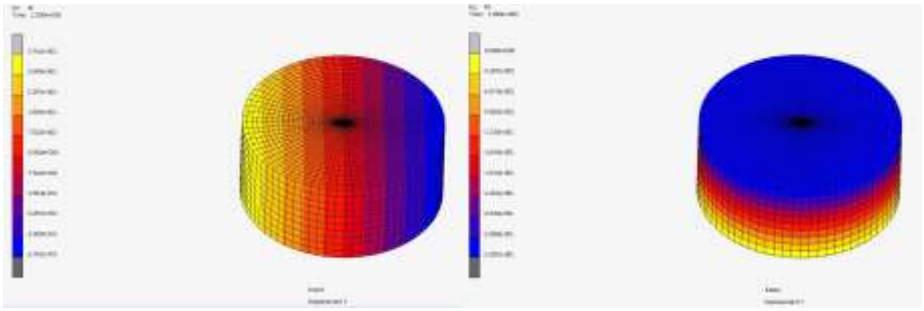
FORMÜL / PARAMETRE	55 Sh.A (A formülü)	60 Sh.A (B formülü)	65 Sh.A (C formülü)	70 Sh.A (D formülü)
İLK SICAKLIK	167,8	176	172,8	170,6
SON SICAKLIK	14,8	13,9	12,2	15,8
Lo	13,19	13,2	13,1	13,25
Ln	12,82	12,84	12,78	12,93
Do	Ø30,17	Ø30,21	Ø30	Ø30,19
Dn	Ø29,52	Ø29,53	Ø29,28	Ø29,52
α (termal genleşme katsayısı) (çap)	0,000141	0,000139	0,000149	0,000143
α (termal genleşme katsayısı) (yükseklik)	0,000183	0,000168	0,000152	0,000156
α (termal genleşme katsayısı) (ort.)	0,000162	0,000154	0,000151	0,000150

3.SAYISAL YÖNTEM

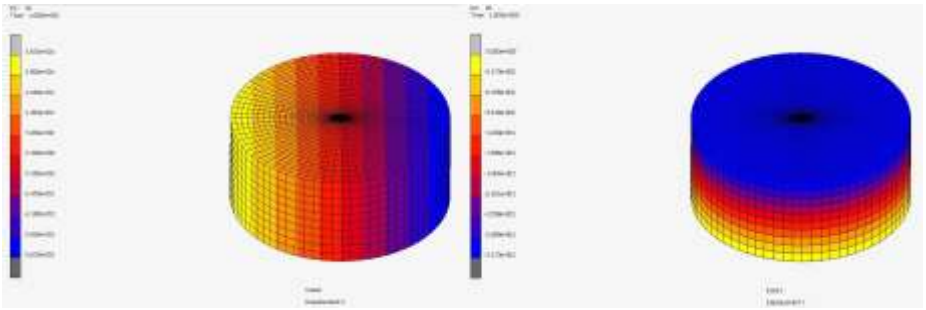
Hamur malzeme kütüphanesi çalışmasında matematiksel malzeme katsayıları daha önce elde edilmiş 4 farklı sertlikteki tabii kauçuk hamurları bu çalışmada kullanılmıştır. Analiz ortamında geometrisi oluşturulan test numunesinin sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Matematiksel malzeme katsayıları ve elde edilen termal genleşme katsayıları analizde kullanılarak , bu veriler model üzerinde tanıtıldı. Termal sınır şartları analize girildi. Daha sonra analiz gerçekleştirildi. Analizden çıkan çap ve yükseklik değişimleri incelendi . Analiz sonuçları **Şekil 2-3-4-5** 'da gösterilmiştir.



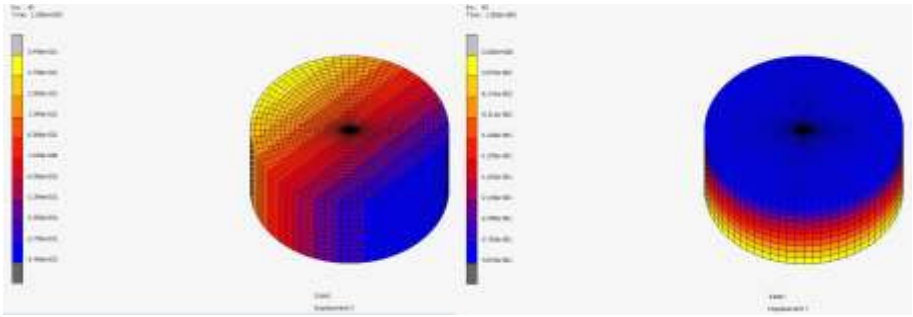
Şekil 3 : 55 Sh.A , A formülü için analiz sonuçları(yükseklik ve çap)



Şekil 4 : 60 Sh.A , B formülü için analiz sonuçları (yükseklik ve çap)



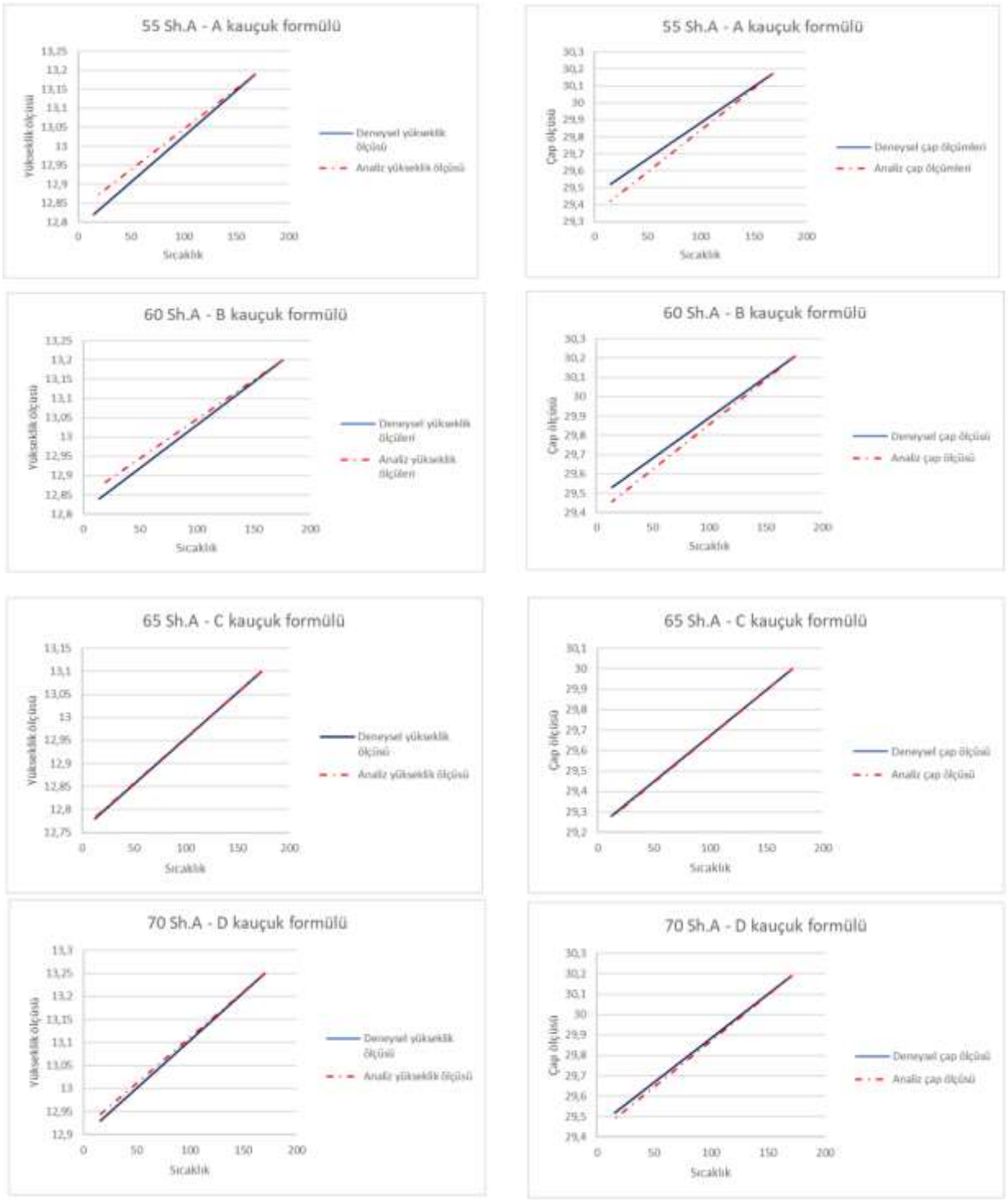
Şekil 5 : 65 Sh.A , C formülü için analiz sonuçları (yükseklik ve çap)



Şekil 6 : 70 Sh.A , D formülü için analiz sonuçları (yükseklik ve çap)

4.DEĞERLENDİRME VE SONUÇ

Farklı sertlikteki 4 tabii kauçuk formül kombinasyonları için deneysel ve sayısal analiz çalışmalarından elde edilen çap ve yükseklik değişim değerleri farklı sertliklerde **Şekil 6** aynı grafikler üzerinde karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir.



Şekil 7: Deneysel ve Analiz sonuçlarının karşılaştırmalı gösterimi

Deneysel ve sayısal analiz çalışmaları sonucu elde edilen yakınsama değerleri **Tablo 2** 'de açıklanmıştır

FORMÜL / % Yakınsama	55 Sh.A (A formülü)	60 Sh.A (B formülü)	65 Sh.A (C formülü)	70 Sh.A (D formülü)
Çap ölçüsü yakınsama değerleri (deneysel-analiz)	-0,332%	-0,244%	-0,022%	-0,1%
Yükseklik ölçüsü yakınsama değerleri (deneysel-analiz)	0,334%	0,243%	0,020%	0,1%

Tablo 2 : Sonuçların yakınsama değerlerinin oransal olarak ifadesi

Bu çalışma sonucunda elde edilen yakınsama değerleri %1'in altında olduğundan dolayı , bu değerler kabul edilebilir seviyededir. 4 farklı sertlikteki tabii kauçuk formülü kombinasyonları ile üretilen parçaların tasarımında bulmuş olduğumuz termal genleşme katsayıları tasarım girdisi olarak kullanılabilir.

5.KAYNAKLAR

[1] Marta B. Bastrzyk and Christopher C. Daniels (2010) "Material Properties of Three Candidate Elastomers for Space Seals Applications" , University of Akron, Akron, Ohio .

[2] David Roylance (2008) "mechanical properties of materials" .

[3] C.C.Hooks , W.H. Goetz (1964) "Laboratory Thermal Expansion Measuring Techniques Applied to Bituminous Concrete" , Purdue University Lafayette Indiana .

[4] Shravan Singh Thakur (2011) "Introduction to Pharmaceutical Thermal Analysis: a Teaching Tool" , Cleveland State University .

[5] Saeed Ghali, Azza Ahmed, Taha Mattar (2018) "Validation of Calculated Thermal Parameters

with Experimental Results in SOFCs" - Steel Technology Department, Central Metallurgical Research & Development Institute (CMRDI),Cairo, Egypt .

[6] Zdzisław Pluta, Tadeusz Hryniewicz (2012) "Thermal Expansion of Solids" - Faculty of Mechanical Engineering, Politechnika Koszalińska, Koszalin, Poland .

[7] Norman Bekkedahl (1934) "Forms of Rubber as indicated by temperature-Volume Relationship - Journal of Research of the Rational Bureau of Standards .

[8] Naveen K. Singh, Alan Lesser (2017) "Low CTE Thermoplastic and Crosslinked Elastomers" - University of Massachusetts, Amherst .

[9] Robert J. Corruccini and John J. Gniewek (1961)" Thermal Expansion of Technical Solids at Low Temperatures" - National Bureau of Standards ,USA .

[10] Maria Staszczak (2015) "Thermomechanical Properties of Vulcanized Rubber investigated by Testing Machine and Infrared Camera" - Institute of Fundamental Technological Research – Poland

[11] David James Macon (2014) "Thermal and mechanical behavior of rubber systems" - University of Massachusetts Amherst

[12] Raposa, Denisse R. (2016) "Coefficient of Linear Expansion" - University of Santo Tomas Faculty of Engineering.

[13] Geun C. Hoang , (2003) "Electrical Resistivity and Thermal Expansion Coeffient of

Carbon-Black-Filled Compounds Around", Department of Physics, Wonkwang University, Iksan 570-749

[14] Richard Twumasi-Boakye. (2014) “Ground Tire Rubber as a Component Material in Concrete Mixtures for Paving Concrete”, Florida State University Libraries, Electronic Theses, Treatises and Dissertations

[15] YajianWang , Yuyou Yang ,* and Mingjiang Tao, (2019) “Understanding Free Volume Characteristics of Ethylene-Propylene-Diene Monomer (EPDM) through Molecular Dynamics Simulations”, School of Engineering and Technology, China University of Geosciences, Department of Civil and Environmental Engineering, Worcester Polytechnic Institute

[16] M. Ono, K. Nakajima, T. Nishi, Kawasaki, Kanagawa (2006) “Filler-Less PP/Elastomer Blends with Extremely Low Thermal Expansion, Michio Ono SunAllomer Ltd. Kawasaki Development Center 2-3-2 Yako-cho, Kawasaki-ku Kawasaki, Kanagawa 210-0863, Japan

[17] G. Grestenberger, G. D. Potter, C. Grein (2013) “Polypropylene/ethylene-propylene rubber (PP/EPR) blends for the automotive industry: Basic correlations between EPR-design and shrinkage”, Borealis Polyolefine GmbH PO R&, St.-Peter-Strasse 25, A-4021 Linz, Austria ,Present address: SABIC Europe, P.O. Box 5151, 6130 PD Sittard, The Netherlands

[18] MAR103. Experimental Elastomer Analysis. MSC Software Corporation.

OTOMOTİV ENDÜSTRİSİNDE KULLANILAN EN-AW-6082 ALÜMİNYUM ALAŞIMININ YORULMA DAYANIMININ VE ARTIK GERİLMELERİNİN DERİN OVALAMA YÖNÜNE BAĞIMLILIĞININ İNCELEMESİ

Berkay Yüksel[1], Ruhi Batuhan Savaşkan[2], Mehmet Okan Görtan[1]

[1]Hacettepe Üniversitesi, Makine Mühendisliği, Ankara, Türkiye Cumhuriyeti
[2]Türk Havacılık ve Uzay Sanayii A.Ş., Ankara, Türkiye Cumhuriyeti
Sorumlu Yazar: Berkay Yüksel, berkay.yuksel@hacettepe.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada otomotiv endüstrisinde ağırlığı azaltılması gereken ve kritik önemi olan parçaların tasarımında yoğun olarak kullanılan EN-AW-6082 alüminyum alaşımına derin ovalama işlemi uygulanarak yüzey pürüzlülüğü, sertlik ve yorulma dayanımlarındaki değişimler incelenmiştir. Derin ovalama işlemi iki farklı ovalama yönü kullanılarak yapılmış ve elde edilen bulgular karşılaştırılarak en uygun işlemin belirlenmesi hedeflenmiştir. Elde edilen bulgulara göre yüzey pürüzlülüğü ve sertlik dağılımının ovalama yönüne belirgin bir bağımlılığının olmamasına rağmen, yorulma dayanımının derin ovalama işleminin teğetsel yerine eksenel yönde yapılması vasıtası ile kayda değer bir artış sergilediği görülmüştür. Eksenel yönde yapılmış derin ovalama işlemi ile elde edilen yüksek yorulma dayanımları otomotiv endüstrisinde ihtiyaç duyulan hafif tasarım imkanlarına olanak sağlamaktadır. Elde edilen yorulma dayanımları ve bunların farklarının sebepleri, sonlu elemanlar metodu kullanılarak elde edilen artık gerilme profilleriyle ilişkilendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Derin Ovalama, Yorulma Dayanımı, Yüzey İşlemi, Alüminyum: 6082 Alaşımı

INVESTIGATING THE DEPENDENCY OF FATIGUE STRENGTH AND RESIDUAL STRESSES ON DEEP ROLLING DIRECTION FOR EN-AW-6082 ALUMINUM ALLOY

ABSTRACT

In this study, enhancements of surface roughness, hardness and residual stresses were investigated after deep rolling operation on a commercial EN-AW-6082 Aluminum Alloy. This alloy is frequently used for the manufacturing of critical parts in automotive industry in order to reduce weight. Two different deep rolling directions were applied and optimal operation procedure was aimed to be found via comparing results. According to the findings, surface roughness and hardness values do not show significant dependency on deep rolling direction, however fatigue strength was considerably increased when deep rolling was applied in longitudinal direction instead of tangential direction. Higher fatigue strength obtained after longitudinal rolling enables the opportunities for weight reduction in automotive industry. Difference in fatigue strengths and the reason for this difference was attributed to residual stress profiles predicted using finite element analyses.

Keywords: Deep Rolling, Fatigue Strength, Surface Treatment, Aluminum: 6082 Alloy

1. GİRİŞ

Son yıllarda giderek sıkılaşan emisyon standartlarından dolayı [1], otomotiv endüstrisi uygulamalarında ısıl işlem uygulanabilir 6xxx serisi alüminyum alaşımlarının kullanımında bu alaşımların sahip oldukları yüksek mukavemet/ağırlık oranı, şekillendirilebilirlik ve korozyon direnci özelliklerinden kaynaklanan bir artış olmuştur [2-3]. 6xxx serisi alüminyum alaşımları ısıl işlem uygulanabilir alüminyum alaşımlarındandır. Bu alaşımlar süspansiyon parçaları gibi otomotiv endüstrisinde kritik öneme sahip, dinamik yüklemeye maruz kalan parçaların tasarımında kullanılmaktadır [4].

Dinamik yüklemeye maruz kalan parçaların yorulma dayanımını arttırmak için uygulanan en yaygın işlemlerden bazıları mekanik yüzey işlemleridir ve bu işlemlerin içinden iki tanesi ön plana çıkmaktadır: Bilyeli dövme(shot peening) ve derin ovalama(deep rolling) [5]. Bu işlemlerin temel amacı yüzeye yakın bölgelerde lokal plastik deformasyon oluşturarak bu bölgelerde sertlik artışı ve baskı yönünde artık gerilme oluşumunu sağlamaktır. Bilyeli dövmede iş parçası, parçadan daha yüksek sertlik değerine sahip çelik, seramik veya cam bilyelerin parça yüzeyine

püskürtülmesi vasıtası ile dövülür. Derin ovalamada, iş parçası parçanın yüzeyine bir yay vasıtası ile veya hidrolik prensipler ile kuvvet uygulayan bir makara veya küre ile baskı uygulanır ve bu vasıta ile parçanın yüzeyinde lokal plastik deformasyon oluşturulur. Bilyeli dövme işlemi bugüne kadar prosesin esnekliği ve uygulama kolaylığından dolayı daha çok incelenen bir konu olmuş ve birçok farklı endüstride uygulama alanı bulmuştur. Fakat bilyeli dövme prosesi, işlemin yapısı itibari ile yüzey pürüzlülüğünü olumsuz etkileyen, hatta aşırı uygulamalarında yüzeyde kayda değer çatlaklar ve düzensizlikler oluşturabilen bir işlemdir [6,7]. Bunun aksine derin ovalama işlemi, sertlik artışı ve baskı artık gerilmeler ile birlikte, yüzeyi mekanik olarak ezerek pürüzlerin de giderilmesini sağlamaktadır [8]. Pürüzlerin giderilmesi yorulma dayanımının arttırılması açısından gerekli bir durumdur [9]. Buna ek olarak, derin ovalama işlemi ile parçada oluşturulan baskı artık gerilme profilinin bilyeli dövme ile oluşturulan profillere göre daha derine eriştiği gösterilmiştir [10]. Bu sebeplerden dolayı derin ovalama işlemi otomotiv endsütrisindeki kritik öneme sahip bazı parçalar için cazip bir uygulamadır.

Silindirik parçaların derin ovalamanmasında, yorulma dayanımının ovalamanın yönüne olan bağımlılığı incelenmemiş bir konudur. Silindirik parçaların otomotiv endüstrisindeki kullanımı yaygın olduğunudan dolayı, bu geometrilerde yorulma dayanımının derin ovalama yönüne olan bağımlılığın incelenmesi endüstriyel olarak teknolojik öneme sahiptir. Bu çalışmada, otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılan EN-AW-6082 alüminyum alaşımı, iki farklı ovalama yönünde derin ovalama işlemine tabi tutulmuş ve pürüzlülük, artık gerilme ve yorulma dayanımları karşılaştırılmıştır. Yüzey altı artık gerilme profilleri sonlu elemanlar metodu kullanılarak tahmin edilmiştir.

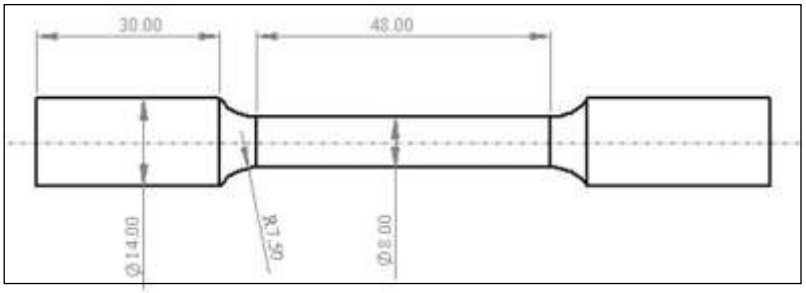
2. MALZEME VE METOT

Bu çalışma için 15 mm çaplı silindirik EN-AW-6082 malzeme temin edilmiştir. Temin edilen malzemenin kimyasal analiz sonuçları Tablo 1'de görülebilir. Temin edilmiş alüminyum çubuklardan 120 mm boyutunda parçalar kesilerek 60 dakika 400°C sıcaklıkta homojenize edilmiş, sonrasında 550°C sıcaklıkta 90 dakika bekletilen parçalara su verilip 180°C sıcaklıkta 360 dakika boyunca yapay yaşlandırılmaya (T6 Temperi) tabi tutulmuştur.

Tablo 1. EN-AW-6082 Malzemenin Kimyasal Bileşenleri [%]

Al	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr
97,2	0,93	0,295	0,015	0,53	1,00	0,0055

Kullanılan malzemenin mekanik özelliklerinin belirlenmesi amacıyla yapılan çekme testleri DIN 50125: 2009-07 standardına uygun olarak Tip A numuneler kullanılarak yapılmıştır. Ölçüm uzunluğu 40 mm ve çapı 8 mm olan 3 adet çekme testi numunesi $1x10^{-3}$ gerinim hızı kullanılarak test edilmiş ve sonuçların ortalaması alınmıştır. Çekme testi numunelerinin kesitinin teknik resmi Şekil 1'de görülebilir. Şekilde verilen ölçüler mm cinsindendir. Akma dayanımı %0,2 ofset kullanılarak belirlenmiştir. Malzemenin mekanik özellikleri Tablo 2'de görülebilir.



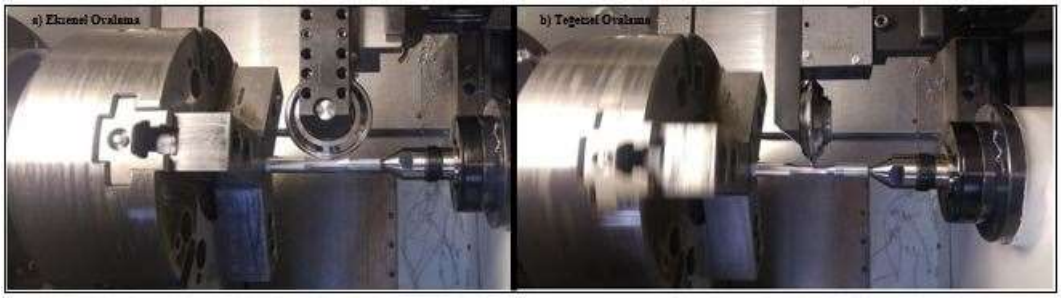
Şekil 1. Çekme Testi Numunesi Geometrisi

Bu çalışmada derin ovalama işleminin yönünün yorulma dayanımına etkisi üzerinde durulduğundan, iki farklı yönde ovalama işlemi yapılmıştır. Derin ovalama işlemi konvansiyonel işlemde numunenin dönüş yönüne teğet olarak 0,1 mm/devir ilerleme hızı ve numune dönüş hızı 10 mm/s olacak şekilde uygulanmıştır. Sonrasına derin ovalama takımı 90° çevrilmiş ve numuneyi her ezme adımından sonra 0,1 mm çevirecek şekilde (0,1 mm/paso) 10 mm/s hızla ovalama işlemi uygulanmıştır. Ovalama kuvveti olarak 250 N kullanılmıştır. Bu çalışmada konvansiyonel ovalama işlemi teğetsel ovalama (TO), 90° çevrilmiş olarak yapılan ovalama işlemi ise eksenel ovalama (EO) olarak adlandırılmıştır. Şekil 2'de iki farklı yönde uygulanan derin ovalama işlemleri görülebilir.

Tablo 2. Kullanılan EN-AW-6082 Malzemenin Mekanik Özellikleri

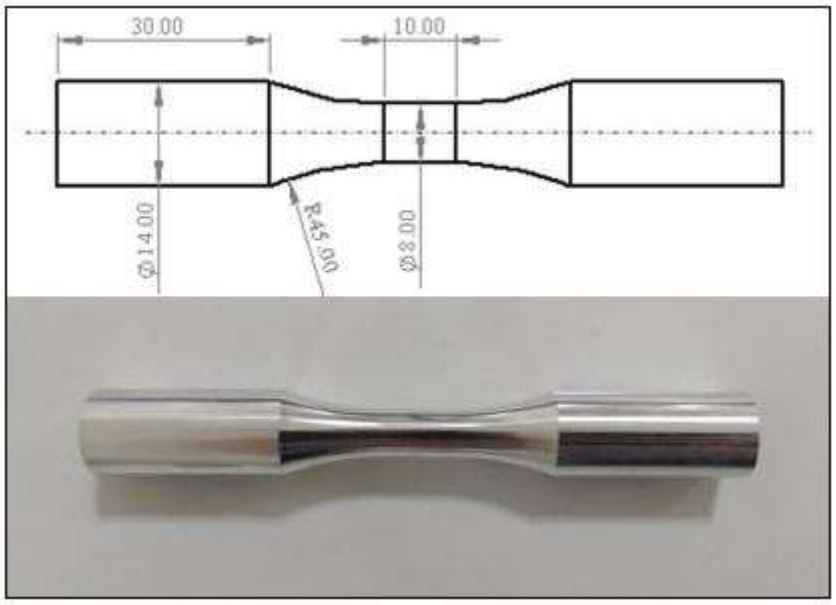
Akma Dayanımı [MPa]	Çekme Dayanımı [MPa]	Kopma Uzaması [%]	HV 0.5
280,8	312,0	22,3	123,1

Derin ovalama işleminin yüzey pürüzlülüğü üzerindeki azaltıcı etkilerini incelemek için yapılan pürüzlülük ölçümleri Mitutoyo SJ-210 ölçüm cihazı kullanılarak parçanın eksenel yönünde olacak şekilde taktil uç kullanılarak yapılmıştır. Ölçüm prosedürü ISO 4287-1994 standardına uygun olarak yürütülmüştür. Pürüzlülük ve sertlik ölçümleri için 14 mm çaplı numuneler kullanılmıştır. Bunun sebebi çok küçük radyusların (8 mm gibi) bu değerlerin ölçümlerinde kayda değer sapmalara sebep olabilmesidir.



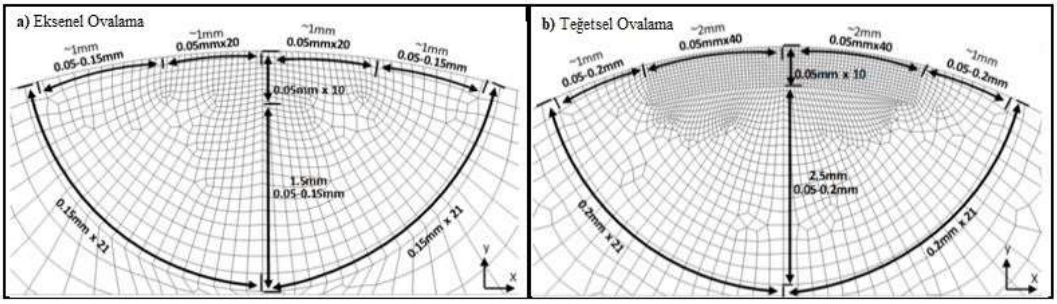
Şekil 2. Derin Ovalama İşlemleri

Vickers sertlik ölçümleri parçanın nominal sertliğini ölçmek amacıyla yapılan ölçümlerde 500 g kuvvet uygulanarak, derin ovalama sonrası yüzeyle parçanın merkezi arasındaki sertlik dağılımını belirlemek amacıyla 10 g kuvvet uygulanarak yapılmıştır. Ovalama sonrası sertlik dağılımını belirlemek için yapılan ölçümlerde 0,5 mm derinliğe kadar 50 mikronda bir 2 ölçüm alınmıştır, sonrasında adım genişliği arttırılmıştır.



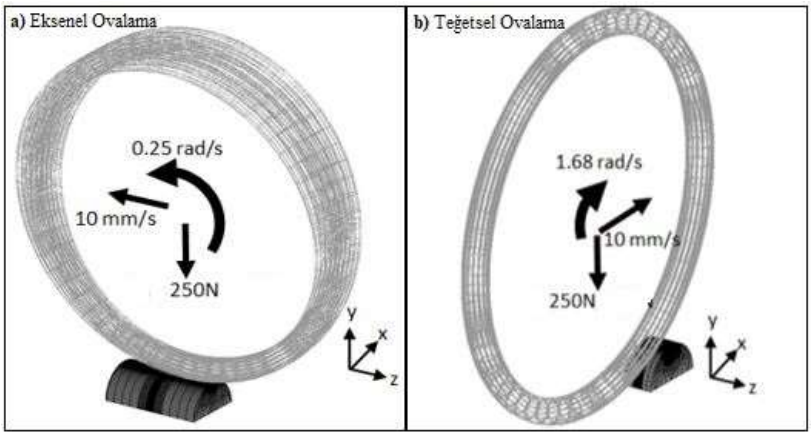
Şekil 3. Yorulma Testi Numunesi Geometrisi

Yorulma testleri kuvvet kontrollü olarak çekme-basma şeklinde ASTM E466-07 standardına uygun prosedürle 4 Hz frekans ve R = -1 parametreleriyle yapılmıştır. Yorulma testlerinde ölçüm uzunluğu 10 mm ve çapı 8 mm olan numuneler kullanılmıştır. Yorulma eğrilerini türetmek için yapılan testler, otomotiv endüstrisinde teknolojik önemi daha yüksek olan yüksek çevrim sayılarında (100.000 çevrim üzeri) yapılmıştır. Testler 2 milyon çevrimde duracak şekilde yürütülmüştür. Yorulma eğrilerinin çıkarılması için iki ovalama yönü için de 10'ar adet numune test edilmiştir. Yorulma testi numunelerinin geometrisi Şekil 3'te görülebilir. Şekilde verilen ölçüler mm cinsindendir.



Şekil 4. Sonlu Elemanlar Analizinde Kullanılan Elemanların Dağılımı

Sonlu elemanlar analizi, MSC.Marc.2016 yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Analiz sırasında kullanılacak akma eğrileri çekme testi sonuçlarından türetilmiştir. 14 mm çapında ve 7 mm uzunluğundaki yarım daire şeklindeki modellerde toplamda 82048 adet 8 düğüm noktalı 6 yüzeyli eleman kullanılmıştır. Şekil 4'te görüldüğü gibi, derin ovalama makarası ile parçanın temas bölgelerinde 0.05 mm genişliğinde elemanlar kullanılmış olup temas bölgesinden uzaklaştıkça analiz sürelerini kısaltmak amacıyla kullanılan elemanlar kademeli olarak büyütülmüştür.

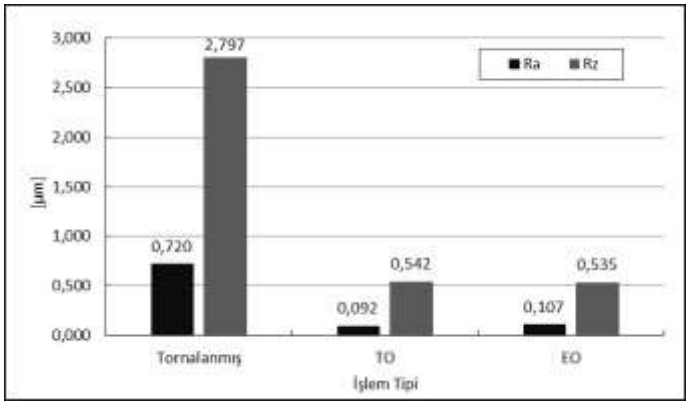


Şekil 5. Farklı Derin Ovalama Yönleri İçin Sonlu Elemenalar Analizi Modelleri

Farklı derin ovalama yönleri için kurulan modeller Şekil 5'te görülebilir. Derin ovalama makarası yüzük şeklinde bir geometri kullanılarak dış çapı 80 mm, iç çapı 70 mm olacak şekilde rijit bir yapı olarak modellenmiştir.

4. BULGULAR VE DEĞERLENDİRME

Derin ovalama sonrası parça yüzeyinde görülen pürüzlülük azalışı Şekil 6'da görülebilir. Yüzey pürüzlülüğünün derin ovalama işlemi sonrasında belirgin bir miktarda iyileştirilmiş olduğu söylenebilir. Tornalanmış numunede 0,720 µm olan Ra değeri TO numunede 0,092, EO numunede 0,107 µm değerine getirilmiştir. Rz değerleri ise tornalanmış numune için 2,797 µm değerinden TO numune için 0,542, EO numune için 0,535 µm değerine gelmiştir. Bu sonuçlara göre kullanılan ovalama parametreleri için ovalama yönünün, yüzey pürüzlülüğündeki iyileştirmeye istatistiki öneme sahip bir etkisinin olmadığı görülmüştür.

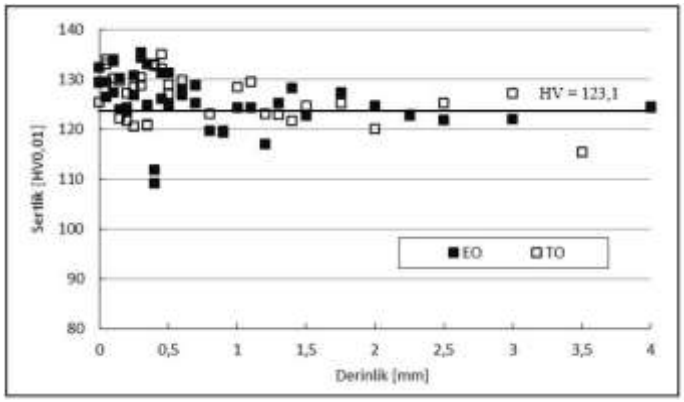


Şekil 6. Yüzey Pürüzlülüğü Ölçümleri

Şekil 6'da görülen yüzey pürüzlülüğündeki derin ovalamaya bağlı iyileşme beklenen bir gelişmedir. Fakat, derin ovalama sonrasında elde edilen pürüzlülük değerleri aldatıcı olabilir, çünkü ovalama sonrası elde edilen pürüzlülük değerleri, ovalama öncesi pürüzlülük değerlerine bağımlıdır. Ovalama öncesi pürüzlülük yükseldikçe ovalama sonrası elde edilen pürüzlülük değerleri de yükselir. Bu durum Beghini ve diğerleri [8] tarafından rapor edilmiştir. Ayrıca ovalama kuvveti kritik bir sınırı aştıktan sonra da ovalama sonrası elde edilen pürüzlülük değerlerinde de artış oluşmaya başlaması beklenir. Bundan dolayı ovalama kuvveti seçilirken pürüzlülüğü olumsuz etkileyebilecek kadar yüksek kuvvetler seçmemeye dikkat edilmelidir [5].

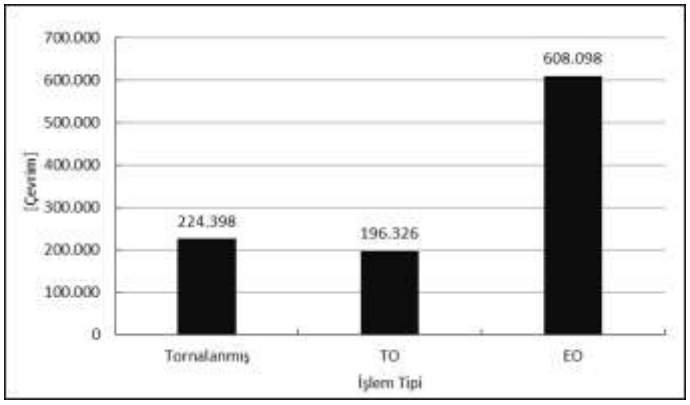
Derin ovalama sonrası beklenen bir diğer gelişme ise ovalamaya tabi tutulmuş yüzeye yakın bölgelerde sertlikte artış oluşmasıdır. Şekil 7'de görüldüğü üzere, teğetsel ve eksenel ovalanmış numunelerin sertlik dağılımları arasında istatistiki öneme sahip bir fark ölçülmemiştir. Her iki durumda da yüzey civarında parçanın merkezine göre %8-10'luk bir artış gözlenmiştir. Parçanın merkezine doğru gidildikçe sertlik değerlerinde düşme sonrası yaklaşık 0,5 mm derinlik sonrasında ölçümler nominal değer olan HV = 123.1 etrafında saçılım göstermiştir.

Sertlik dağılımının yüzeyde yüksek değerlerden başlayıp merkeze doğru azalması; yüzeye yakın bölgelerde plastik deformasyon ve buna bağlı pekleşmenin daha fazla olması ile ilişkilendirilebilir. Sertlik artışı pekleşmenin bir göstergesi olduğundan, sertlik profiline bakılarak konuma bağlı plastik deformasyonla ilgili çıkarımlar yapılabilir. Şekil 7'de görüldüğü gibi, yüzeyden 0,5-0,6 mm derinliğe kadar sertlik nominal değerden daha yüksekte seyretmektedir ve bundan dolayı plastik deformasyonun bu mesafeye kadar etkili olduğu çıkarımı yapılabilir.



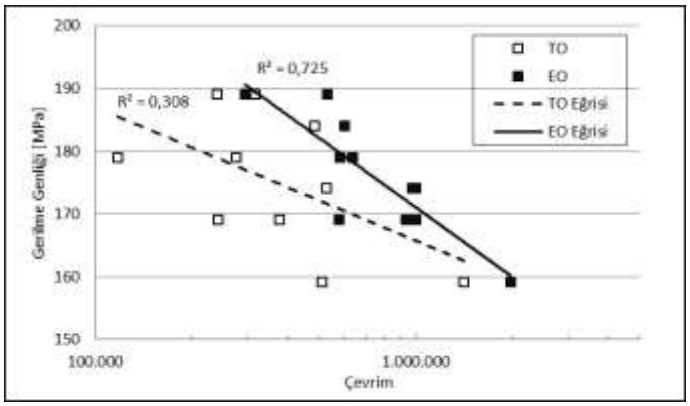
Şekil 7. Parça İçerisindeki Sertlik Dağılımı

Derin ovalama yönünün yorulma dayanımına etkilerini incelemek adına ilk olarak 180 MPa gerilme genliğinde tornalanmış, teğetsel ovalanmış ve eksenel ovalanmış 2'şer numunenin dayandığı çevrim sayılarının ortalaması alınarak karşılaştırma yapılmıştır. İkinci olarak ise 100.000 çevrim üzeri bölgede teğetsel ovalanmış ve eksenel ovalanmş numunelerin yorulma eğrileri çıkarılmıştır. Şekil 8'de 180 MPa gerilme genliğinde yapılmış olan testlerin sonuçları görülmektedir. Sırasıyla 224.398 ve 196.326 çevrimlik dayanım gösteren tornalanmış ve teğetsel ovalanmış numunelerin aksine, eksenel ovalanmış numunelerde belirgin bir artışla 608.098 çevrimlik dayanım elde edilmiştir.



Şekil 8. 180 MPa Gerilme Genliğinde Elde Edilen Yorulma Dayanımları

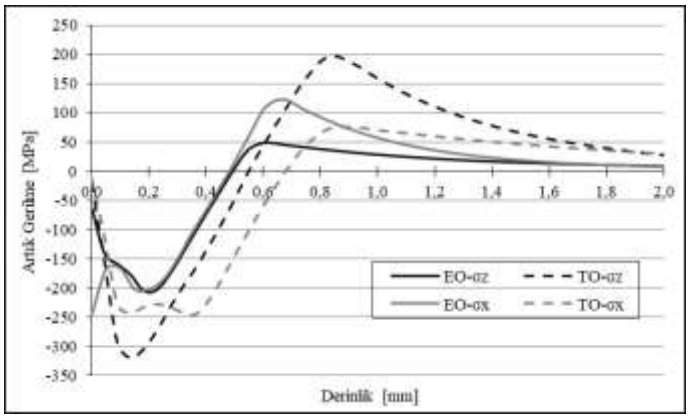
Derin ovalama yönünün yorulma eğrisine etkisi Şekil 9'da gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere eksenel ovalanmış parçalar, teğetsel ovalanmış parçalara göre sürekli ve tutarlı olarak daha yüksek yorulma dayanımları sergilemişlerdir. Korelasyon katsayısı r^2 değeri eksenel parçalar için 0,725 iken, teğetsel parçalar için 0,308 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 9. Elde Edilen Yorulma Eğrileri

Yorulma eğrilerindeki farklılıklara dikkat edildiğinde, iki farklılık göze çarpmaktadır: Yorulma dayanımı farkı ve saçınıklık farkı. eksenel ovalanmış parçaların yorulma dayanımlarının tutarlı bir şekilde teğetsel ovalanmış parçalardan yüksek olması, ovalama yönünü değiştirerek işlemin etkisinin geliştirilebileceğini göstermektedir. Bu etki kullanılarak derin ovalamanın en belirgin olumsuz yönlerinden biri olan uzun işlem sürelerinin önüne geçmek için ovalama yönü değiştirilerek daha yüksek çevirme miktarları (Örneğin 0.1 mm/paso yerine 0.2 mm/paso kullanılarak) kullanılabilir. Böylece hem üretim hızı arttırılabilir hem de parça başına harcanan enerji miktarı azaltılabilir. İkinci olarak, eksenel ovalanmış parçaların yorulma dayanımı, teğetsel ovalanmış parçalara göre daha düşük ve makul bir saçınıklık göstermiştir. Teğetsel ovalanmış numunelerde görülen saçınıklık bu numunelerin tutarlılığın şüpheli olduğunu göstermektedir. Bu durumdan dolayı eksenel ovalanmış parçalar ile elde edilen yorulma eğrisi daha güvenilir bir eğridir.

Derin ovalama yönüne bağlı olarak yorulma dayanımlarında rapor edilen farkların sebeplerinin çıkarımı sonlu elemanlar analizi kullanılarak elde edilen artık gerilme profillerinin farklılıkları dikkate alınarak yapılabilir. Şekil 10'da sonlu elemanlar analizi ile hesaplanan yüzey ve altı artık gerilme profilleri verilmiştir. Gerilme yönlerinde Şekil 5'te kullanılan koordinat sistemi kullanılmıştır.



Şekil 10. Sonlu Elemanlar Analizi ile Elde Edilen Artık Gerilme Profilleri

Şekil 10'da gösterilen artık gerilme profillerinde iki durum dikkat çekmektedir. İlki yüzeydeki artık gerilmelerin iki gerilme yönü için de eksenel ovalamada, teğetsel ovalamaya göre daha yüksek baskı gerilmesi değerlerine sahip olmasıdır. σz değerlerinde TO modelde -21 MPa, EO modelde -63 MPa; σx değerlerinde TO modelde -11 MPa, EO modelde -245 MPa değerlerinde artık gerilmeler oluşmuştur. Bu durum yüzey altı oluşan çatlakların yürümesinin teğetsel ovalanmış numunelerde daha olası olduğunu göstermektedir.

Hesaplanan artık gerilme profillerinde göze çarpan diğer durum TO modelde 50 mikron derinlik sonrasında EO modele kıyasla daha yüksek baskı artık gerilmeler oluşmuş olmasıdır. Derin ovalama modellerinde hesaplanan en yüksek baskı artık gerilmeleri Tablo 3'te gösterilmiştir. Fakat bununla birlikte derinlik arttıkça çekme bölgesine geçen artık gerilmeler de, özellikle 'z' yönünde TO model için EO modele göre daha yüksek değerler sergilemiştir. Test parçaları, otomotiv endüstrisinde kullanılan birçok parça gibi eksenel yönde kuvvetlere maruz kaldığından dolayı, bu yöndeki yüksek çekme artık gerilmelerinin teğetsel yöndeki gerilmelere kıyasla çatlak yürümesini hızlandırması açısından daha belirgin bir etkisinin olacağı beklenmektedir. Şekil 10'da görüldüğü gibi TO model için 0,8 mm civarı derinlikte 200 MPa değerlerine kadar ulaşan 'z' yönündeki çekme artık gerilmesine karşılık, EO modelde 0,6 mm civarında 50 MPa değerine ulaşan çekme artık gerilmesi oluşmuştur. 0,6 mm sonrasında derinlik boyunca da TO modeldeki 'z' yönündeki

çekme artık gerilmeleri, EO modele göre daha yüksek değerlerde seyretmiştir. Bu durumun EO'ya göre, TO ile daha yüksek elde edilen yüzey altı baskı artık gerilmelerinin avantajını körelttiği düşünülmektedir.

Tablo 3. En Yüksek Baskı Artık Gerilme Değerleri [MPa]

TO		EO	
σz	σx	σz	σx
-320	-245	-205	-245

Baskı artık gerilmelerin farkları ve yorulma test sonuçları dikkate alındığında, yorulma dayanımını arttırmak için en yüksek baskı artık gerilmelerin hedeflenmesi yerine, hem yeterli baskı artık gerilmelere ulaşmak ,hem de derinlik arttıkça oluşan çekme artık gerilmelerin dengelenmesinin ve azaltılmasının hedeflenmesi gerektiği görülmüştür.

5. ÇIKARIMLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada otomotiv endüstrisinde yoğun şekilde kullanılan EN-AW-6082 alüminyum alaşımına uygulanan derin ovalama işleminin yönüne bağlı olarak elde edilen pürüzlülük, sertlik, yorulma dayanımı ve artık gerilme profilleri incelenmiştir. Elde edilen bulgulara göre, bu çalışmada kullanılan parametreler ile yapılan ovalama işlemlerinde pürüzlülük ve sertlik profillerinde ovalama yönüne belirgin bir bağımlılık olmadığı çıkarımı yapılmıştır. Öte yandan yorulma dayanımı için yapılan testlerin sonuçları ışığında, ovalama yönünün yorulma dayanımına etkilerinin kayda değer olduğu görülmüştür. Ovalama yönünün teğetsel yön yerine eksenel yönde seçilmesi ile yorulma dayanımının arttırılabileceği ve daha tutarlı hale getirilebileceği gösterilmiştir.

Bundan sonraki çalışmalarda, daha farklı ovalama kuvveti ve ilerleme hızları ile çalışmalar yapılıp endüstriyel olarak en uygun ve uygulanabilir parametrelerin araştırması yapılması planlanmaktadır.

TEŞEKKÜR

Bu makalenin yazarları TÜBİTAK'ın '217M962' numaralı projesi kapsamında vermiş olduğu ekonomik destek için teşekkürlerini sunarlar.

KAYNAKLAR

[1] Advanced High-Strength Steel Applications Guidelines Version 6.0. World Steel Association. http://www.worldautosteel.org/projects/advanced-high-strength-steel-application-guidelines/

Son erişim tarihi: 14.08.2017

[2] Aruga, Y., Kozuka, M., Takaki, Y., Sato, T. (2016) "Effects of natural aging after pre-aging on clustering and bake-hardening behavior in an Al-Mg-Si alloy", Scripta Materialia, 116, 1, pp.82-86.

[3] Abdulstaar, M., Mhaede, M., Wagner, L. (2013) "Pre-Corrosion and Surface Treatments Effects on the Fatigue Life of AA6082 T6", Advanced Engineering Materials, 15, 10, pp. 1002-1006.

[4] Jeswiet, J., Geiger, M., Engel, U., Kleiner, M., Schikorra, M., Duflou, J., Neugebauer, R., Bariani, P., Bruschi, S. (2008) "Metal forming progress since 2000", CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology, 1, pp.2-17.

[5] Schulze, V. (2006), Modern Mechanical Surface Treatments, WILEY-VCH Verlag Gmbh & Co. KGaA, Weinheim, 368 pages.

[6] Trsko, L., Guagliano, M., Bokuvka, O., Novy, F. (2014) "Fatigue life of AW 7075 aluminium alloy after severe shot peening treatment with different intensities", Procedia Engineering, 74, 1 , pp.246-252.

[7] Gonzalez, J., Bagherifard, S., Guagliano, M., Pariente, I.F. (2017) "Influence of different shot peening treatments on the surface state and fatigue behaviour of Al 6063 alloy", Engineering Fracture Mechanics, 185, 1, pp.72-81.

[8] Beghini, M., Bertini, L., Monelli, B.D., Santus, C., Bandini, M. (2014) "Experimental parameter sensitivity analysis of residual stresses induced by deep rolling on 7075-T6 aluminium alloy", Surface&Coatings Technology, 254, 1, pp.175-186.

[9] Groche, P., Engels, M., Steitz, M., Mueller, C., Scheil, J., Heilmaier, M., (2012). "Potential of mechanical surface treatment for mould and die production", International Journal of Materials Research, 103, 1, pp.783–789.

[10] Sticchi, M., Schnubel, D., Kashaev, N., Huber, N. (2015). "Review of residual stress modification techniques for extending the fatigue life of metallic components", Applied Mechanics Review, 67, 1, pp.1-9.

TİCARİ BİR ARAÇ RADYATÖRÜ İÇİN GERÇEKLEŞTİRİLEN HIZLANDIRILMIŞ TİTREŞİM TESTİ METODOLOJİSİ

Beytullah DİŞLİ [1*], Murat TALAY [2]

[1] Otokar Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş. Arifiye, SAKARYA, bdisli@otokar.com.tr
[2] Otokar Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş. Arifiye, SAKARYA, mtalay@otokar.com.tr

ÖZET

İçten yanmalı araçlarda en önemli soğutma paketi bileşenlerinden biri motor suyunun soğutulduğu radyatör paketidir. Bu sistemin en temel amacı motordaki fazla ısıyı soğutması ve motorun verimli bir şekilde çalışmasını sağlamasıdır. Bu otomotiv bileşenleri araç market ömrü boyunca sinüzoidal veya raslantısal uyarımlar gibi farklı titreşim türlerine maruz kalmaktadır. Araç alt sistemlerinin seri üretim öncesinde yapısal dayanıklılık testlerine tabi tutulması gerekmektedir. Bu çalışma, ticari bir aracın radyatörü için kullanılan titreşim odaklı yapısal dayanıklılık testi metodolojisini içerir. Radyatörün elektrodinamik veya hidrolik sarsıcı üzerindeki dayanıklılık performansını değerlendirmek için test prosedürleri geliştirilmiş ve test alt yapısı hazırlanmıştır. Hızlandırılmış titreşim testi laboratuvar testi sırasında uygulanan titreşimin genliğini ve/veya frekansını, market ömrü sırasında karşılaşılan genlik ve/veya frekansa göre artırarak laboratuvar testinin uzunluğunu kısaltmayı amaçlamaktadır. Tahrik sinyalleri genellikle FDS ve SRS / ERS test uyarlama yaklaşımı kullanılarak elde edilen PSD'ler şeklindedir.

Anahtar Kelimeler: Radyatör; Elektrodinamik/Hidrolik Sarsıcı; Hızlandırılmış Titreşim Testi; PSD (Spektral Güç Yoğunluğu)

ACCELERATED VIBRATION TEST METHODOLOGY FOR A COMMERCIAL VEHICLE RADIATOR

ABSTRACT

One of the most important cooling package components in internal combustion vehicles is the radiator package where the engine water is cooled. The main purpose of this system is to cool the excess heat in the engine and to ensure the efficient operation of the engine. These automotive components are exposed to different types of vibration, such as sinusoidal or random excitations throughout the vehicle market life. Vehicle subsystems must be subjected to structural durability tests before mass production. This study includes the vibration based structural durability test methodology used for the radiator of a commercial vehicle. Test setup and procedures have been developed to evaluate the durability performance of the radiator by electrodynamic or hydraulic shaker. Accelerated vibration testing aims to shorten the length of the lab test by increasing the amplitude and / or frequency of the vibration applied during the lab test, relative to the amplitude and / or frequency encountered during market life. The drive signals are generally in the form of PSDs obtained using the FDS and SRS / ERS test tailoring approach.

Keywords: Radiator; Electrodynamic / Hydraulic Shaker; Accelerated Vibration Test; PSD (Power Spectral Density)

1. GİRİŞ

Bir sistemin, alt sistemin veya bir komponentinin geliştirme ve doğrulama süreçlerinin en önemli adımlarından bir tanesi dayanım testleridir. Dayanım testlerinin amacı ilgili sistemin kullanım ömrü boyunca karşılaşabileceği yapısal sorunları önceden tesbit etmek ve bu doğrultuda önlemler almaktır. Dayanım testleri; özel test parkurlarında, laboratuvar ortamında simülatörlerde veya çok yoğun kullanılmayan bozuk ikincil yollarda gerçekleştirilebilir. Burada amaç; testi hızlandırmak ve ilgili sistemin kullanım ömrü boyunca maruz kalacağı kuvvet yüklemesini kısa bir süre içerisinde gerçekleştirmektir.
Bu çalışma hızlandırılmış titreşim test kriterlerini geliştirmek için kullanılan mevcut yöntemleri özetleyecek ve bu yöntemlerin niteliklerini ve sınırlamalarını vurgulayacaktır. Tipik olarak titreşim testini hızlandırmanın iki yolu vardır. İlk yöntem daha yüksek genlik seviyelerinde daha az döngüde test yapılmasını içerir. İkinci yöntem ise frekans etki alanında daha yüksek enerji seviyelerinde test yapılmasını içerir. İkisinin bir kombinasyonu da bir seçenektir. Hızlandırılmış test ölçütleri geliştirmek için "Miner's Rule" kuralından yararlanılmıştır. Doğrusal hasar birikimi

varsayımına dayanan bu kural ilk olarak 1940'larda bükülmeye tekrar tekrar yüklenen sünek metallerin yorgunluk hasarları için önerilmiştir. (1)



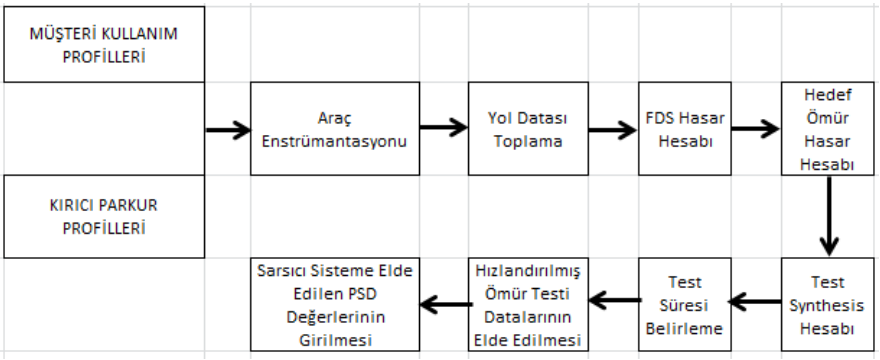
Şekil 1. Radyatörün araç üzerinde görünümü

Bu bildiride, Otokar bünyesinde geliştirilen bir ticari aracın sarsıcı sistemde (shaker) gerçekleştirilen hızlandırılmış titreşim dayanım testi aşamaları anlatılacaktır. Bu aşamalar; aracın kullanım misyonuna uygun yol senaryolarının belirlenmesi, belirlenen yollardan yol verisi toplanması, toplanan verilerin hasar analizi yapılarak frekans alanında (PSD) oluşturulan profil ile kısaltılması, sarsıcı (shaker) simülatör sistemi üzerinde iterasyonlar yapılarak hedeflenen profilin oluşturulması ve veri kısaltma işleminin simülatör üzerinde doğrulanmasıdır. (2)

2. TEST METODOLOJİSİ

Hızlandırılmış ömür testlerinde en önemli nokta müşteri kullanım ömründeki hasarın göreceli olarak temsil edilmesidir. Bu amaçla bir aracın kullanım ömrü boyunca maruz kalacağı çalışma koşulları müşterinin profillerine göre belirlenmeli ve test koşulları yorulma etkilerini belirleyecek şekilde optimize edilmelidir. Böylece aynı etki bu şekilde elde edilecektir. Bu nedenle, çalışmanın başında müşteri döngüsü dikkatle seçilmeli ve aracın toplam ömrü doğru bir şekilde ifade edilmelidir. Yol profili optimizasyonunun yapıldığı ticari araç için çalışma şeması Tablo 1'de verilmiştir.

Şekil 2. Müşteri kullanım profili ile hızlandırılmış dayanıklılık test şeması



2.1. Kırıcı Yol Parkuru Belirleme

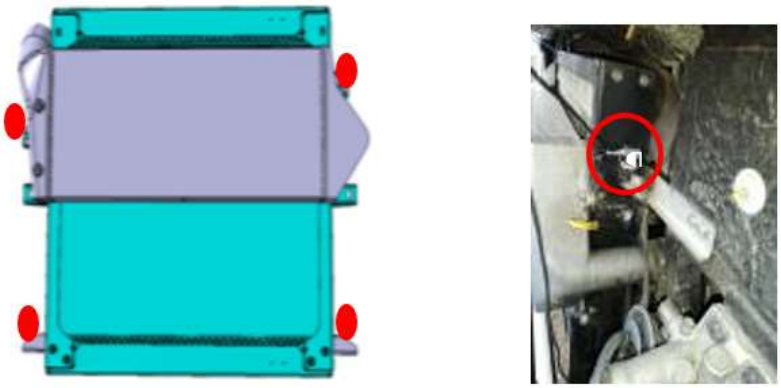
Kırıcı yol parkurları müşteri kullanım profillerine eşdeğer frekans ve genlik içeriğine sahip daha yoğun hasar içeriğine sahip yol profilleridir.
Müşteri kullanım profillerinin yorulma etkisi "Tasarım Spektrumu" olarak kabul edilir ve aynı yorulma özelliğini verecek hızlandırılmış sinyallere "Test Spektrumu" denir. Tasarım spektrumunun hasar değeri, araç tasarımının doğrulanması için test spektrumunun hasar değerine denk olmalıdır. Test sürecini hızlandırmak için yoğun hasar içeriğine sahip yol verilerinin elde edilmesi gerekmektedir. Bu süreçte, aracın gerçek market ömrü boyunca maruz kalmayacağı yüksek kuvvet (yüksek ivmeler) değerlerinin uygulanmaması önemlidir. (3)

2.2. Enstrümantasyon

Tablo 1. Test aracı sensör enstrümantasyonu

Ölçüm Noktası	Ölçüm Sensörü	Yönler
Sol Üst Takoz	İvmeölçer (g)	X-Y-Z
Sol Alt Takoz	İvmeölçer (g)	X-Y-Z
Sağ Üst Takoz	İvmeölçer (g)	X-Y-Z
Sağ Alt Takoz	İvmeölçer g)	X-Y-Z

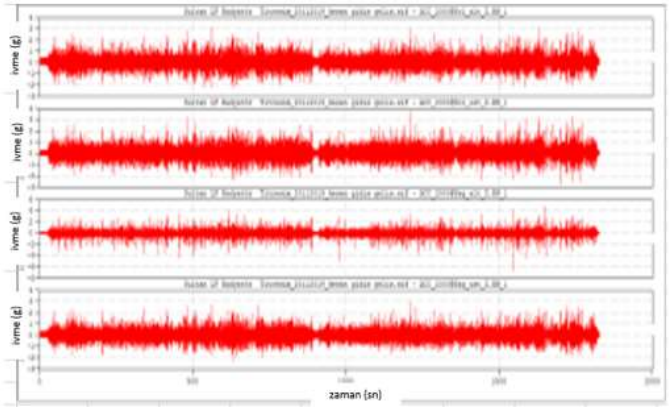
Test süreci öncesinde araç radyatörü üzerinde ivme ölçer enstrümantasyonu gerçekleştirilmiştir. Radyatör takozu braketlerinin aktif taraflarına dört adet üç eksen ivmeölçer (Şekil 3) yerleştirilmiştir. Veri toplama cihazı yardımıyla ivmeölçer verileri zamana bağlı olarak istenen örnekleme frekanslarında eş zamanlı olarak kayıt altına alınmıştır.



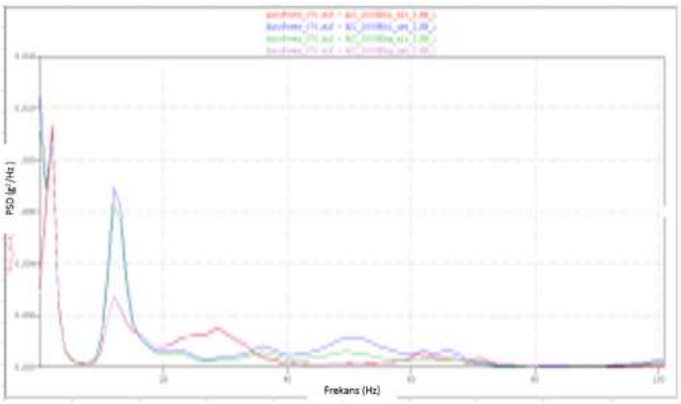
Şekil 3. Radyatör üzerine yerleştirilen ivmeölçerlerin konumları

2.3. Kırıcı Yol Profili Verilerinin Elde Edilmesi

Radyatör titreşim ham verileri Otokar test ekibi tarafından kırıcı yol parkurlarından uygun örnekleme frekansında toplanmıştır. Komponent ömrü 1 milyon km olarak hedeflenmiştir. Bu doğrultuda belirlenen kırıcı yol profillerinden örnek ölçümler alınıp 1 milyon km'ye eşdeğer hasarı oluşturacak şekilde test verisi tekrar edilerek birleştirme yapılmıştır. Bu şekilde hedeflenmiş olan toplam ömürde karşılaşılacak hedef hasar hesabı elde edilmiştir.



Şekil 4. Z-yönündeki ivme değerlerinin zamana bağlı grafiği

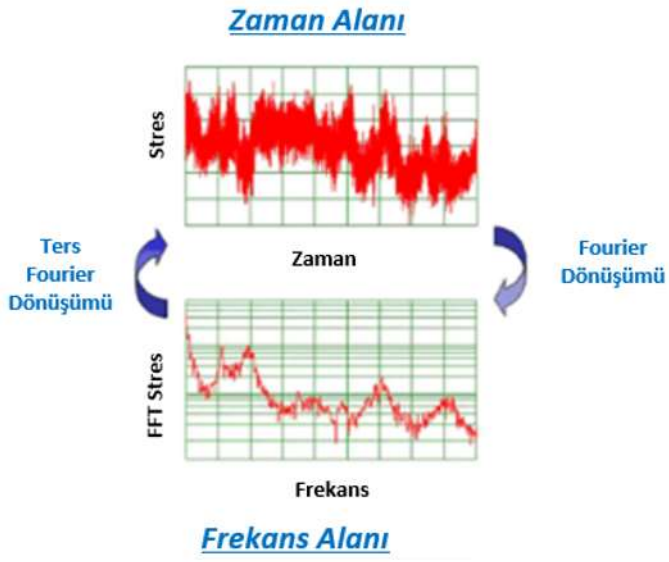


Şekil 5. Z-yönündeki ivme değerlerinin frekansa bağlı grafiği

2.4. Frekans Etki Alanında Yorulma Kavramları

2.4.1. PSD (Spektral Güç Yoğunluğu)

Fourier dönüşümü bir sinyalin farklı frekans içerikleri için genlik ve faz bileşenlerini yorumlayan bir yöntemdir. Spektral güç yoğunluğu (PSD) her frekans değeri için sinyalin ortalama genlik değerinin karesini göstermektedir. Fakat faz bilgisini içermemektedir. PSD yöntemi yükleme koşullarının raslantısal olduğu durumları incelemek için oldukça kullanışlıdır. Olasılıksal (Stochastic) olarak değişen yükler zaman bandında (binlerce istatistiksel varyasyon) yada PSD yöntemi (birkaç yüz spektral çizgi ile tüm sinyal içeriği tanımlanır) ile yorumlanabilmektedirler. Bu yöntem yardımıyla zamana bağlı toplanan bir veride enerji seviyelerinin en yüksek olduğu frekans içeriklerini tespit etmek mümkündür. Bir komponent üzerinden toplanan sinyalin frekans içeriği, yapının rezonatif davranışı hakkında bize bilgi verebilir. Gerçekleştirilen modal testler ile (sarsıcı sistemler veya çekiç testleri) yapılar üzerinde frekans taramaları ve doğal frekans değerlerinin tespiti mümkündür. (4)



Şekil 6. Fourier dönüşüm yöntemi ile zaman sinyalinin frekans spektrumu

2.4.2. FDS (Yorulma Hasar Spektrumu)

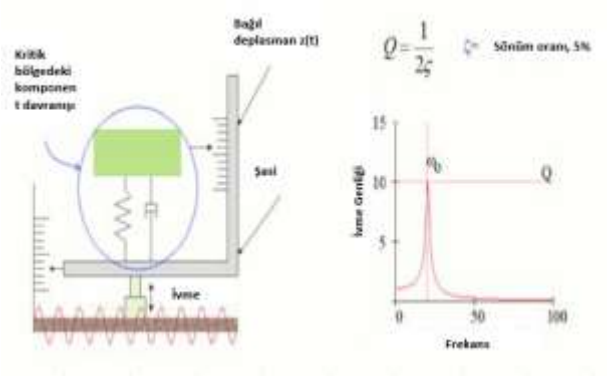
Bu, doğal frekansa göre belirli bir sönümleme değeri için T süresinde bir titreşime maruz kalan bir serbestlik dereceli doğrusal mekanik sistemin maruz kaldığı yorgunluktan kaynaklanan hasarın varyasyonlarını temsil eden bir eğridir. Bu spektrumun belirlenmesi, döngü sayma algoritması ve yorgunluk hasarı kriterlerine ihtiyaç duyar. (6)

2.4.3. SRS (Şok Tepki Spektrumu)

Giriş sinyali zaman etki alanında verilen dinamik yer değiştirmenin aşırı değerlerine karşılık gelir. (6)

2.4.4. ERS (Aşırı Cevap Spektrumu)

Bir PSD olarak verilen rastgele bir uyarma altında, belirli bir sönümleme değeri için bir serbestlik dereceli sistemlerin dinamik yer değiştirme cevabının aşırı değerlerine karşılık gelir. (6)



Şekil 7. Tek serbestlik dereceli (SDOF) sistemin yer değiştirme cevabı

2.5. Hızlandırılmış Titreşim Testi Metodları

Hızlandırılmış titreşim testi oluşturmak için dört farklı yöntem uygulanabilir ve bu yöntemlerle yapılmış çalışmalar örneklerle tanımlanmıştır. Bu yöntemler sırasıyla;

- Titreşim genliğini arttırmak
- En yüksek çalışma genliğinde test yapmak
- En yüksek çalışma genliğinin altında test yapmak
- Titreşim frekansını arttırmak

2.5.1. Titreşim Genliğini Arttırmak

Lambert (1990), elektronik kara kutuların Gauss rastantısal titreşim testini hızlandırdığını bildirmiştir. Test süresi tipik olarak, sahada tecrube edilmiş olandan daha fazla uygulanan titreşim seviyesinde bir artış ile birleştiğinde nispeten büyük bir faktör (örn. 1000) ile sıkıştırılır. (1)

2.5.2. En Yüksek Çalışma Genliğinde

Hurd (1991,1992) hızlandırılmış bir otomotiv tıkırtı, gıcırtı performans değerlendirmesini tanımlamaktadır. Testler çok eksenli bir sarsıcı masasına monte edilen kısmi bir araç modeli ile gerçekleştirilmiş. Tahrik kaydedilen saha verilerine uygulanan bir düzenleme sürecine dayanıyordu. En yüksek enerji içeriğine sahip saha verileri değerlendirilmiştir. Böylece hızlandırılmış titreşim testi gözlemlenen en şiddetli saha verilerine dayanmaktadır. Dört tıkırtı,gıcırtı değerlendirmesi test sürecinde çeşitli aşamalarda belirtilen titreşim uyarımları ile aracı tahrik ederken bir kişi subjektif gürültü gözlemleri yapmıştır. (1)

2.5.3. En Yüksek Çalışma Genliğinin Altında

Krivoy (1986) ağır hizmet dizel motorlarında piston segmanı yivi aşınmasını araştırmak için hızlandırılmış bir test çalışması rapor etmiştir. Araştırma hem sahadaki parçalarda gözlemlenen aşırı aşınmayı yeniden üretmeye hem de bu aşınmayı çok daha kısa bir sürede üretmeye çalıştı. Maksimum segman aşınması oranı ile sonuçlanan özel çalışma noktası dayanıklılığı doğrulamak için motorların normal olarak test edildiği nominal güç durumundan oldukça farklıydı. Bu nedenle, sistemi maksimum genlik seviyesinin altında olan bu kritik noktada çalıştırmak testi hızlandırmak için kullanıldı. Yukarıdaki üç kategori uygulanan test sinyalinin veya uyarımının nispi genliğine göre yöntemlerin sınıflandırılmasını içeriyordu. Giriş sinyalinin tek frekanslı bir sinüzoid olduğu durumlarda uygulanan uyarma frekansı

test edilen sistemin en düşük normal titreşim modunun çok altında olduğu sürece hızlandırılmış yorulmayı gerçekleştirmek için frekansı artırma olasılığı da kullanılabilir. (1)

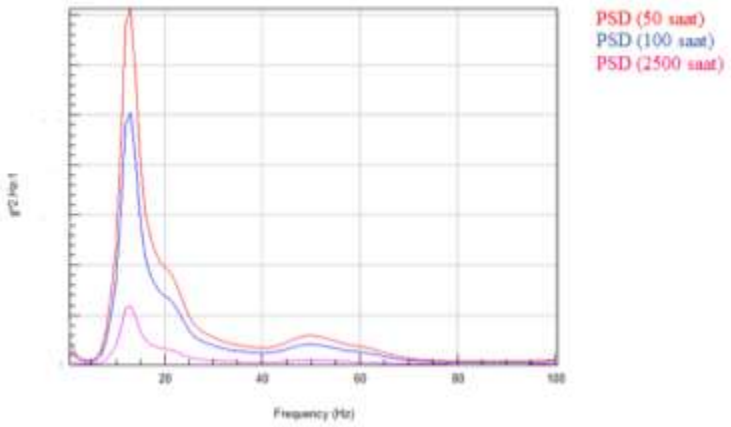
2.5.4. Titreşim Frekansını Arttırmak

Düşük frekanslı bir gemi titreşim ortamına (örneğin 20 Hz sinüzoidal) maruz kalan bir bileşen olabilir. İlgilenilen bileşenin birinci modu örneğin 300 Hz olsaydı sönümlemeye bağlı olarak genlik değişikliği olmadan test frekansında 10 artış faktörü toplam test süresini aynı faktör kadar azaltacaktır. Giriş sinyalinin büyüklüğünün uygun şekilde arttırılması test süresini daha da sıkıştırmak için kullanılabilir. (1)

2.6. Test Süresinin Optimizasyonu

Bu çalışmada titreşim genliğini arttırarak test süresini kısaltmak hedeflenmiştir. Hızlandırılmış titreşim testi için hazırlanan alternatif test sürelerinde farklı enerji içeriğine sahip PSD grafikleri (Şekil 5) elde edilmiştir. Bu PSD grafiklerinde (50 saat, 100 saat, 2500 saat) verinin frekans/enerji grafiğinde trendi değişmemekle birlikte yalnızca verinin genliğinde değişim görülmektedir. Bu sayede mevcut datanın karakteristiği korunarak test süreci hızlandırılmaktadır.

SRS (şok tepki spektrumu) yardımıyla hasarı ifade eden FDS (yorulma hasarı spektrumu) elde edilmiştir. Daha sonra elde edilen bu hasar değeri "Test Synthesis" modülü yardımıyla farklı zaman hızlarındaki ve birimi g^2/Hz olan PSD (spektral güç yoğunluğu) dataları elde edilmiştir. Test Synthesis modülü içerisine frekans aralığı ve hedef test süresi girilerek yazılım yardımıyla test profili hesaplanmıştır.



Şekil 8. Farklı test süreleri için elde edilen PSD profilleri

PSD grafikleri incelendiğinde enerjinin yoğun olduğu ve hasara etkisinin en yüksek olduğu frekans aralığının 0-100 Hz olduğu görülmüştür. Bu yüzden hızlandırılmış titreşim testi için sarsıcı sistemde çalınmak üzere PSD grafikleri 0-100 Hz aralığında hazırlanmıştır.

2.7. Sarsıcı Yardımıyla Hızlandırılmış Titreşim Testinin Gerçekleştirilmesi

Radyatörün titreşim dayanıklılık testini gerçekleştirmek için üç eksenli sarsıcı sistem kullanılmıştır. Test sürecinde ilgili komponent üzerinde periyodik kontroller gerçekleştirilmiştir.



Şekil 9. Sarsıcı test sistemi ile testin gerçekleştirilmesi

3. SONUÇ

Toplanan ivme dataları ile hedef market ömrü dikkate alınarak zaman etki alanında bir test yapılmış olsaydı bu test için yaklaşık 2500 saalik süre öngörülmektedir. Bu çalışmada ilgili datalar frekans (PSD) etki alanında genliği arttırılarak 100 saatlik test süresinde tamamlanmıştır. Hızlandırılmış titreşim testi için hazırlanan alternatif test sürelerinde farklı enerji içeriğine sahip PSD grafikleri elde edilmiştir. Bu PSD grafiklerinde (50 saat, 100 saat, 2500 saat) datanın frekans bandında trend değişmemekle birlikte yalnızca data genliğinde değişim görülmektedir. Bu sayede mevcut datanın karakteristiği korunarak test süreci hızlandırılmıştır. (6)

Tablo 2. Radyatör üzerinde elde edilen ivme verisinin G-rms ve PSD Peak genlik değerleri tablosu

	PSD_2500 saat	PSD_100 saat	PSD_50 saat
PSD Peak Amplitude (g2/Hz)	0,00023	0,00115	0,00163
GRMS Value (g-rms)	0,00010	0,00052	0,00074

Test süresindeki azaltmayı hesaplamak için en yaygın olarak kullanılan yöntem, maruz kalma süresi ve genliği ilişkilendirmek için yorulmaya dayalı bir güç yasası ilişkisini kullanan Miner-Palmgren hipotezidir. Bu teknik için matematiksel ifade ve değişken açıklamaları aşağıda denklem (1)'de gösterilmiştir.

$$\frac{t_2}{t_1} = \left[\frac{S_1}{S_2}\right]^m \tag{1}$$

t1 = hızlandırılmış test süresi

t2 = belirtilen koşul için market ömrü

S1 = hızlandırılmış test koşulundaki genlik (rms)

S2 = market ömründeki genlik (rms)

[S1/S2 oranı yaygın olarak abartma faktörü olarak bilinir.]

m = uygun malzeme için S-N eğrisinin eğimini temel alan (ancak buna eşit olmayan) bir değer; burada S, gerilme genliğini temsil eder ve N, arızaya neden olması beklenen sabit genlikli yük uygulamalarının ortalama tekrar sayısını temsil eder. (6)

KAYNAKÇA

[1] Charles R. Farrar, Thomas A. Duffey , Phillip J. Cornwell , Matthew T. Bement “A Review Of Methods For Developing Accelerated Testing Criteria”.

[2] Bayram, H., Çokal, İ., Talay, M., Usta, E. (2014) “Yeni Nesil Zırhlı Aracın Ömür Testinin Hızlandırma Sürecine Yönelik Test ve Doğrulama Faaliyetleri”, 7. Automotive Technologies Congress, 26-27 May 2014, Bursa.

[3] Yay, K., Ereke, M. (2003) "Hızlandırılmış Taşıt Ömür Testlerinde Yol Verisi Kullanımına Yeni Bir Yaklaşım" Mühendis ve Makina, Sayı 2, Syf 61-73, 2003.

[4] Talay, M."Ticari Bir Araçta Market ve Kırıcı Parkur Göreceli Hasar Korelasyon Yöntemlerinin Karşılaştırılması ve Araç Dayanımı Doğrulama Süreçlerinin Gerçekleştirilmesi" ,Yüksek Lisans Tezi

[5] Bennebach, M., Rognon, H., Bardou, O. “Fatigue of structures in mechanical vibratory environment. From mission profiling to fatigue life prediction.” 5th Fatigue Design Conference, Fatigue Design 2013.

[6] MIL-STD-810G, Department Of Defense Test Method Standard

DOĞAL GAZ VE BENZİN YAKITLARININ TEK SİLİNDİRLİ BİR DENEY MOTORUNDA İNCELENMESİ

Hüseyin Emre DOĞAN[1], Abdurrahman DEMİRCİ[1], Osman Akın KUTLAR[2], Ömer CİHAN[3]

[1] Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Karaman 70200, Türkiye
[2] İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, İstanbul 34437, Türkiye
[3] Hakkari Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Hakkari 30000, Türkiye
[1] Sorumlu yazar: Hüseyin Emre Doğan, hemredogan@kmu.edu.tr

ÖZET

Motorlardan kaynaklanan hava kirliliğini azaltmak için alternatif yakıtların kullanımı konusunda yapılan araştırmalar gün geçtikçe daha da artmaktadır. Doğal gaz, hem benzin hem de dizel yakıtlarına alternatif olma konusunda en iddialı yakıt konumundadır. Bu çalışmada doğal gaz ve benzin yakıtları, tek silindirli bir deney motorunda tam yük çalışma koşulları altında karşılaştırılmıştır. Ayrıca aynı sıkıştırma oranında iki farklı yanma odası geometrisinin etkisi de incelenmiştir. Efektif verim açısından iki yakıt genelde benzer değerlere sahiptir. Fakat tam yük bölgesinde stokiyometrik karışımda benzin yakıtlı durumda vuruntu oluşmuştur. Bu sebeple stokiyometrik karışımda benzinin verim değeri daha azdır. Aşırı fakir karışım ile çalışma durumunda stokiyometrik karışıma göre efektif verim değeri daha yüksektir. Deneylerde elde edilen en yüksek verim değeri %33 civarındadır. Doğal gaz verim bakımından daha yüksek olmasına rağmen daha az güç üretmiştir. Burada iki yakıtın hacimsel verim değerlerinin etkisi ortaya çıkmıştır. Doğal gazın, emme portuna gaz fazında püskürtülmesinden dolayı hacimsel verim değeri %80 civarına düşmüştür. Halbuki benzin, bu şartlarda %90'dan fazla bir hacimsel verime sahiptir. Bu nedenle güç değerindeki düşmeyi telafi etmek için tam yük şartlarında doğal gaz için aşırı doldurma seçeneği kullanılabilir. Özgül yakıt tüketimleri incelendiğinde iki yakıtın verim değerleri aynı mertebelerde olsa bile alt ısıl değerlerinin farklı olmasından dolayı doğal gazın kütlesel özgül yakıt tüketim değerleri %10-12 daha azdır. NO emisyonları her iki yakıt için aşırı fakir karışım bölgesinde 1 g/kWh civarına düştüğü tespit edilmiştir. Yanma odası içerisindeki hava hareketlerini artırıcı yönde etki yapan MR tasarımı, her zaman daha az ateşleme avansı ile çalışmaktadır.

Anahtar kelimeler: Doğal gaz, Azot oksit, Yanma odası geometrisi, Vuruntu.

INVESTIGATION OF NATURAL GAS AND GASOLINE FUELS ON A SINGLE CYLINDER RESEARCH ENGINE

ABSTRACT

Researches on the use of alternative fuels to reduce air pollution from engines is increasing day by day. Natural gas is the most assertive fuel in terms of being an alternative to both gasoline and diesel fuels. In this study, natural gas and gasoline fuels were compared under wide open throttle operating conditions in a single cylinder research engine. In addition, the effect of two different combustion chamber geometries at the same compression ratio was also investigated. In terms of effective efficiency, both of fuels generally have similar values. However, knock occurred for gasoline in the wide open throttle and stoichiometric mixture. For this reason, the efficiency value of the gasoline is less than natural gas in the stoichiometric mixture. In case of operating with an extremely lean mixture, the efficiency value is higher than the stoichiometric mixture for both fuels. The highest efficiency obtained in the experiments is around 33%. Although natural gas has a higher efficiency, it produced less power. The different volumetric efficiency values of the two fuels caused this situation. The volumetric efficiency of natural gas decreased to around 80% due to the injected of natural gas in the gas phase in the intake port. On the other hand, gasoline has a volumetric efficiency of more than 90% under these conditions. For this reason, the option of turbocharger for natural gas can be used under full load conditions to compensate for the decrease in power value. When the specific fuel consumption is examined, even if the efficiency values of the two fuels are of the same level, the specific fuel consumption of natural gas is 10-12% less due to the different lower heating values. NO emissions were reduced to be around 1 g / kWh in the extremely lean mixture regime for both fuels. The MR chamber design, which increase the air motions in the combustion chamber, always operates with less ignition advances.

Keywords: Natural gas, Nitrogen oxide, Combustion chamber design, Knock.

GİRİŞ

Taşıtlarda kullanılan motorların zararlı egzoz gazları sebebiyle insan ve çevre üzerinde bir takım olumsuz etkiler yaptığı bir gerçektir. Esasında enerji üreten birçok sistem de içten yanmalı motorlar kadar zararlı gaz salımı yapmaktadır. Fakat motorların sayısının oldukça fazla olması ve bu kirliliğin insanların yaşadığı ortamda doğrudan ortaya çıkması, motorların hava kirliliğinin oluşmasındaki payını daha da gözle görünür hale getirmektedir. Bu sebeple egzozdan salınan zararlı gazların miktarını sınırlayan düzenlemeler gittikçe daha sert hale gelmektedir. 10 yıl öncesine kadar binek taşıtlarda bile kullanımı çok cazip olan dizel motorlar için günümüzde bu motorları üretip ihraç eden ülkelerde bile yasaklanması ciddi olarak tartışılan bir konu haline gelmiştir. Kısacası, son zamanlarda içten yanmalı motorların çözülmesi gereken başlıca sorunu egzoz gaz emisyon değerleridir. İki farklı çözüm yöntemi üzerinde çok sayıda çalışma yapılmaktadır. Birincisi benzin ve dizel yakıtı dışında daha çevreci alternatif yakıtların (Alkol, LPG, doğal gaz, biyodizel) kullanımını mümkün hale getirip yaygınlaştırmak. İkincisi ise içten yanmalı motorların yerine elektrik motorları ile taşıtların ihtiyaç duyduğu enerjiyi sağlamaktır. İlk yöntem geçmişten beri yakıt maliyetlerini azaltmak için kullanılmaktadır. Fakat günümüzde maliyetin yanında çevre kirliliğini de azaltmak için üzerinde daha yoğun çalışılan bir konudur. Elektrikli taşıtların kullanımı ise başlangıçta çok cazip gelmesine rağmen teknik sorunlar sebebiyle kısa vadede yaygın olarak kullanılması çok mümkün gözükmemektedir. Alternatif yakıtların kullanımının artması ile bu sürenin uzaması bazı araştırmacılar tarafından öngörülmektedir. Yukarıda bahsedilen sebeplerden dolayı özellikle dizel yakıtı yerine doğal gazın kullanımı son yıllarda oldukça ilgi gören bir konudur. Doğal gaza ait rezerv miktarları da göz önünde bulundurulduğu zaman alternatif yakıtlar içerisinde öne çıkmaktadır [1].

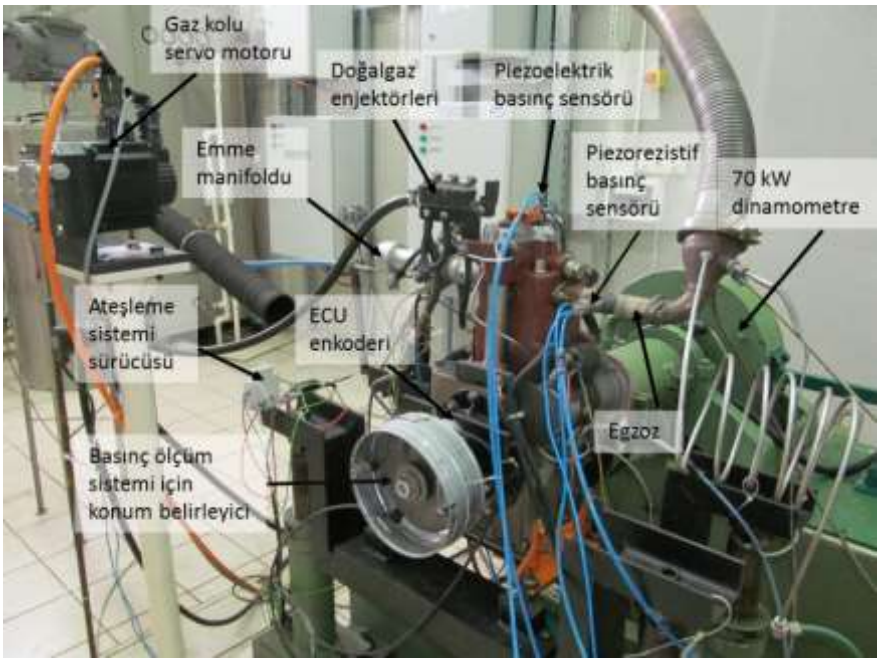
Yürürlükte olan egzoz emisyon standartları motorların yapısı ve çalışma şartlarını büyük ölçüde etkilemektedir. Emisyon değerlerinin egzoz sisteminde azaltılmasını sağlayan ekipmanların kullanılması sebebiyle maliyetler artış göstermektedir. Ayrıca yakıt tüketimine bağlı olarak çevreye salınan CO_2 miktarının gittikçe artmasının sonucunda ortaya çıkan sera gazı etkisi nedeniyle iklim değişiklikleri meydana gelmektedir. CO_2 miktarının azaltılması yakıt tüketimi değerlerindeki düşmeye bağlıdır. Benzin motorları genel anlamda dizel motorlara göre daha fazla yakıt tüketirler. Sıkıştırma oranı değerinin vuruntu sebebiyle 11 değerinin üzerine pek çıkmaması yakıt tüketimini artıran sebeplerden birisidir. Sıkıştırma oranı değerinin 14-15 civarına ulaşması halinde benzin motorlarının verimi artacak ve yakıt tüketim değerleri azalacaktır. Fakat vuruntu meydana gelmeden, sıkıştırma oranının artırılması yeni yöntemlerin uygulanması ile mümkündür. Benzin motorlarında vuruntu olmaması için yüksek oktan sayılı yakıtlar kullanılmalıdır. LPG ve CNG gibi yüksek oktan sayılı yakıtların uygun koşullar altında kullanılmasıyla CO_2 ve diğer emisyon değerleri azaltılır. Ayrıca LPG ve CNG yakıtlarının H/C oranının daha yüksek olması sebebiyle daha az CO_2 üretilir. Literatürdeki bazı çalışmalarda doğal gazın kullanıldığı uygulamalarda NOx emisyonları fakir bölgede çalışmaya bağlı olarak azaldığı vurgulanmıştır [2,3]. Fakat bu durum için çift yakıt veya buji ateşlemeli sistemlerde hava fazlalık katsayısının (HFK) 1,5 değerinden daha fazla olması gereklidir. Ayrıca buji ateşlemeli benzin motorlarına göre doğal gaz yüksek sıkıştırma oranında %10 daha verimli çalışabilir [4]. Doğal gazın yüksek H/C oranı sebebiyle CO_2 emisyonları %15-20 daha azdır. Doğal gazlı, normal emişli bir motorun vuruntu olmadan sıkıştırma oranı 14-15 değerine kadar yükseltilebilir. [5].

Literatürde yapılan farklı bir çalışmada, doğal gaz ve benzin için güç ve emisyon değerleri karşılaştırılmıştır. CNG'nin gaz halinde manifolda püskürtülmesi sebebiyle hacimsel verim azalır. Özellikle tam yük koşullarında güçte %15-%20 azalma olduğu belirtilmiştir. CO ve CO_2 emisyonları CNG de daha düşük seviyelerde ölçülmüştür. NOx emisyonları 3000-4000 d/d hariç CNG de benzinden daha azdır. Bu çalışmada sıkıştırma oranı 9,2 olarak alınmıştır [6]. Doğal gaz yakıtının yüksek sıkıştırma oranına müsaade etmesi, fakir karışımlarda tutuşma kabiliyetinin benzinden daha iyi olması, Otto çevrimine göre kullanılabilmesi ve yakıt birim fiyatının daha az olması sebebiyle önümüzdeki 40-50 yıl içerisinde kullanılabilecek başlıca alternatif yakıt olması mümkündür [7].

DENEY VE ANALİZ YÖNTEMLERİ

Deneyler İTÜ Makina Fakültesi, Motorlar ve Taşıtlar Laboratuvarında bulunan tek silindirli, buji ateşlemeli benzinli Antor 3LD 450 araştırma motoru ile yapılmıştır (Şekil 16). Doğal gaz ile çalışmayı temin etmek için doğal gaz enjektörleri ve basınç regülatörleri kullanılmıştır. Doğal gaz 2 bar basınçta emme manifolduna püskürtülmüştür. Bujinin konumu yanma odasının merkezine çok yakın olacak şekildedir. Motor üzerinde yapılan bir yüksek lisans çalışması ile ateşleme ve yakıt püskürtme donanımlarına kumanda eden küçük bir kontrol ünitesi tasarlanıp imal edilmiştir. Burada, kontrol kartı olarak Arduino Mega 2560 kullanılmıştır. Doğal gaz ve benzin yakıt enjektörleri bu sistem ile kontrol edilmektedir. Motor deneylerinde elektromanyetik (eddy-current) bir motor freni tercih edilmiş ve dinamometre kuvveti yük hücresi ile ölçülmüştür. Benzin için yakıt ölçümünde AVL 733S yakıt tüketimi ölçüm sistemi kullanılmıştır. Tüketilen doğal gaz miktarının ölçülmesinde Radwag marka hassas bir teraziden faydalanılmıştır. Emilen hava debisinin ölçülmesinde Dresser marka G65 model 100 m^3/h ölçme debisine sahip roots tipi debimetre kullanılmıştır. Egzoz gaz emisyon ölçümü Horiba Mexa 7500 cihazı ile yapılmıştır. Hacimsel oranlarda (%, ppm) ölçülen egzoz gaz değerleri, emilen hava ve yakıt debileri kullanılarak standartların öngördüğü biçimde g/kWh birimine dönüştürülmüştür

[8]. Kullanılan doğal gazın kimyasal içeriği günlük olarak ilgili kuruluştan talep edilmiştir. Bu içeriğe bağlı olarak yakıtın temel özellikleri hesaplanmıştır.
Antor 3LD 450 deney motoruna ait pistonlar, üzerinde herhangi bir geometri olmaksızın imalatçısına ham halde ürettirilmiştir. Tasarlanan yeni yanma odası geometrileri, talaşlı imalat yöntemi ile istenen sıkıştırma oranı (ε) değerine uygun olarak pistonlar üzerine işlenmiştir. Bu çalışmada sıkıştırma oranı 12 olarak seçilmiştir. Motora ait teknik bilgiler Tablo 'de verilmiştir. Deneyler, her koşul için en yüksek motor döndürme momentinin elde edildiği ateşleme avans değerinde yapılmıştır.



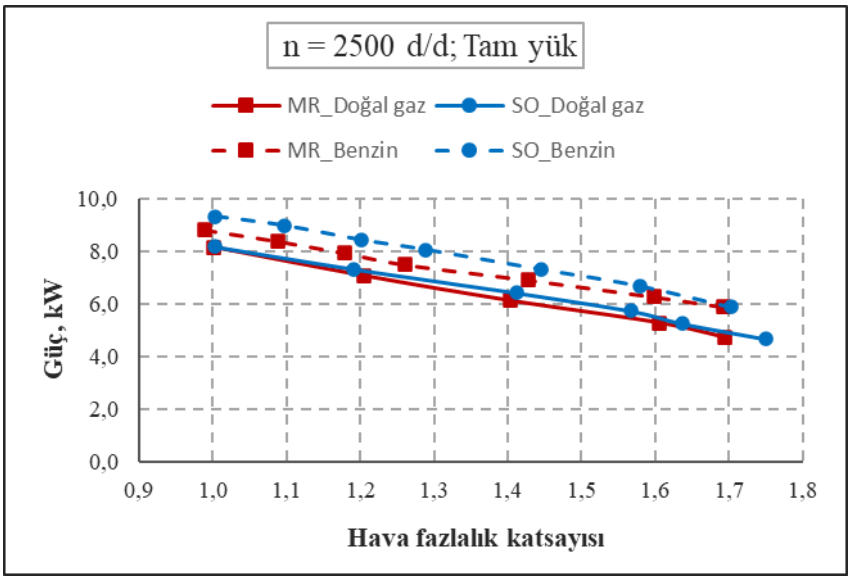
Şekil 16. Deney motoru, dinamometre ve yardımcı sistemler.

Tablo 1. Deney motoruna ait teknik bilgiler.

Sıkıştırma oranı	10,5; 12; 14
Silindir sayısı	1
Motor hacmi	454 cm^3
Çap	80 mm
Strok	85 mm
Biyel kolu uzunluğu	145 mm
Yakıt sistemi	Manifolda püskürtme
Ateşleme sistemi	Elektronik kontrollü, buji

SONUÇLAR

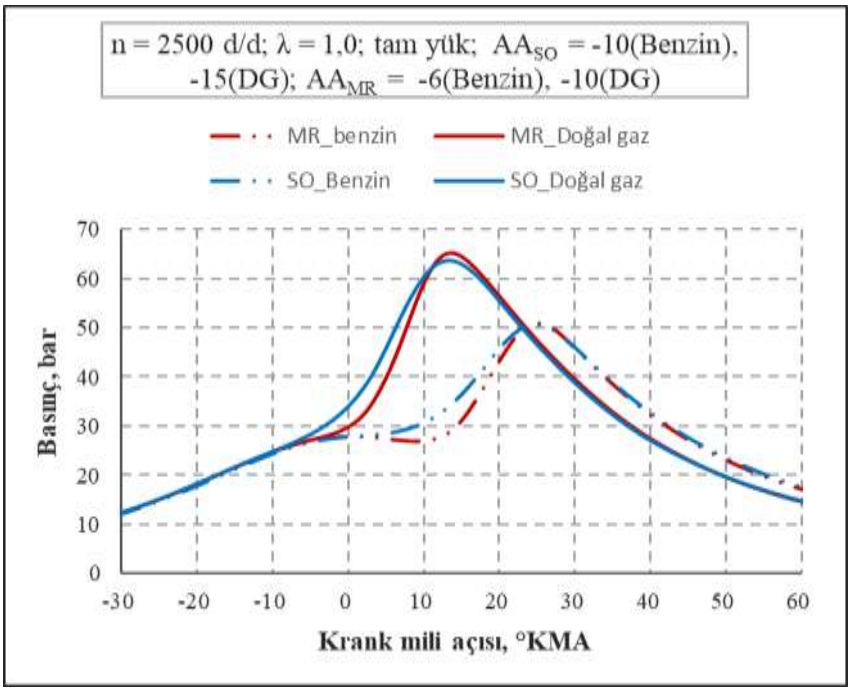
Benzin yakıtlı motorların doğal gaz ile çalıştırılmasında hacimsel verim değerindeki düşmeye bağlı olarak güç değeri azalır. Fakat doğal gazın vuruntu direnci benzine göre daha fazla olduğu için homojen karışımlarda sıkıştırma oranı 12-14 değerine kadar yükseltilerek güçteki düşme bir miktar telafi edilebilir. Doğal gaz için her devir sayısında tam yük şartlarında deney yapılırken sıkıştırma oranının 12 olmasından dolayı benzin için sadece 2500 devir/dakika motor hızında yapılmıştır. Çünkü özellikle stokiyometrik karışımda benzin için vuruntu meydana gelmiştir.



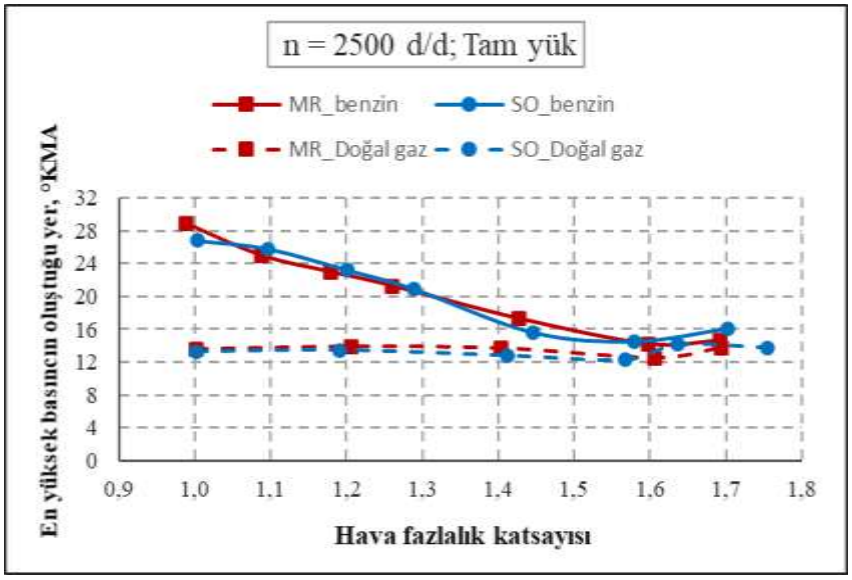
Şekil 2. *Tam yük şartlarında güç değerlerinin değişimi.*

Gaz kelebeğinin tam açık olması ve motor dönme sayısının artması, türbülans şiddetini tüm pistonlar için belli bir seviyeye yükseltmektedir. Dolayısıyla yüksek devir sayılarında stokiyometrik karışımda yanma odası geometrisinin şekli daha az öneme sahiptir. İki farklı yanma odası tasarımı ile elde edilen en yüksek döndürme momenti değeri 31 Nm'dir. Her pistonun sıkıştırma oranı 12 olarak ayarlanmıştır. Bu şartlar altında doğal gaz için herhangi bir vuruntu ortaya çıkmamıştır. Bilindiği gibi doğal gaz emme manifoldunda gaz fazında püskürtüldüğü için hacimsel verim değerini düşürür. Özellikle yakıt miktarının çok arttığı tam yük koşullarında bu etki çok belirgindir. Benzin ise sıvı fazda püskürtüldüğü için buharlaşma gizli ısısı nedeniyle hacimsel verimi artırıcı yönde etki yapar. Bu nedenle benzin yakıtlı motor, doğal gazlı şartlardan daha fazla güç vermektedir (Şekil). Buradaki güç kaybı yaklaşık %10 civarıdır. Esasen bu şartlar altında iki yakıtın hacimsel (volümetrik) verim değerleri arasında yaklaşık %15 fark vardır. Benzin yakıtlı durumda vuruntu nedeniyle ateşleme avansı geciktirilmiştir. Bu sebeple hacimsel verimdeki artış bütünüyle güç değerine yansımamıştır. Şekil'te görüldüğü gibi vuruntu nedeniyle en yüksek basınç değeri ÜÖN'den 26 - 28 °KMA sonra oluşmuştur. Halbuki en yüksek motor momenti için bu değerin ÜÖN'den 13-14 °KMA sonra olması gereklidir. Bu değişimin etkisi efektif verim değerlerinde de göze çarpmaktadır. Benzin yakıtı daha fazla güç vermesine rağmen (hacimsel verimi yüksek) ateşleme avansındaki zorunlu azalma nedeniyle stokiyometrik karışımda verimi daha azdır (Şekil). Doğal gazda ise belirgin bir vuruntuya hiç rastlanmamıştır. Karışım fakirleştikçe ($\lambda \geq 1,5$) benzin yakıtı için vuruntu ihtimali ortadan kalkmıştır. Bu sebepten dolayı aşırı fakir karışım bölgesinde her iki yakıtın efektif verim değerleri birbirine yakındır. Doğal gaz yakıtlı durumda güç kaybını telafi etmek için sıkıştırma oranının artırılması veya aşırı doldurma uygulamaları kullanılabilir. Kısmi yük bölgesinde yapılan deneyler göstermiştir ki stokiyometrik karışımda doğal gazın ateşleme avans değeri genellikle benzinden daha azdır. Fakat tam yük şartlarında benzin daha az ateşleme avansı ile çalışmıştır. Bunun sebebi yukarıda anlatılan vuruntu olayını engellemek için ateşleme avansının en yüksek döndürme momentine göre değil vuruntu sınırına göre belirlenmesidir. Dolayısıyla yanma odası içerisindeki en yüksek basınç değeri ötelenmiş ve yanma genişleme zamanına doğru kaymıştır. Bu değişim benzin için efektif verim ve güç değerlerini azaltmıştır. Yanma odası içerisindeki basıncın değişimi Şekil 'te gösterilmiştir. Benzin yakıtlı durumda ateşleme doğal gazdan 4-5 °KMA daha sonra başlatılmıştır. Yanma odaları arasında da ateşleme avans değerleri bakımından farklılıklar ortaya çıkmıştır. MR geometrisi her iki yakıt içinde SO'ya göre daha az avansa ihtiyaç duymasına rağmen yanmanın ilk fazında basınç artış hızı daha fazladır. Silindir içi basınç ölçüm sonuçlarının değerlendirilmesi ile tutuşma gecikme sürelerinde de aynı eğilimin olduğu belirlenmiştir.

Karışımın fakirleşmesi ile vuruntu ihtimali azalmış ve benzin yakıtı için avans değeri sadece en yüksek motor momentini elde edecek şekilde belirlenmiştir. Daha önce bahsedilen kısmi yük bölgesindeki avans değerleri gibi benzin doğal gazdan daha önce ateşlenmektedir. Karışımın aşırı fakir bölgeye gelmesi ile ($\lambda \geq 1,6$) benzin yakıtlı durumda da en yüksek basınç değeri ÜÖN'den 15 °KMA sonra oluşmuştur (Şekil). Bu durumda her iki yakıt için efektif verim değerleri aynı seviyeye ulaşmıştır (Şekil).

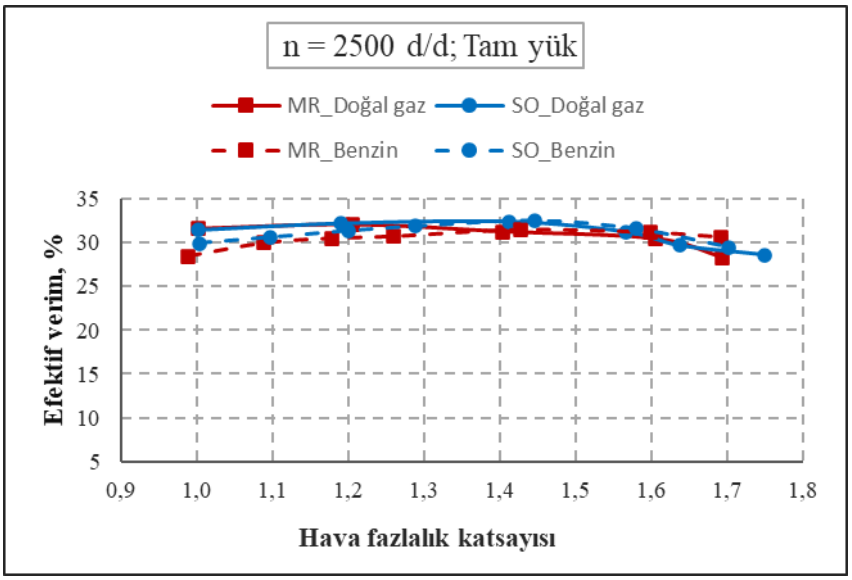


Şekil 3. Stokiyometrik karışımda yakıtlara ve yanma odalarına göre basıncın değişimi.

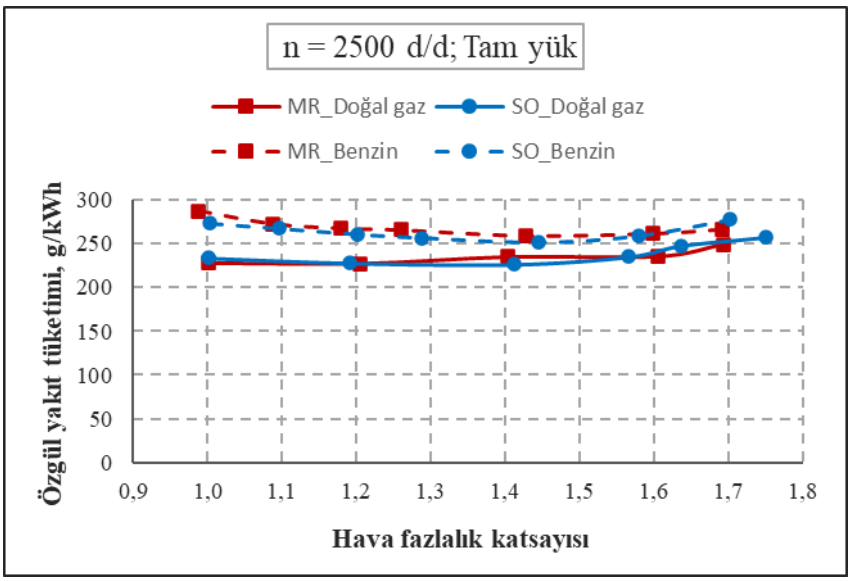


Şekil 4. Silindir içerisinde oluşan en yüksek basıncın konumu.

Efektif verim değerlerinin değişimi Şekil ’te verilmiştir. Yanma odası tasarımının verim üzerinde etkisi daha azdır. Hava hareketlerini daha fazla artıran MR tasarımı tam yükte ve yüksek motor dönme sayılarında diğer tasarıma göre biraz daha az verim ortaya çıkarabilmektedir. Çünkü gaz kelebeğinin tam açık olduğu bu şartlarda emme portunun geometrisinden kaynaklanan türbülans yeterli derecededir. Fakat kısmi yük bölgesinde bu durum değişmektedir. Yakıtlar açısından stokiyometrik karışımda benzin daha az verim değerine sahiptir. Yukarıda açıklandığı gibi vuruntu nedeniyle ateşleme avansının geciktirilmesi, verim değeri üzerinde olumsuz bir etki meydana getirmiştir. Kullanılan deney motorunun tek silindirli, doğal emişli ve buji ateşlemeli olduğu göz önüne alınırsa %33 civarı bir efektif verim, yüksek kabul edilebilecek bir değerdir. Tam yük şartlarında fakir karışım ile çalışmak güç değerinde azalmaya sebep olacağı için doğal gaz yakıtı ile stokiyometrik hatta biraz zengin karışım ile çalışmak daha uygundur. Fakat kısmi yüklerde aşırı fakir karışım ile çalışarak hem verimi hem de emisyon değerlerini iyileştirmek mümkündür.



Şekil 5. Tam yük koşullarında elde edilen verim değerleri.

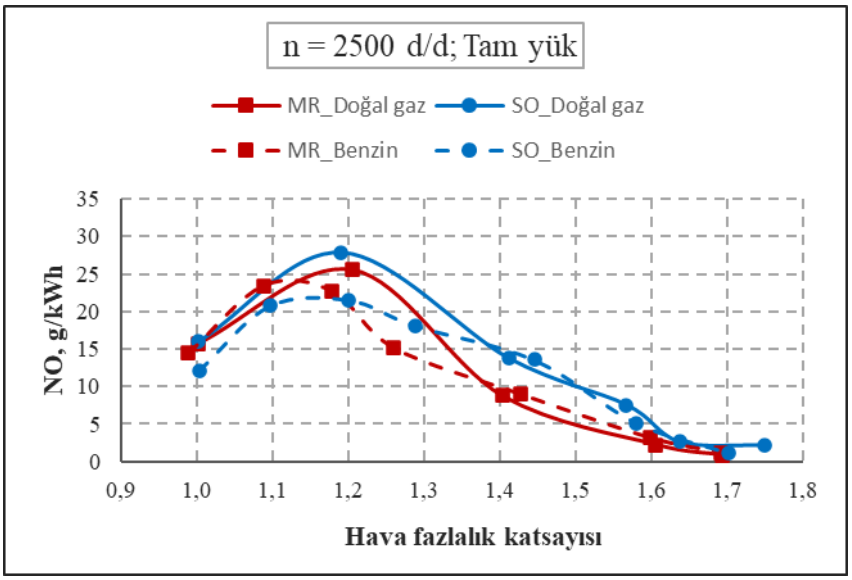


Şekil 6. Yakıtlara ve yanma odası geometrisine göre özgül yakıt tüketiminin değişimi.

Kullanılan yakıtların alt ısıl değerlerinin farklı olması sebebiyle özgül yakıt tüketimi değerleri arasındaki fark verime göre daha fazla olmuştur. Özgül yakıt tüketim değeri denklem 1 ile hesaplanabilir. Görüldüğü gibi yakıtların efektif verim değeri aynı olsa bile alt ısıl değerleri arasında %10 civarı bir fark olduğu için doğal gazın özgül yakıt tüketim değeri daha azdır. Doğal gaz yakıtı ile 225 g/kWh değerine kadar düşme elde edilmiştir.

$$ÖYT = \frac{3600}{H_u \eta_e} \quad (1)$$

Bu kütlesel olarak bakıldığında aşırı doldurmalı dizel motorlar ile rekabet edebilecek seviyededir. Buna ilave olarak özgül yakıt tüketim değerindeki azalma Sera gazı etkisinin başlıca kaynaklarından olan CO_2 emisyonlarının azalmasını da sağlamıştır. Bu çalışmadaki temel amaçlardan bir tanesi de aşırı fakir karışım ile çalışma durumunda NO emisyonunun ne kadar düşürülebileceğini tespit etmektir. Şekil 'de görüldüğü gibi $\lambda \geq 1,6$ şartlarında her iki yakıt için de NO, 1g/kWh değerine kadar azalmıştır. Tabii bu şartlarda çevrimler arası farklılık değerlerinin de belli bir sınır içerisinde olması gerekmektedir. Doğal gaz için $\lambda = 1,7$ şartlarına kadar kararlı (COV_{IMEP}) < %5) olarak çalışma sağlanmıştır. NO gazları oldukça azalırken THC'de artış görülmüştür. Motorların tam yük bölgesinde çalışma saatleri genelde oldukça azdır. Bu sebeple bu bölgede stokiyometrik karışım ile çalışılması, kısmi yük bölgesinde ise aşırı fakir karışım ile çalışmak egzoz emisyonu ve yakıt tüketimi açısından tercih edilebilir. Tam yük şartlarında yakıt tüketim değerinden fedakarlık yapılarak biraz zengin karışım ile çalışılması durumunda NO gazları 10 g/kWh değerinin altına inebilir. Ayrıca λ =0,95 şartlarında güç değerinde de biraz artış olacaktır. Dolayısıyla THC gazlarını indirgeyen bir sistem kullanılarak uygun çalışma şartları sağlanabilir.



Şekil 7. NO gazlarının hava fazlalık katsayısı ile ilişkisi.

DEĞERLENDİRMLER

Bu çalışmada tek silindirli, buji ateşlemeli bir motorda doğal gaz ve benzin yakıtları güç, verim ve NO emisyonları bakımından karşılaştırılmıştır. Tam yük şartlarında yapılan güç deneylerinde hacimsel verim değerinin yüksek olması sebebiyle benzin yakıtlı durumda daha fazla güç elde edilmiştir. Fakat benzin için vuruntu ortaya çıkmasına bağlı olarak ateşleme avansı ötelenmiştir. Dolayısıyla stokiyometrik karışım bölgesinde efektif verim açısından doğal gaz daha iyi seviyededir. Doğal gazın alt ısıl değeri benzine göre yaklaşık %11 daha fazla olduğu için CO_2 emisyonları benzine göre daha azdır. NO gazlarının miktarı aşırı fakir karışım bölgesinde (λ >1,6) 1 g/kWh değerine kadar düşebilmektedir. Tam yük bölgesinde karışımın fakirleşmesi güç değerini düşüreceği için stokiyometrik karışım ile çalışılması tercih edilebilir. Eğer aşırı doldurma uygulaması yapılırsa doğal gaz için tam yük şartlarında da fakir karışım ile çalışmak mümkün olacaktır. Yanma odası geometrileri arasında en belirgin fark ateşleme avans değerleri arasında ortaya çıkmıştır. MR yanma odası tasarımı, hava hareketlerini daha fazla artırdığı için yanma süresini kısaltmaktadır. Bu sayede ateşleme ÜÖN'ye daha yakın başlatılmıştır.

KISALTMALAR

CNG : Sıkıştırılmış doğal gaz

LPG : Sıvılaştırılmış petrol gazı

ÜÖN : Üst ölü nokta (sıkıştırma sonu)

NO : Azot monoksit

SO : Silindirik oyuklu yanma odası

MR: MR tip yanma odası

ÖYT : Özgül yakıt tüketimi

°KMA : Derece krank mili açısı

THC : Toplam hidrokarbon emsiyonu

BİLGİLENDİRME

Doğal gaz yakıt sisteminin kurulmasında ve yakıt temininde bizler destek veren OMNİTEK, Olgun OTO ve Natural gaz firmalarına teşekkür ederiz. Ayrıca bizleri bu konuda çalışmaya teşvik eden ve tecrübeleri ile her zaman bize yol gösteren Prof. Dr. Rafig Mehdiyev'e minnettarız.

Bu çalışma 218M232 no'lu proje ile TÜBİTAK tarafından desteklenmiştir.

KAYNAKLAR

[1] Doğan, H. E. (2019) " Farklı yanma odası geometrilerinin doğal gaz ve benzin yakıtı ile incelenmesi", İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi.

[2] Xin, Z., Jianhua, L., Qiong, W. and Zhuiqin, H. (1998) "Study of Natural Gas Fueling of Locomotive Engines", SAE technical papers series, 981396.

[3] Addy, J. M., Bining, A., Norton, P., Peterson, E., Campbell, K., Bevillaqua, O. (2000) "Demonstration of Caterpillar C10 Dual Fuel Natural Gas Engines in Commuter Buses", SAE technical papers series, 2000-01-1386.

[4] Khan, M. I., Yasmin, T., Shakoor, A. (2015) "Technical overview of compressed natural gas (CNG) as a transportation fuel", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 51 (2015) 785-797. doi.org/10.1016/j.rser.2015.06.053.

[5] Fu,J., Shu, J., Zhou, F., Liu, J., Xu, Z., Zeng, D. (2016) "Experimental investigation on the effects of compression ratio in-cylinder combustion process and performance improvement of liquifed methane engine", Applied Thermal Engineering, 113(2017)1208-1218. doi.org/10.1016/j. Applthermaleng.2016.11.048.

[6] Aljamali, S., Mahmood, M. W., Abdullah, S. Yusoof, A. (2014) "Comparison of Performance and Emission of a Gasoline Engine Fueled by Gasoline and CNG Under Various Throttle Positions", Journal of Applied Sciences, 14 (4) 386-390. doi: 10.3923/jas.2014.386.390.

[7] Fuhs, A.E. (2009), Hybrid Vehicles and the Future of Personal Transportation (e-book), CRC Press.

[8] URL 1: Europian Commission (2016). Technical and general requirements relating to emission limits and type-approval for internal combustion engines for non-road mobile machinery (EU 2016/1628). https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX:32016R1628, 2016 (accessed 10.04.2019).

REAR WHEEL STEERING ASSIST IN COLLISION AVOIDANCE

Hasan Şahin, Orhan Atabay, Özgen Akalın

[1] Eskisehir Technical University, Mechanical Engineering Department, Eskisehir, Turkey
[2,3] Istanbul Technical University, Mechanical Engineering Department, Istanbul, Turkey
[1] Correponding Author: Hasan Şahin, hasansahin@eskisehir.edu.tr

ABSTRACT

Rear wheel steering (RWS) systems are commonly used to maintain vehicle lateral stability via steering "in-phase" at high speeds. Conventional RWS systems do not assist the driver to avoid rear-end collisions. However, in this study, a RWS assistance is proposed to avoid rear-end collisions. A driver model is supported by a RWS assistance via steering "out-of-phase" during an emergency lane change maneuver. The proposed RWS assistance uses a yaw rate feedback controller and a disturbance controller. A two-track vehicle model was used where experimental validation studies are widely available. The originality of this paper is using an intelligent RWS assistance to avoid rear-end collisions rather than improving the vehicle lateral stability. The results demonstrate that the intelligent RWS assistance supporting the driver model can both reduce rear-end collisions and also their impacts. The vehicle lateral stability can be maintained depending on the coefficient of road adhesion and distance to obstacle.

Keywords: rear wheel steering; collision avoidance; autonomous vehicle; driver assistance; intelligent vehicles; artificial intelligence

1. INTRODUCTION

Development of active collision avoidance systems have been the focus of researchers for decades [1]. It is widely reported that response to an expected event is much faster than an unexpected one and driver's steering and braking effort may fall short to perform prompt actions in an emergency case [2]. Autonomous brake systems have critical importance in collision avoidance and mitigation [3-5]. A possible collision cannot be avoided by simply braking in many cases [6]. Most of the time, drivers' first natural response is to apply the brakes; and steering maneuver is executed only when braking is considered insufficient [7-9]. A possible collision could be simply avoided by a single steering maneuver. However, it is usually the second choice of the drivers due to lack of experience [10]. Drivers' delayed response may further risk the avoidance maneuver [11,12]. Steering decisions can be automated by using autonomous front wheel steering (FWS) systems. However, FWS systems are not widely available as they are still under development phase [12]. To date, many control strategies have been developed for autonomous FWS systems such as MacAdam, Sharp, Salvucci, Gordon and Ryu's models [13-18]. Most of the control strategies in the literature compare the lateral position, yaw rate of the vehicle, and use the front wheels to follow the ideal trajectory [13-18]. Many autonomous rear wheel steering (RWS) strategies have been developed to improve the stability or maneuverability of the vehicle as in Siahkalroudi, Yakup, Mokhiamar, Jujnovic, Besselink and Kanchwala's models [19-24]. They used "In-phase" and "out-of-phase" rear wheel steering (RWS) during high speeds and low speeds respectively. In these studies, rear wheels are only steered in proportion to the front wheels.

In our study, unlike the previous studies, feasibility of "out-of-phase" RWS at high speeds as corrective driver assistance system is investigated. If the driver's steering input is not sufficient to avoid a possible rear-end collision, autonomous RWS could be used to complete the emergency steering maneuver. The vehicle's stability and crash avoidance limits have been investigated parametrically using a comprehensive model.

2. METHODOLOGY

2.1. Collision Avoidance

Safe distance to an obstacle at "last time to brake" was designed as 44 meters and "last time to steer" was designed as 21 meters distance on dry asphalt. As it is illustrated in Equation (1), X_{brake} shows the minimum distance to an obstacle to avoid a rear-end collision by a braking maneuver [25]. $a_{(mean)x}$ is the average longitudinal deceleration of the vehicle and $v_{vehicle}$ is the speed of the vehicle [25].

$$X_{brake} = \frac{1}{2*a_{(mean)x}} v_{vehicle}^{2} \quad (1)$$

As it is illustrated in Equation (2), $\mathbf{X}_{steer}$ shows the minimum longitudinal distance to an obstacle to avoid a rear-end collision by a steering maneuver [25]. $a_{(max)y}$ is the maximum lateral acceleration of the vehicle and $\mathbf{W}_{steer}$ is the width of the steering maneuver [25].

$$\mathbf{X}_{steer} = \sqrt{\frac{2*W_{steer}}{a_{(max)y}}} v_{vehicle} \quad (2)$$

2.2. Decision Making of the RWS Assistance

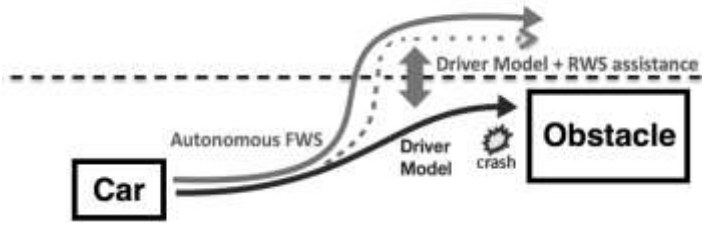


Figure 1. RWS assistance in case of an insufficient steering wheel input by the driver model.

In this study, a RWS assistance, taking an autonomous FWS system as a reference, is proposed. If the steering wheel input of the driver model is not sufficient, it may result in a rear-end collision without the RWS assistance as it is illustrated in Figure 1. The proposed RWS assistance is activated during an emergency lane change maneuver in case of an insufficient steering wheel input by the driver model. The RWS assistance intervenes the path followed by the driver model via compensating the insufficient steering wheel input. Thus, the reference path is successfully followed by using "out-of-phase" RWS. The flowchart for the activation of the RWS assistance is illustrated in Figure 2.

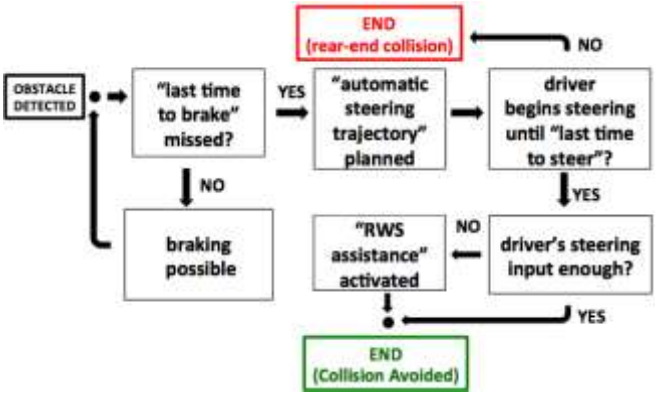


Figure 2. Decision making for the RWS assistance.

The first condition for the activation of the RWS assistance is missing the minimum distance for "last time to brake". Moreover, blind spot detection systems, LIDAR systems or similar equipment can be used to observe the condition of the target lane [26]. If the driver initiates an emergency lane change before "last time to steer", the system checks whether the steering wheel input is sufficient to avoid a possible rear-end collision or not. If the steering wheel input is sufficient, the RWS assistance is not activated. On the other hand, if the steering wheel input of the driver model is not sufficient, the RWS assistance is activated by using the rear wheels to follow the desired path. If the minimum distance required to avoid a rear-end collision via steering is also missed, an automatic braking system may be triggered to mitigate the crash.

2.3. Bicycle Model

The 1st vehicle model was defined as a bicycle model. As shown in the Equations (3) and (4), F_f and F_r are the lateral forces acting on the front and rear wheels C_f and C_r are the cornering stiffness of the front and rear wheels; α_f and α_r

are the tire side slip angles of the front and rear wheels respectively. v is the lateral velocity of the vehicle, u is the longitudinal velocity of the vehicle and β is the side slip angle of the vehicle [27].

$$F_f = C_f \alpha_f \tag{3}$$

$$F_r = C_r \alpha_r \tag{4}$$

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{v}{u}\right) \tag{5}$$

The bicycle model consists of two differential equations as shown in Equation (6) and (7) [27]. Here, m stands for the total mass of the vehicle, a (front) and b (rear) are the distances from axles to the center of gravity of the vehicle (CoG); $\dot{\omega}$ and $\ddot{\omega}$ are the yaw rate and yaw acceleration respectively; δ_f and δ_r are the steering angles of the front and rear wheels respectively. I_z is the mass moment of inertia of the vehicle about the vertical axis.

$$m\dot{v} + \frac{1}{u}(C_f + C_r)v + \left[mu + \frac{1}{u}(aC_f + bC_r)\right]\dot{\omega} = C_f\delta_f + C_r\delta_r \tag{6}$$

$$I_z\ddot{\omega} + \frac{1}{u}(a^2C_f + b^2C_r)\dot{\omega} + \frac{1}{u}(aC_f - bC_r)v = aC_f\delta_f - bC_r\delta_r \tag{7}$$

α_f and α_r can be calculated using the Equations (8) and (9).

$$\alpha_f = \delta_f - \frac{v + a\dot{\omega}}{u} \tag{8}$$

$$\alpha_r = \delta_r - \frac{v - b\dot{\omega}}{u} \tag{9}$$

The lateral acceleration of the bicycle model a_y is given in Equation (10).

$$a_y = \dot{v} + u\dot{\omega} \tag{10}$$

2.4. Carmaker Vehicle Model (Simulation Model)

A non-linear Pacejka tire model is present by default in the vehicle model. Some of these parameters are available in Table 1. The CarMaker software has been validated experimentally in various studies [28-32]. In the bicycle model, the transient motion of the vehicle depending on the lateral load transfer was ignored. Therefore, the simulation was performed in this vehicle model which considers the lateral load transfer and varying cornering stiffness of the tires during cornering.

Table 1. Tire parameters in the simulation vehicle model.

Tire model	RT 225 60 R16	-
Relaxation length (long. force)	0.049	m
Relaxation length (lat. force)	0.110	m
Relaxation length (aligning torque)	0.051	m
Friction coefficient	1	-
Kinematic tire radius	0.308	m
Nominal tire radius	0.328	m

2.5. Control Model

A closed-loop control system of the RWS assistance was designed by using the preliminary bicycle model. The designed closed loop control system was implemented into the two-track vehicle model to achieve the desired vehicle trajectory without a rear-end collision (Figure 3). The desired yaw angle is provided by a trajectory calculator. The desired yaw rate is controlled by a yaw controller which uses the desired yaw angle. The desired yaw rate is the reference yaw rate of the closed loop control system of the RWS assistance. The autonomous FWS system uses the reference yaw rate to calculate the desired front wheel steering angles. The autonomous FWS system is capable of following the desired trajectory. The driver model however, is a limited model of the autonomous FWS system according to average human driver steering and neuromuscular behavior [33].

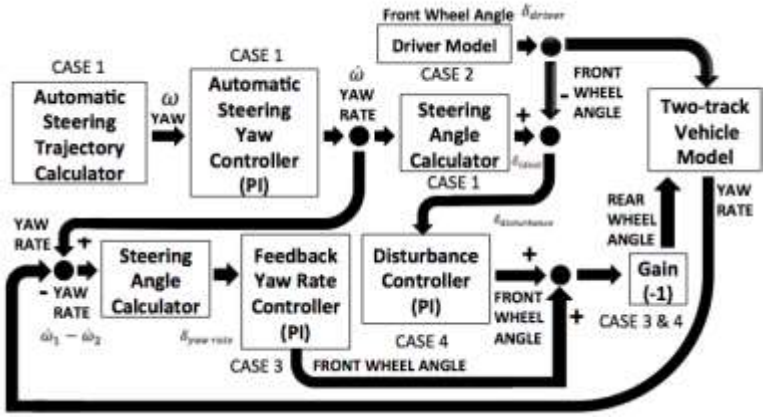


Figure 3. Decision making for the RWS assistance.

There are two types of controllers and a driver model in this system. The first type controller is the feedback yaw rate controller. The input of the feedback yaw rate controller is the difference between the reference yaw rate based on the desired trajectory and the instantaneous yaw rate of the host vehicle. The output of the feedback yaw rate controller is the RWS angle applied to the host vehicle. The second type controller is the disturbance controller. The input of the disturbance controller is the difference between the reference steering wheel angle based on the desired trajectory and the instantaneous steering wheel angle of the driver model. The output of the disturbance controller is also the RWS angle applied to the host vehicle. The reference vehicle trajectory is found by the trajectory calculator depending on the coefficient of road adhesion, distance to obstacle and vehicle speed [25]. If the driver model cannot follow this reference trajectory, the feedback yaw rate controller and the disturbance controller assist the driver by using RWS.

3. RESULTS

Vehicle speed was kept constant at 100 km/h as mentioned before. Two types of coefficient of road adhesions were used in this simulation. Coefficient of road adhesion was 0.5 on the wet asphalt and 1.0 on the dry asphaltThe safe distance to an obstacle was calculated as 44 meters for braking on the dry surface. The critical distances to the obstacle for the starting of the steering maneuver were chosen as 21 meters (Event 1) and 30 meters (Event 2). The safe distance to an obstacle was calculated as 80 meters for braking on the wet surface. The critical distances to the obstacle for the starting of the steering maneuver were chosen as 32 meters (Event 3) and 36 meters (Event 4). In the 1st Case, the steering action was performed via the autonomous FWS system following the reference trajectory. In the 2nd case, the steering maneuver was performed via the driver model without any assistance. In the 3rd case, the steering maneuver was performed via the driver model and the yaw rate feedback controller of the RWS assistance. In the last Case, the steering maneuver was performed via the driver model and both the yaw rate feedback and disturbance controllers of the RWS assistance. Simulation results of Event 1 and Event 3 wil be illustrated in detail below.

3.1. Simulation Results of Event 1: Dry Asphalt, 30 Meters Distance to the Obstacle

maneuver was performed via the driver model and the yaw rate feedback controller of the RWS assistance. In the last Case, the steering maneuver was performed via the driver model and both the yaw rate feedback and disturbance controllers of the RWS assistance.

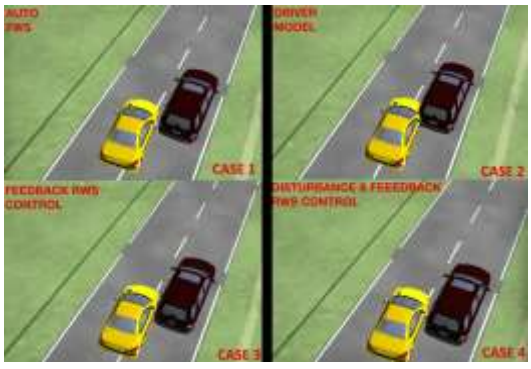
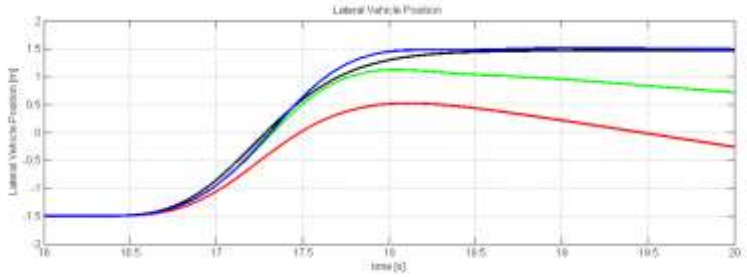


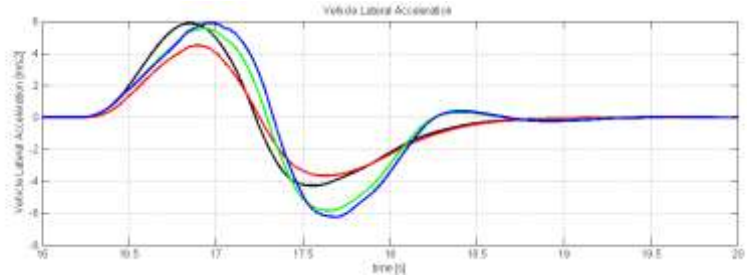
Figure 4. The vehicle position (yellow) during the emergency steering maneuver in Event 1

As shown in Figure 4, the autonomous FWS system (Case 1) and the feedback yaw rate and disturbance controllers of the RWS assistance (Case 4) are successful to avoid a rear-end collision. On the other hand, the driver model (Case 2) and the feedback yaw rate controller of the RWS assistance (Case 3) are not sufficient to avoid a rear-end collision.



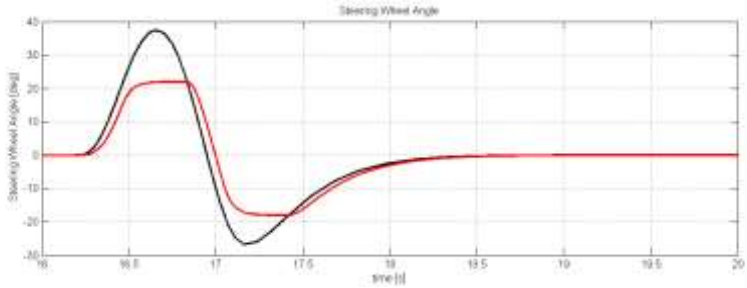
The autonomous FWS (reference)
The driver model only
The driver model + RWS assistance (yaw rate feedback)
The driver model + RWS assistance (yaw rate feedback + disturbance)

Figure 5a. Lateral vehicle position for all cases in Event 1



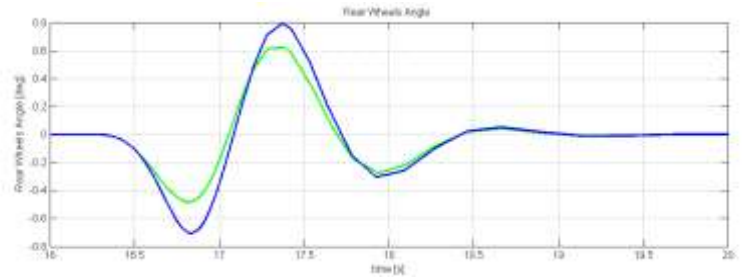
The autonomous FWS (reference)
The driver model only
The driver model + RWS assistance (yaw rate feedback)
The driver model + RWS assistance (yaw rate feedback + disturbance)

Figure 5b. Lateral acceleration for all cases in Event 1



The autonomous FWS (reference)
The cases including driver model

Figure 5c. Steering wheel angle for all cases in Event 1 (Case 2 is same as cases 3 and 4)



The driver model + RWS assistance (yaw rate feedback)
The driver model + RWS assistance (yaw rate feedback + disturbance)

Figure 5d. Rear wheel angle for cases 3 and 4 in Event 1

As shown in Figure 5a, in the cases 1 and 4 the steering maneuver is sufficient for 3 meters of lane change. However, in the cases 2 and 3 the steering maneuver is not enough to avoid a rear-end collision. As represented in Figure 5b, the RWS assistance increases the lateral acceleration for the cases 3 and 4. However, the stability is still maintained in both

cases. As illustrated in Figure 5c, the steering wheel input of the driver model is limited between +22 and -18 degrees for the cases 2, 3 and 4. As shown in Figure 5d, the rear wheel angle is higher in Case 4 than in Case 3.

3.1. Simulation Results of Event 3: Wet Asphalt, 32 Meters Distance to the Obstacle

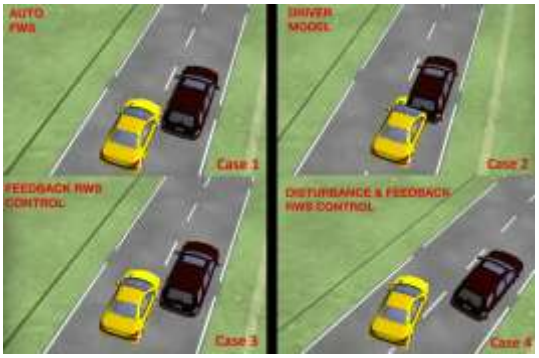
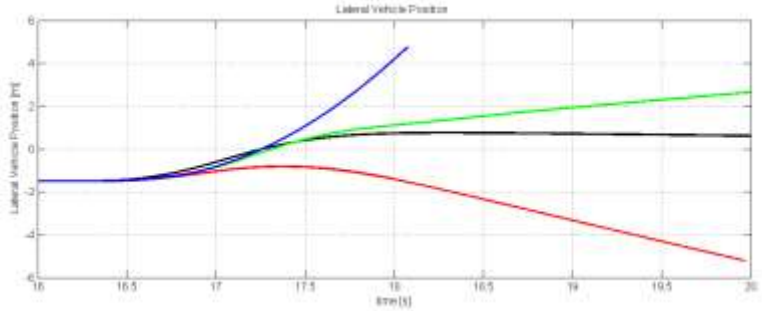


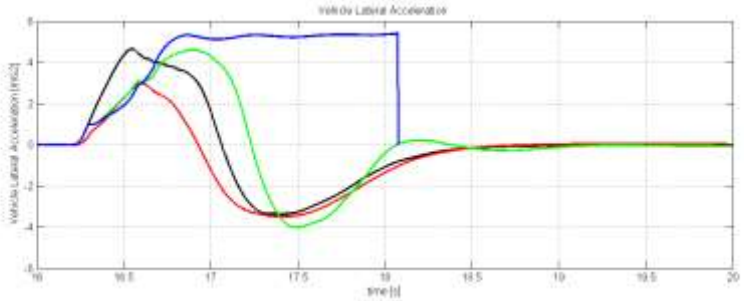
Figure 6. The vehicle position (yellow) during the emergency steering maneuver in Event 3

As shown in Figure 6, the autonomous FWS system (Case 1) and the feedback yaw rate controller of the RWS assistance (Case 3) are successful to avoid a rear-end collision. However, the driver model (Case 2) and the feedback yaw rate and disturbance controllers of the RWS assistance (Case 4) are not sufficient to avoid a rear-end collision. In the Case 4, the rear-end collision does not occur, however, the vehicle stability is lost. As shown in Figure 7a, in the cases 1 and 3 the steering maneuver is sufficient for 3 meters of lane change. However, in other cases the steering maneuver is not successful to avoid a rear-end collision. In the Case 4, the steering maneuver is very aggressive and therefore it is not possible to maintain the vehicle stability for that Case. As represented in Figure 7b, the RWS assistance increases the lateral acceleration for the cases 3 and 4. However, the stability is lost for the Case 4. As illustrated in Figure 7c, the steering wheel input of the driver model is limited between +22 and -18 degrees for cases 2, 3 and 4. Therefore, the driver model is very weak compared to the autonomous FWS system. As shown in Figure 7d, the rear wheel angle is higher in Case 4 than in Case 3 which results in an unstable vehicle behavior.



The autonomous FWS (reference)
The driver model only
The driver model + RWS assistance (yaw rate feedback)
The driver model + RWS assistance (yaw rate feedback + disturbance)

Figure 7a. Lateral vehicle position for all cases in Event 3



The autonomous FWS (reference)
The driver model only
The driver model + RWS assistance (yaw rate feedback)
The driver model + RWS assistance (yaw rate feedback + disturbance)

Figure 7b. Lateral acceleration for all cases in Event 3

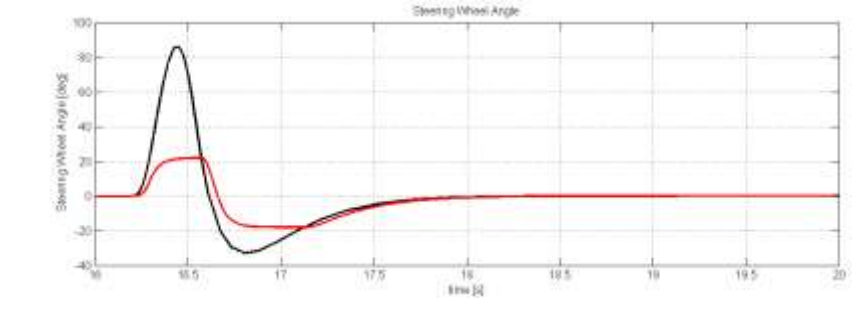


Figure 7c. Steering wheel angle for all cases in Event 3 (Case 2 is same as cases 3 and 4)

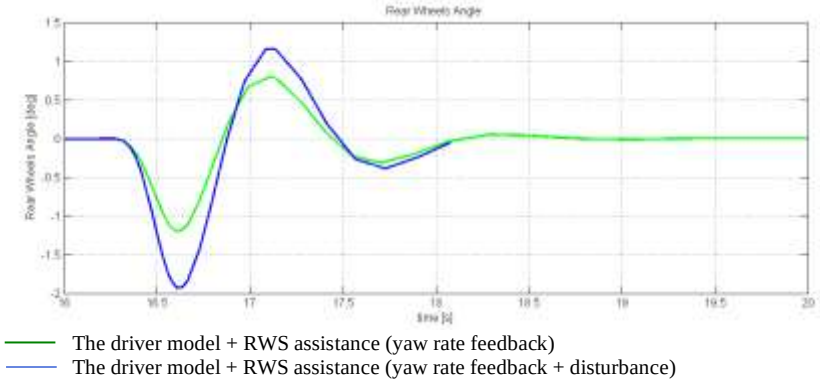


Figure 7d. Rear wheel angle for cases 3 and 4 in Event 3

4. DISCUSSION

There are two types of steering strategies via RWS according to the literature review [19-24]. In the first strategy, the maneuverability of the vehicle is improved by increasing the proportion of the yaw rate while decreasing the proportion of the lateral motion at low speeds via steering rear wheels in the opposite direction of front wheels [19-24].

Table 2. Evaluation of all cases according to rear-end collision and vehicle stability (**d** is the distance to obstacle at the beginning of the emergency lane change maneuver; **S** means stable; **C** means collision; **R** means reduced)

CASES	**μ**= 1 and **d** = 30 m **(Event 1 – E.1)**	**μ**= 1 and **d** = 21 m **(Event 2 – E.2)**	**μ**= 0.5 and **d** = 36 m **(Event 3 – E.3)**	**μ** = 0.5 and **d** = 32 m **(Event 4 – E.4)**
AUTO FWS (CASE 1)	No C (+) Laterally S (+) REFERENCE	No C (+) Laterally S (+) REFERENCE	No C (+) Laterally S (+) REFERENCE	No C (+) Laterally S (+) REFERENCE
ONLY DRIVER (CASE 2)	Rear-end C (-) Laterally S (+) ***3rd choice of E.1***	Rear-end C (-) Laterally S (+) ***2nd choice of E.2***	Rear-end C(-) Laterally S (+) ***2nd choice of E.3***	No C (+) Laterally S (+) ***1st choice of E.4***
RWS F.BACK	R rear-end C (-) Laterally S (+) ***2nd choice of E.1***	R rear-end C (-) Laterally S (+) ***1st choice of E.2***	No C (+) Laterally S (+) ***1st choice of E.3***	No assistance necessary
RWS F.BACK. with DIS. (CASE 4)	No C (+) Laterally S (+) ***1st choice of E.1***	Rear-end C (-) Laterally unS (-) ***3rd choice of E.2***	No rear-end C (-) Laterally unS (-) ***3rd choice of E.3***	No assistance necessary

In the second strategy, the stability of the vehicle is improved by decreasing the proportion of the yaw rate while increasing the proportion of the lateral motion at high speeds via steering rear wheels in the same direction of front wheel [19-24].
In this study, the second strategy mentioned above is not performed although the emergency steering is done at high speeds. The second strategy increases the proportion of the lateral motion and also increases the duration of the maneuver by decreasing the proportion of the yaw rate dramatically. However, it is not suitable for the corrective steering in an emergency lane change maneuver. Therefore, the solution is the corrective steering by steering the rear wheels "out-of-phase". The proposed solution could tend to an over steering maneuver at high speeds. However, the vehicle stability could be maintained via an intelligent decision making by considering the coefficient of road adhesion, distance to the obstacle and vehicle lateral acceleration. The steering of the rear wheels may also be interrupted via the control system in case of vehicle stability risks.

As shown in Table 2, if the distance to the obstacle is approximately 30 meters at the beginning of the emergency steering maneuver on dry asphalt (Event 1), Case 4 is the best option to avoid a rear-end collision while maintaining vehicle stability. Case 3 is much more preferable than Case 2 because of the reduced impact of the rear-end collision. Therefore, on dry asphalt with medium lateral acceleration values, the feedback yaw rate with disturbance controller of the RWS assistance is recommended. The necessity of a yaw rate feedback controller with a disturbance controller instead of a yaw rate feedback controller is obvious for this event. The disturbance controller works as a feed forward controller which has a faster response time. Therefore, the usage of both feedback yaw rate and disturbance controllers is the best option for this event. If the distance to the obstacle is approximately 21 meters at the beginning of the emergency steering maneuver on dry asphalt (Event 2), Case 3 is the best option because of the reduced impact of the rear-end collision. Case 4 is not applicable here since the lateral stability of the vehicle is lost. Therefore, on dry asphalt with high lateral acceleration values, the disturbance controller of the RWS assistance must be turned off and the feedback yaw rate controller should work alone as the RWS assistance. If the distance to the obstacle is approximately 32 meters at the beginning of the emergency steering maneuver on wet asphalt (Event 3), Case 3 is the best option to avoid a rear-end collision while maintaining vehicle stability. Case 4 is not recommended for this event since the lateral stability is lost. Therefore, on wet asphalt the disturbance controller of the RWS assistance should be turned off. If the distance to the obstacle is approximately 36 meters at the beginning of the emergency steering maneuver on wet asphalt (Event 4), the driver model is sufficient to avoid a rear-end collision while maintaining vehicle stability. There is no need to turn on the RWS assistance for this event. The autonomous FWS system is always successful in all events and therefore it was taken as the reference for the other cases. However, the autonomous FWS system intervenes the steering wheel directly and therefore its application may be limited for practical reasons.

The benefit of the developed RWS was clearly presented in Table 2. For example, in Table 2, in Case 4, the developed RWS was the best option for crash avoidance. Moreover, the reference maneuvers in Case 1, was performed via an autonomous front wheel steering machine. This paper focuses on RWS benefits with a "driver model", i.e. it is a driving assistance functionality supporting the driver using a rear wheel steering system. A Full-Autonomous front wheel steering was used only as a reference to show that very high steering wheel angle rates can not be handled by a human driver. Therefore, FWS does not outperform RWS in all cases.

5. CONCLUSION

This paper clearly provides an original approach of rear wheel steering for crash avoidance maneuvers. The controller method (PID controller) was used as a tool to state the benefits of the RWS with a driver model. In the future studies, different controller methods could be also used and compared. The autonomous front wheel steering approach was taken as a reference to show that very high steering wheel angle rates cannot be handled by a human driver. The main advantage of the developed RWS is assisting the driver model (i.e. also a real driver) during a crash avoidance maneuver. Moreover, a yaw rate feedback controller and a yaw rate feedback with disturbance controller as RWS assistance were analyzed during an emergency lane change maneuver. A two-track vehicle model (CarMaker) which considers non-linear tire and load transfer effects was used. It was observed that the RWS assistance could avoid a possible rear-end collision while maintaining vehicle stability by the selection of a suitable controller. The yaw rate feedback controller is recommended in all events. The advantage of the disturbance controller is the faster response time as a feed forward controller. The disadvantage of the disturbance controller is the vehicle instability risk at high lateral accelerations. Therefore, the disturbance controller is only recommended on dry asphalt at medium lateral accelerations. The yaw rate feedback controller prevents or reduces impacts of possible rear-end collisions compared to the driver model. Therefore, the yaw rate feedback controller is usually more suitable than the yaw rate feedback controller and disturbance controller to avoid a rear-end collision while maintaining vehicle stability.

REFERENCES

[1] Thierry, P., Kassaagi, M., Brissart, G. (2001) "Active Safety Experiments with Common Drivers for the Specification of Active Safety Systems", Society of Automotive Engineers, 206-0004.

[2] Green, M. (2000) "How long does it take to stop? Methodological analysis of driver perception-brake times", Transportation Human Factors, 2(3), pp. 195-216.

[3] Engström, J., Aust, L., Viström, M. (2010) "Effects of Working Memory Load and Repeated Scenario Exposure on Emergency Braking Performance", Human Factors, 52: 55.

[4] Lee, J., McGehee, D., Brown, T., Reyes, M. (2002) "Collision warning timing, driver distraction, and driver response to imminent rear-end collisions in a high-fidelity driving simulator", Human Factors, 44, pp. 314–335.

[5] Itoh, M., Horikome, T., Inagaki, T. (2010) "Effectiveness and driver acceptance of a semi- autonomous forward obstacle collision avoidance system", In Proceedings of the Human Factors and Ergonomics Society 54th annual meeting, pp. 2091-2095, Santa Monica, CA.

[6] Choi, C., Kang, Y., Lee, S. (2012) "Emergency Collision Avoidance Maneuver based on Nonlinear Model Predictive Control", IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety.

[7] Tapani, A. (2011) "Traffic simulation modelling of driver assistance systems", Advances in Transportation Studies an international Journal, Section A 23.

[8] Markkula, G., Benderius, O., Wolff, K., Wahde, M. (2012) "A Review of Near-Collision Driver Behavior Models", Human Factors, 54, 1117-1143.

[9] Wiacek, C., Najm, W. (1999) "Driver/vehicle characteristics in rear-end pre-crash scenarios based on the general estimates system", SAE Technical Paper Series, 01-0817.

[10] Lechner, D, Van Elslande, P. (1997) "Comportement du conducteur en situation d'accident [Driver behavior in accident situations]", SAE Technical Paper Series.

[11] Institute of Traffic Accident Research and Data Analysis. (2005) "Analysis of human factors in crossing collisions", ITARDA information, No. 56.

[12] Hayashi, R., Isogai, J., Raksincharoensak, P., Nagai, M. (2012) "Autonomous collision avoidance system by combined control of steering and braking using geometrically optimized vehicular trajectory", Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 50: sup1, 151-168.

[13] MacAdam, C. (1981) "Application of an optimal preview control for simulation of closed-loop automobile driving", IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, 11:393–399.

[14] Sharp, R., Casanova, D., Symonds P. (2000) "A mathematical model for driver steering control, with design, tuning and performance results", Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 33:289–326.

[15] Salvucci, D., Gray, R. (2004) "A two-point visual control model of steering", Perception, 33:1233–1248.

[16] Gordon, T., Magnuski, N. (2006) "Modeling normal driving as a collision avoidance process", Proceedings of 8th international symposium on advanced vehicle control.

[17] Ryu, J., Kim, S., Kim, H. (2002) "An Emergency Obstacle Avoidance Control Strategy for Automated Highway Vehicles", Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Vol. 38, No. 5, pp. 319–339.

[18] Markkula, G., Benderius, O., Wolff, K., Wahde, M. (2014) "Comparing and validating models of driver steering behaviour in collision avoidance and vehicle stabilisation", Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 52:12, 1658-1680.

[19] Siahkalroud, N., Naraghi, M. (2002) "Model Reference Tracking Control of A 4WS Vehicle Using Single and Dual Steering Strategies", Proceedings of the SAE Automotive Dynamics and Stability Conference and Exhibition, P-377.

[20] Yakup, F., Mori, Y. (2015) "Comparative study of autonomous path-following vehicle control via model predictive control and linear quadratic control", Proc IMechE Part D: J Automobile Engineering, Vol. 229 (12) 1695–1714.

[21] Mokhiamar, O., Abe, M. (2005) "Experimental verification using a driving simulator of the effect of simultaneous optimal distribution of tyre forces for active vehicle handling control", Proc IMechE Part D: J Automobile Engineering, Vol.219.

[22] Jujnovich, A., Jebon, D. (2013) "Path-Following Steering Control for Articulated Vehicles", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 135 / 031006-1.

[23] Besselink, I., Veldhuizen, T., Nijmeijer, H. (2008) "Improving Yaw Dynamics by Feedforward Rear Wheel Steering", IEEE Intelligent Vehicles Symposium Eindhoven University of Technology.

[24] Kanchwala, H., Trigell, A.S. (2017) Vehicle handling control of an electric vehicle using active torque distribution and rear wheel steering. Int. J. Vehicle Design, Vol. 74, No. 4, pp.319–345.

[25] Sahin, H. "Collision Avoidance via Adaptive Trajectory Control in Case of a Sudden Decrease in the Maximum Road Friction Coefficient", PROMET Traffic & Transportation, Vol.29 No.5.

[26] Eidehall, A., Pohl, J., Gustafsson, F., Ekmark, J. (2007) "Toward Autonomous Collision Avoidance by Steering", IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, Vol. 8, No. 1.

[27] Veldhuizen, T. (2007) "Yaw rate feedback by active rear wheel steering, [dissertation]", Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven.

[28] Gurov, A., Sengupta, A., Jonasson, M., Drugge, L. (2014) "Collision avoidance driver assistance system using combined active braking and steering", Proceedings of the 12th International Symposium on Advanced Vehicle Control, Tokyo.

[29] Lu, Q., Sorniotti, A., Gruber, P., Smet, J. (2016) "H∞ loop shaping for the torque-vectoring control of electric vehicles: Theoretical design and experimental assessment", Mechatronics.

[30] Zhang, N. Li, P., Yin, G., Chen, N., Li, Y. (2016) "Application of hilbert transform in vehicle dynamics analysis", IEEE International Conference on Vehicle Electronics and Safety, Jeddah.

[31] Gordon, T., Gao, Y., Lidberg, M. (2016) "Implementation of a modified Hamiltonian algorithm for control allocation", Proceedings of the 13th International Symposium on Advanced Vehicle Control.

[32] Wang, Y., Winner, H. (2015) "Estimation of vehicle yaw moment of inertia in dynamic road test using Wheel Force Sensor", Proceedings of the 24th Symposium of the International Association for Vehicle System Dynamics.

[33] Benderius, O. (2014) "Modelling driver steering and neuromuscular behaviour, [dissertation]", Chalmers: Chalmers University of Technology.

RIDE COMFORT PARAMETER OPTIMIZATION OF AN 8x8 MILITARY VEHICLE

Berkay Çelik, Dr. Namık Kılıç

[1] BMC Otomotiv San. ve Tic. A.Ş., Virtual Simulation and Validation Department, Sakarya, Turkey
[2] Bias Mühendislik, R&D Department, Istanbul, Turkey
[1] Corresponding Author: Berkay Çelik, celikberkay6@gmail.com

ABSTRACT

In this article, Taguchi method were used to optimize design parameters of four-axle military vehicle with respect to ride comfort. The full vehicle model prepared in MSC Adams/Car was driven over the Aberdeen Proving Ground (APG) stabilization track and double lane change test to get experiment results. The objective function of the optimization was the amount of absorbed power generated in the driver's seat over the APG track. In addition to this, roll angle results in the double lane change test were evaluated in optimization procedure. In the study, it was obtained which of the design parameters had a significant effect on vehicle ride comfort and handling. The equations that estimate both the vehicle ride comfort and the vehicle handling according to the design parameters were obtained. In conclusion, although the vehicle handling performance decreases, it remained below the limits and ride comfort of the four-axle military vehicle was improved with using Taguchi method.

Keywords: Vehicle dynamics, Ride Comfort, Four-axle vehicle, Taguchi Optimization Method, Absorbed Power

1. INTRODUCTION

The driving conditions of armored military vehicles on cross-country terrain has been challenging for crew comfort. The irregularities on the roads may lead to vibration on vehicle and human body. Since the driver seats used for military applications are designed according to passenger car expectation, they transmit these road vibrations to the driver's body, which causes fatigue on the driver. The improvement of comfort and vibration performance in multi-axle vehicles with high mobility can only achieved by changes in suspension system and design parameters. However, changes to improve ride comfort also affect the vehicle's handling performance. To optimize the ride comfort of a multi axle vehicle in conjunction with handling is a challenge because the suspension parameters determining these functions adversely affects each other.

In literature, Els and Uys studied Dynamic-Q optimization algorithm for military vehicle hydro-pneumatic suspension design [1]. Nonlinear spring, damper, bump stop and tire characteristics were used in the model. The values of the spring and damper were optimized to achieve best handling, best ride comfort and best-combined option. Firstly, the objective function was maximum roll angle and vehicle performs double lane change simulations to obtain best handling suspension parameters. Then, weighted root mean square of the vertical acceleration in the Belgian paving was selected as objective function for optimizing ride comfort. Later, vehicle handling and ride comfort was optimized together. Consequently, the study recommended that the system should first optimized with respect to handling to get better results easier. Saglam and Unlusoy optimized suspension design parameters of three-axle vehicle with unconnected and interconnected hydro-pneumatic suspension configurations [2]. Volume ratio, damping ratio and piston area ratio of hydro-pneumatic suspensions were optimized with using genetic algorithm. Optimization that was evaluated by vertical acceleration and roll angle was performed first for ride comfort with random road input and then for vehicle handling with lane change simulations respectively. Optimization results showed that the vehicle with interconnected hydro-pneumatic suspension system provides an alternative solution to the inherent conflict between ride comfort and vehicle handling performance. The point to be emphasized of this study, the difference from Els and Uys's investigation was that Saglam and Unlusoy first optimizes vehicle ride comfort then handling. Choi et al. optimized suspension design parameters of a four-wheeled armored vehicle to maximize the mobility performance after firing [3]. The optimization problem was solved by PLBA optimization algorithm. Stiffness and damping numerical coefficients of the suspension and tires were optimized with respect to the stabilizing time and the vertical acceleration. The result showed that the suspension damping ratio was very effective design variable to reduce stabilization time and vertical acceleration. In the study, optimum design solutions for maximizing the vehicle mobility were offered. Arıkan et al. optimized the hydro-pneumatic suspension system parameters of an 8x8 heavy-duty vehicle [4]. Parameter optimization with using genetic algorithm performed on 1/8 vehicle model in the Matlab/Simulink environment first. Then results tested in the MSC Adams/Car environment with full vehicle assembly. The objective function of the optimization procedure was the acceleration of the sprung mass. Simulation results with full vehicle model showed that the optimized parameters of the hydro-pneumatic suspension system decreases driver's seat vertical acceleration. The

survey showed that although there are detailed optimization studies on the suspension systems, no comprehensive study has been encountered considering the full vehicle design parameters.

This paper will address the optimization of full vehicle and suspension parameters of four-axle military vehicle for both ride comfort and vehicle handling with the usage of the Taguchi optimization method using MSC Adams/Car simulations. Determined vehicle and suspension parameters will optimized with respect to absorbed power on driver seat in the four axle military vehicle over APG stabilization course. Also double lane change simulations will done for optimizing the roll angle. The objective function of this study was the amount of absorbed power generated in the driver's seat over the APG stabilization track. Then, the roll angle results evaluated in optimization procedure. In other words, the optimization in this study was done first for ride comfort and then for vehicle handling, as done in Saglam's study that mentioned in the survey [2].This paper was organized as follows. In Section 2, MSC Adams/Car full vehicle model was introduced. Then in the next section, design variables of the optimization procedure and used optimization method were discussed. Lastly, results of the study was presented.

2. THE VEHICLE SIMULATION MODEL

Since this study will optimize the full vehicle parameters as well as the suspension parameters, the MSC Adams/Car full vehicle model was prepared to get the results in the optimization studies. The full vehicle assembly consist of tires, suspensions, chassis, brakes, steering and powertrain sub-systems. The total weight of the vehicle used in the study is 35 tons. Tire model used in this study is Pacejka (2002) tire model. Topac and Avcioglu used 3D envelope model to get more accurate tire-road contact in their study [6]. The reason for using the 3D tire model in the study was that the obstacle behavior and tire-road contact of the tires using the 3D model gave more errorless results than the tires using the Pacejka model. They mentioned that, Pacejka tire model normally works but they need more accurate tire model for their study since the main object of this study is determination of the obstacle behavior of the vehicle body. Another way to improve the obstacle behavior and tire-road contact of tires is to improve the road model. Literature survey concluded that road models prepared with mesh structure give more accurate results than road models created in MSC Adams/Car interface [7]. Although Pacejka 2002 model was used in this study, the bumps in the APG stabilization track and road were created in the MSC Apex environment and were tightly meshed to reduce errors in the wheel-road contact.

Bushings are used to provide a connection with six degrees of freedom allowing transmission of forces and moments in MSC Adams [5]. They are basically a three-dimensional spring damper. In the full vehicle model, the driver's seat was located inside the chassis subsystem and it was attached to the chassis with a bushing that only allows vertical movement to represent the brackets and fasteners. In addition, suspension systems were attached to the chassis with bushings and simulations will done with compliant connectors for the optimization to get results that are more realistic. Hydro-pneumatic suspension systems were used in the model. Non-linear spring and damping behavior of hydro-pneumatic suspension systems were linearized in the optimization method. The mass and inertia values of all parts in the sub-systems in the model were obtained from the solid model.

The design factors of the study can be addressed in two main types. Full vehicle parameters include the distance between the axles of a four-axle military vehicle and the distance of the vehicle center of gravity from the first axle. On the other hand, ride parameters contain stiffness and damping coefficient of the driver's seat and suspensions, stiffness coefficients of the bump stop and tires. Figure 1 illustrates full vehicle and ride parameters of the four axle military vehicle.



Figure 1. Full vehicle and ride parameters of an armored military vehicle

3. DESIGN PARAMETERS

Although vehicle driving speed highly effect the ride comfort [6] the geometric factors of the vehicle, such as axle length and the location of the center of gravity, suspension characteristics also will affect as well. Table 1 shows the values of the initial design and design parameters to be optimized in this study. The selections of the parameters to be optimized and the limits of the parameters will be described in the section 3.1.

Table 1. Full vehicle and ride parameters and initial design values

Parameters	Symbol	Units	Values	Design Parameter
Distance between 1st and 2nd axle	L_{1-2}	mm	1800	-
Distance between 2nd and 3rd axle	L_{2-3}	mm	2000	Optimized
Distance between 3rd and 4th axle	L_{3-4}	mm	1800	-
Distance of COG to 1st axle	L_{COG}	mm	3000	Optimized
Stiffness coefficients of tires	k_t	N/mm	1200	Optimized
Stiffness coefficients of bump stops	k_{bs}	N/mm	2000	Optimized
Stiffness coefficients of suspensions	k_s	N/mm	500	Optimized
Damping coefficients of suspensions	c_s	N.s/mm	50	Optimized
Stiffness coefficients of driver's seat	k_{ds}	N/mm	100	Optimized
Damping coefficients of driver's seat	c_{ds}	N.s/mm	2.5	Optimized

3.1 Design Parameters

In this study, an optimization was implemented for two outcomes that affect each other, the absorbed power on driver seat and the roll angle performance of four-axle military vehicle. Taguchi method will be applied on to optimize the ride comfort and vehicle handling in terms of the distance between 2nd and 3rd axle, distance of center of gravity to 1st axle, tire size, stiffness coefficient of bump stops, stiffness coefficients of suspension, damping coefficients of suspension, damping ratio of the driver's seat. Taguchi is a statistical method developed by Genichi Taguchi for quality improvement in the industry [8]. The method aims to be able to see the different factors and their relations with the least experiments and to predict them statistically. Different combinations have been determined for the parameters to be optimized as specified in Table 1 and the determined linear values have been optimized using the Taguchi method.

3.1.1 Tire Stiffness

Choosing proper type of the tire size is one of the parameters that affect driving comfort for each vehicle. The stiffness and damping properties of the tires on the vertical axis affect the ride comfort of the vehicle. Since Choi et al. (2009) state that the damping coefficient of the tires does not have effective impact on vehicle's vertical acceleration in their studies, damping coefficient of the tires are not included to the optimization design parameters [3]. Although an effective way to change the wheel hardness value is to change the pressure value of the wheel, in this study, two different type of tire used in military vehicle applications were used as input parameters in the Taguchi design. Table 2 shows the tire stiffness parameters used in the optimization study. The stiffness values of the tires were selected under the same pressure at the same weight.

Table 2. Tire stiffness combinations in the Taguchi design

Cases	Tire Spec	Tire Unloaded Radius	Tire Stiffness
1st Case	14.00R20 (Initial)	629 mm	1200 N/mm
2nd Case	16.00R20	671 mm	1100 N/mm

3.1.2 Suspension Stiffness

Compressibility of gas in hydro-pneumatic suspension modeling gives stiffness to the system [9]. Unlusoy and Saglam modeled and examined the static and dynamic behavior of a hydro-pneumatic suspension in their study. In the study, they showed that as the piston area of the suspension increases, the slope of the stiffness curve increases. Therefore, suspension systems with different stiffness values can be obtained by changing the piston area. In the Taguchi design, three different hydro-pneumatic suspensions were used whose linear stiffness values were scaled 0.15 relative to each other. Table 3 shows the linearized suspension stiffness parameters used in the optimization study. When applying linearization to the parameters, a line was drawn from the data points and the slope of the curve is taken.

Table 3. Suspension stiffness combinations in the Taguchi design

Cases	Stiffness	Linearized Stiffness Value
1st Case	1.15 Scaled (Stiffer)	575 N/mm
2nd Case	Initial	500 N/mm
3rd Case	0.85 Scaled (Softer)	425 N/mm

Although the stiffness values of the suspensions were taken as linear values in the optimization procedure, the operating conditions of the suspension system are also taken into account during simulations. Els and Westhuizen research the comparison of different gas models to calculate the stiffness of hydro-pneumatic suspension systems [10]. In their

study, they argued that in order to model hydro-pneumatic suspensions accurately and effectively, the behavior of the gas in the suspensions at different temperatures and operating conditions should also be taken into account. The study tells us that the suspension shows adiabatic behavior when it is working fast and isothermal when it is working slowly. Therefore, different operating conditions of the suspensions were taken into account for all three case during simulations. In order to optimize the absorbed power, it was assumed that the suspension will work fast and shows adiabatic behavior in simulations over APG stabilization course. In the handling simulations, the suspension was expected to work slowly with isothermal behavior. Normalized stiffness curves of the cases is shown in Figure 2.

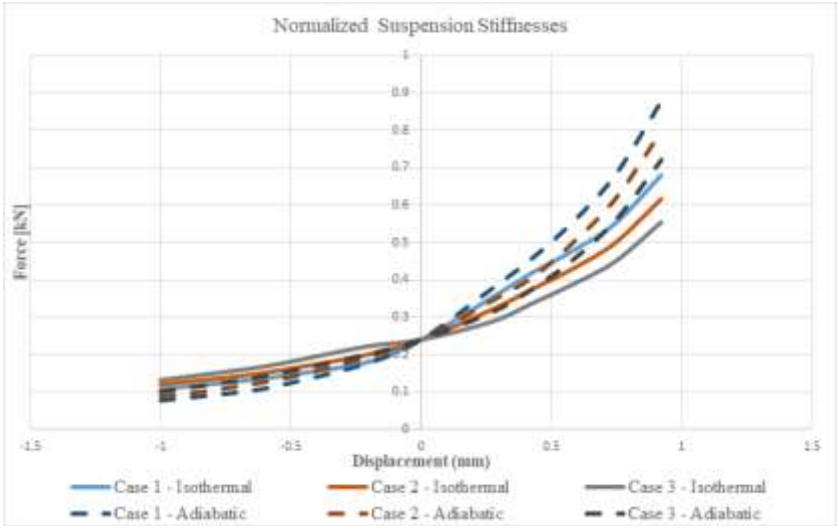


Figure 2. Normalized suspension stiffness's of the cases in the simulations

3.1.3 Suspension Damping

The flow of oil through the orifice area gives a hydro-pneumatic suspension system a damping effect [9]. For this reason, changes in the damping character of a hydro-pneumatic suspension can be made with changes in the orifice area of the suspension. In the optimization, three different damping values were used. Table 3 shows the linearized suspension stiffness parameters used in the optimization study and Figure 3 shows the normalized damping curves of these cases.

Table 4. Suspension damping combinations in the Taguchi design

Cases	Stiffness	Linearized Damping Value
1st Case	1.1 Scaled	55 N.s/mm
2nd Case	Initial	50 N.s/mm
3rd Case	0.9 Scaled	45 N.s/mm

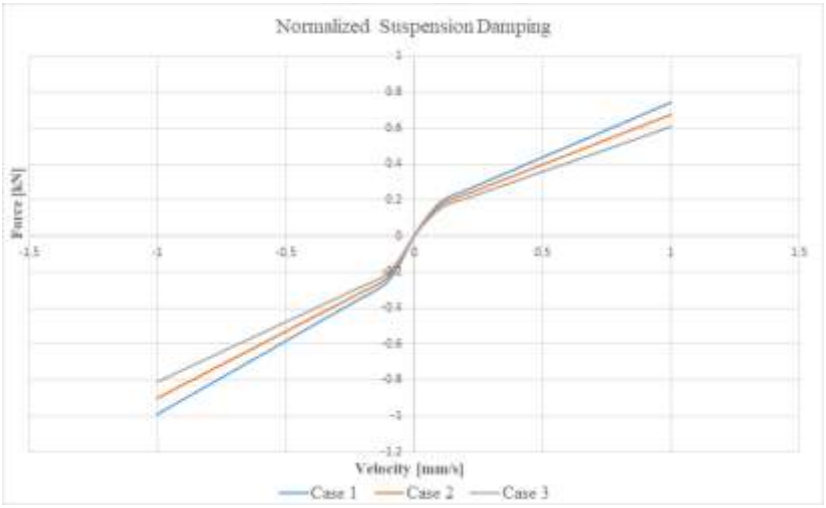


Figure 2. Normalized suspension damping's of the cases in the simulations

3.1.4 Distance of COG to first axle

The longitudinal position of the center of gravity of the vehicle travel affects the pitch change of a multi-axle vehicle on irregular roads. For this reason, it is necessary to locate/choose the vehicle's center of gravity correctly in terms of driving comfort. Table 5 shows the location combinations of the center of gravity of the four axle military vehicle used in the optimization study.

Table 5. Location combinations of the COG in the Taguchi design

Cases	Distance of COG to first axle
1st Case	2900 mm
2nd Case	3000 mm
3rd Case	3100 mm

3.1.5 Distance between 2nd and 3rd Axle

The choice of the distance between the second and third axles of a four-axle military vehicle is also important geometric parameter for ride comfort. In simulations for optimization, the distance between the second and third axes has been selected in various combinations where the vehicle wheelbase is constant.

Table 6. Full vehicle and ride parameters and initial design values

Cases	L_{1-2}	L_{2-3}	L_{3-4}	L (wheelbase)
1st Case	1850	1900	1850	5600
2nd Case	1800	2000	1800	5600
3rd Case	1750	2100	1750	5600

3.1.6 Seat Damping Ratio

The dynamic properties of suspension seats have essential impact on the crew comfort. To evaluate the vibration on the driver in a vehicle, it is necessary to model the vehicle and human as a connected dynamic system [11]. In dynamic systems, the ratio of the transmitted force to the force generated by the eccentric mass is called as transmissibility ratio [12]. A model in which the driver's seat is attached to the chassis can be considered as a single degree of freedom system. In single degree of freedom systems, the transmissibility ratio is expressed as follows [13].

$$\mathrm{Tr}(\Omega,\zeta) = \frac{\sqrt{1+(2\zeta\Omega)^2}}{\sqrt{(1-\Omega^2)^2+(2\zeta\Omega)^2}} \tag{1}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{ds}}{m}} \tag{2}$$

$$\zeta = \frac{c_{ds}}{c_c} = \frac{c_{ds}}{2\sqrt{mk}} \tag{3}$$

$$\Omega = \frac{\omega}{\omega_n} \tag{4}$$

In these equations, frequency ratio Ω is the ratio of the forcing frequency to the natural frequency, ζ is damping ratio, ω_n is natural frequency, c_{ds} is damping coefficient of the seat, k_{ds} is stiffness coefficient of the seat, m is mass of moving object. In the full vehicle model, the total mass of the driver and the driver's seat was taken 120 kg. Changing the stiffness and damping values affect the damping ratio of the system. Accordingly, in this study, three different damping ratios were determined for the seat and these ratios were taken as the design parameter in the Taguchi method. In the MSC Adams/Car model, bushings provide transmissibility between the seat and chassis. Stiffness and damping values used in bushings are given in Table 7.

Table 7. Full vehicle and ride parameters and initial design values

Cases	Seat Stiffness	Seat Damping	Damping Ratio
1st Case	120 N/mm	3.0 N.s/mm	0.39
2nd Case	100 N/mm	2.5 N.s/mm	0.36

3rd Case	80 N/mm	2.0 N.s/mm	0.32

The transmissibility-frequency graph of three different seat options is shown in Figure 3. The third case was expected to be the best case in terms of ride comfort due to its stiffness and damping coefficients [11].

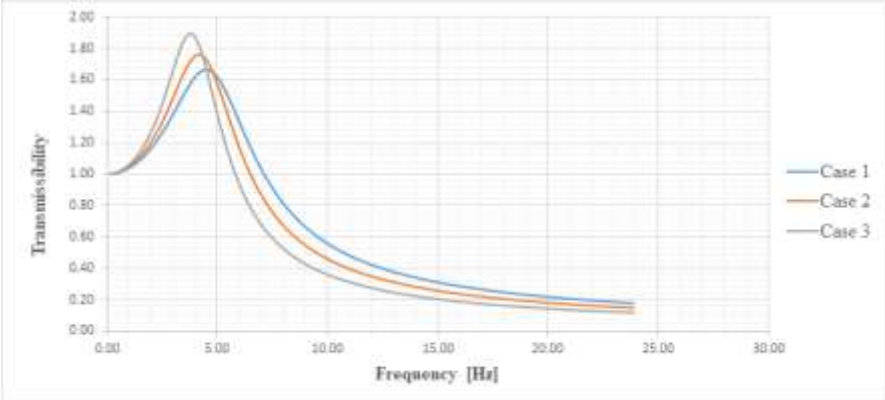


Figure 3. Seats damping ratio cases used in the simulations

3.1.7 Bump stop Stiffness

Rubber bump stops are used in vehicle suspension systems to absorb energy and limit the motion of wheels in vertical direction [13]**.** Rubber bump stops have non-linear behavior and exhibit large deformation under loading. The rigid parts in the suspension systems start applying force to the bump stops where the wheel movement approaches the bump limit. At the last limits of the wheel movement, damping occurs both with bump stop and suspension stiffness. The bumps stop stiffness values determined for the study were given in Table 8. In addition, Figure 4 shows the normalized stiffness characteristics of each cases that used in the simulations.

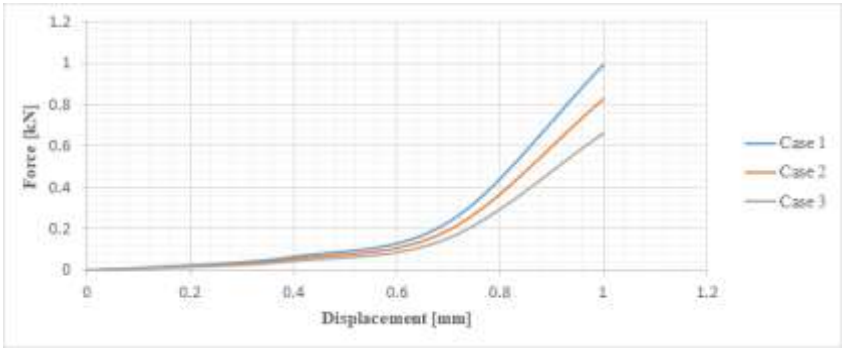


Figure 4. Bump stop stiffness cases used in the simulations

3.2 Taguchi Design

Taguchi is and experimental design method that makes it possible to achieve results with a much smaller number of experimental studies, using each parameter in situations where a lot of experimental work is required for all combinations containing each level. Accordingly, a Taguchi design has been created with the parameters determined to optimize the absorbed power and roll angle. The created design was shown in table 8.

Table 8. Taguchi design and factors

Design Parameter	Tire Stiffness	Suspension Stiffness	Suspension Damping	X location of COG	Distance between 2nd and 3rd Axle	Seat Damping Ratio	Bump stop Stiffness
Case 1	1200 N/mm	570 N/mm	55 N.s/mm	2900 mm	1900	0.39	2400 N/mm
Case 2	1100 N/mm	500 N/mm	50 N.s/mm	3000 mm	2000	0.36	2000 N/mm
Case 3	-	425 N/mm	45 N.s/mm	3100 mm	2100	0.32	1600 N/mm
Definition	A	B	C	D	E	F	G
Levels	2	3	3	3	3	3	3

The design has six parameters with three levels, one parameter with two levels. In order to perform optimization work with these parameters, a total of 1462 ($2^1 3^6$) tests are required in normal case. In the created Taguchi array, the results were estimated with 18 tests in total. In this study, absorbed power and roll angle selected as measure of response and experiments are the MSC Adams/Car simulations performed for each set of input parameters.

4. OPTIMIZATION OF RIDE COMFORT

In this study, determined vehicle and ride parameters in the Taguchi design were optimized according to the absorbed power on driver seat in the four axle military vehicle over APG stabilization course. The APG stabilization course is mainly used for stabilization testing of fire control system on combat vehicle [6]. However, there have been studies in which the absorbed power value in the APG stabilization tack is calculated and evaluated in terms of ride comfort [14]. The APG stabilization track contains both symmetrical and asymmetrical obstacles [15]. During the simulations, the vehicle was driven over this track at a speed of 60 km/h. In military vehicles, absorbed power is considered as a criterion for vibrations that the human body can withstand under off road driving conditions [12]. Absorbed power on driver' seat was calculated as below,

$$P = \sum(C_i)A_i^2 \tag{5}$$

In this equation, C_i is a calculated factor based on frequency and numerical constants, A_i is RMS value of the driver's seat vertical acceleration at i^{th} spectral band. Figure 5 shows the driver' seat vertical acceleration versus time graph in the simulation performed on the APG stabilization track with the initial design and ride parameters. The total absorbed power in the driver's seat calculated as 5.1 watt with initial parameters. In this study, the parameters were optimized to obtain the smallest absorbed power value.

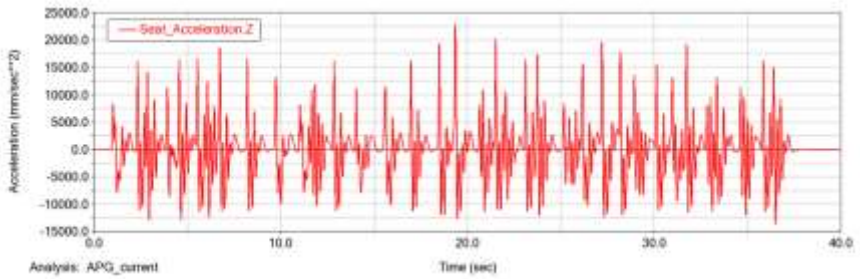


Figure 5. Seat vertical acceleration vs time graph over APG course

In the simulations for driving comfort, the vehicle was driven with 60 km/h on the double lane change track and the maximum roll angle value was evaluated in optimization procedure. In the simulation with the initial values, the vehicle had a maximum 1.56 degree roll angle value on the double lane change course.

The Taguchi design created has been optimized in Minitab according to the absorbed power value and roll angle a separately. In the created Taguchi design, the values to be optimized were obtained with MSC Adams/Car simulations for parameters in 18 different combinations. In Figure 6, the calculated values of absorbed power and the maximum roll angle obtained in simulations was shown.

+	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
	A	B	C	D	E	F	G	Y(Absorbed Power)	Z(Roll Angle)
1	1200	570	55	2900	1900	0,39	2400	5,60	1,22
2	1200	570	50	3000	2000	0,36	2000	5,37	1,24
3	1200	570	45	3100	2100	0,32	1600	4,91	1,26
4	1200	500	55	2900	2000	0,36	1600	5,09	1,54
5	1200	500	50	3000	2100	0,32	2400	4,67	1,57
6	1200	500	45	3100	1900	0,39	2000	5,49	1,60
7	1200	425	55	3000	1900	0,32	2000	4,51	2,10
8	1200	425	50	3100	2000	0,39	1600	5,09	2,10
9	1200	425	45	2900	2100	0,36	2400	4,79	2,20
10	1100	570	55	3100	2100	0,36	2000	5,19	1,30
11	1100	570	50	2900	1900	0,32	1600	4,85	1,31
12	1100	570	45	3000	2000	0,39	2400	5,40	1,32
13	1100	500	55	3000	2100	0,39	1600	5,07	1,62
14	1100	500	50	3100	1900	0,36	2400	5,12	1,65
15	1100	500	45	2900	2000	0,32	2000	4,59	1,70
16	1100	425	55	3100	2000	0,32	2400	4,42	2,16
17	1100	425	50	2900	2100	0,39	2000	4,84	2,28
18	1100	425	45	3000	1900	0,36	1600	4,87	2,31

Figure 6. Taguchi design and simulation results

4.1 Taguchi analysis for ride comfort

Using the simulation results, the main effect analysis to find the relations between each design variable and the absorbed power. As represented in Figure 7, suspension stiffness and seat damping ratio have a significant effect on absorbed power. Also 2nd and 3rd axle lengths importance for ride comfort in the four axle military vehicle was observed. After applying the Taguchi analysis, regression analysis was performed to estimate the effect of the parameters on the response. A small p-value (<0.05) indicated that the input parameter has statistically remarkable effect on response. Higher p-values could extracted from regression equation to obtain acceptable estimations [16]. However, regression analysis shows that the coefficient of determination R^2 of 98.39% and R^2_{adj} 97.27% seems acceptable for the estimation. The estimation of absorbed power value in watts using design parameters can be expresses as follows:

$$Y = 0.591 + 0.0013\,A + 0.00322\,B - 0.00283\,C + 0.000383\,D - 0.000808\,E + 8.532\,F + 0.000025\,G \quad (6)$$

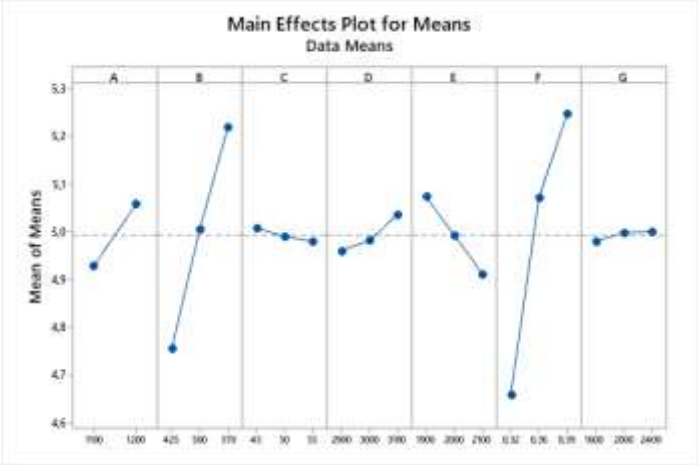


Figure 7. Main effects of each design variable on absorbed power over APG track

Coefficients

Term	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant	0,591	0,708	0,84	0,423	
A	0,001300	0,000263	4,94	0,001	1,00
B	0,003220	0,000222	14,49	0,000	1,00
C	-0,00283	0,00322	-0,88	0,400	1,00
D	0,000383	0,000161	2,38	0,039	1,00
E	-0,000808	0,000161	-5,02	0,001	1,00
F	8,532	0,459	18,59	0,000	1,00
G	0,000025	0,000040	0,62	0,549	1,00

Figure 8. Estimated effects and coefficients of each design parameter or approximating the absorbed power

4.2 Taguchi analysis for vehicle handling

Another analysis was performed for ride comfort with double lane change simulation results. Figure 9 showed that the suspension stiffness has the greatest effect on roll angle. No significant effect of other parameters on roll angle has been observed. The limit of the roll angle has been determined as 4 degrees. The vehicle handling optimization was not required for cases with a roll angle of less than 4 degrees. The estimation of roll angle value in degree using design parameters with R^2 of 98.09% and R^2_{adj} 96.65% can be expresses as follows:

$$Z = 6.623 + 0.000911\,A - 0.006338\,B - 0.0075\,C - 0.00015\,D - 0.000033\,E + 0.122\,F + 0.000004\,G \quad (7)$$

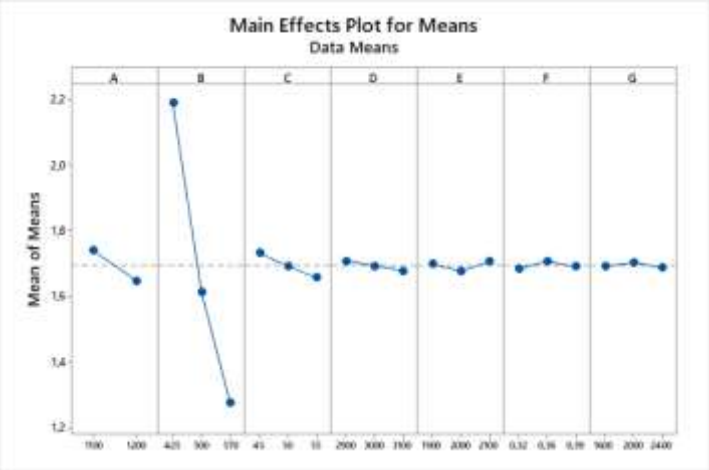


Figure 9. Main effects of each design variable on roll angle over APG track

Coefficients

Term	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant	6,623	0,901	7,35	0,000	
A	0,000911	0,000335	-2,72	0,022	1,00
B	0,006338	0,000283	22,41	0,000	1,00
C	-0,00750	0,00410	-1,83	0,097	1,00
D	-0,000150	0,000205	-0,73	0,481	1,00
E	0,000033	0,000205	0,16	0,874	1,00
F	0,122	0,584	0,21	0,839	1,00
G	-0,000004	0,000051	-0,08	0,937	1,00

Figure 10. Estimated effects and coefficients of each design parameter or approximating the roll angle

5. RESULTS

In this study, design parameters of a four axle military vehicle were optimized with respect to ride comfort. In the optimization, linearized values of the parameters were used; however, nonlinear behaviors of parameters were used in MSC Adams/Car simulations performed to find optimization results. In the parameter optimization Taguchi method is used and results examined with Minitab.

The main objective function of this study was the amount of absorbed power generated in the driver's seat over the APG stabilization track. Then, the roll angle results evaluated in optimization procedure. In the study, equations that estimate both the absorbed power and the roll angle according to the design parameters were obtained. Consequently, although the roll angle increased, it remained below the limits and the absorbed power values were improved by 21%. The parameters that should be used in the design in order to obtain the lowest absorbed power value in the APG stabilization track were shown in the Table 8.

Table 8. Optimized Design Parameters

	k_t (A)	k_s(B)	c_s(C)	L_{cog}(D)	L_{2-3} (E)	ζ (F)	k_{bs} (G)	**Absorbed Power (Y)**	Roll Angle (Z)
Initial	1200	500	50	3000	2000	0.36	2000	5.09 W	1.64
Optimized	1100	425	45	2900	2100	0.32	1600	4.26 W	2.26

REFERENCES

[1] Els, P.s., and P.e. Uys. "Investigation of the Applicability of the Dynamic-Q Optimisation Algorithm to Vehicle Suspension Design." Mathematical and Computer Modelling, vol. 37, no. 9-10, 2003

[2] Unlusoy, Y. Samim & Saglam, Ferhat. (2018). Optimization of ride comfort for a three-axle vehicle equipped with interconnected hydro-pneumatic suspension system. 1. 10.12989/aae.2018

[3] Choi, Eun-Ho & Ryoo, Jae-Bong & Cho, J. & Lim, O-Kaung. (2010). Optimum suspension unit design for enhancing the mobility of wheeled armored vehicles. Journal of Mechanical Science and Technology. 24. 323-330.

[4] Arikan, Kutluk & Küçük, Kahraman & Yurt, Hunkar & Imrek, Huseyin. (2016). Modelling and optimisation of an 8 × 8 heavy duty vehicle's hydro-pneumatic suspension system. International Journal of Vehicle Design. Vol.71. pp.122-138.

[5] Connection Types. The University of Alabama, me.ua.edu/me364/Student_Version/Connections.pdf, 01.02.2020

[6] Topaç, Mehmet & Avcioğlu, Ahmet. (2019). Investigation of the obstacle behavior of an 8x8 armored amphibious vehicle: a numerical study.

[7] Bias Enginnering, bias.com.tr/9/76/destek-dokuman/kullanici-konferansı.php. 17.01.2020

[8] Myers, Raymond H., et al. Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments. Wiley, 2016.

[9] Saglam, Ferhat & Unlusoy, Y. Samim. (2011). Hidro-Pnömatik Süspansiyon Sistemlerinin Modellenmesi.

[10] van der Westhuizen, Sarel & Els, Schalk. (2015). Comparison of different gas models to calculate the spring force of a hydropneumatic suspension. Journal of Terramechanics. 57. 41-59

[11] Van Niekerk, Johannes & Pielemeier, William & Greenberg, Jeff. (2003). The use of seat effective amplitude transmissibility (SEAT) values to predict dynamic seat comfort. Journal of Sound and Vibration - J SOUND VIB. 260. 867-888

[12] Pradko, Fred & Lee, Richard. (1968). Analysis of human vibration. 10.4271/680091.

[13] Gavin, Henri P. Duke University, people.duke.edu/~hpgavin/cee541/SimpleOscillators.pdf.

[14] Kilic, Namik & yılmaz, anıl & Günal, Hasan & Unlusoy, Y. Samim. (2011). Paletli araç dinamiğinin sayısal benzetimlerle incelenmesi.

[15] US Army Aberdeen Test Center (TEDT-TMB), USA, (2009), "Test Operations Procedure (TOP) 3-2-836 (2.2.3), Combat Vehicle Fire Control Systems – Coincidence", A-3.

[16] Kilic, Namik & Ekici, Bülent & Bedir, Said. (2016). Optimization of high hardness perforated steel armor plates using finite element and response surface methods. Mechanics of Advanced Materials and Structures.

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL STUDY ON HYBRID FIBER COMPOSITE DRIVE SHAFT FOR AUTOMOTIVE INDUSTRY

Kutay Yücetürk[1], Engin Aktaş[1], Metin Tanoğlu[2], Osman Kartav[3], Ferit Simsaroğlu[4], Mehmet Er Kipel[4], Volkan Yıkgeç[4]

[1] Izmir Institute of Technology, Department of Civil Engineering, Izmir, Turkey
[2,3] Izmir Institute of Technology, Department of Mechanical Engineering, Izmir, Turkey
[4] Tirsan Kardan A.Ş., R&D Center, Manisa, Turkey

[2] Corresponding Author: Metin Tanoğlu, metintanoglu@iyte.edu.tr

ABSTRACT

Drive shafts are one of the simplest geometry within the moving parts and depending on the length of the car, the size of this part is changing. For long vehicles, a single piece shaft solution is not possible due to critical speed of the shaft that is solved by placing a middle support to decrease the natural frequency in the conventional design. Another option to increase the critical speed is to increase bending stiffness to weight ratio while keeping the length same. Objective of this study was to develop a fiber composite shaft that has sufficient critical speed for 1.5 m length while minimizing the cost.

Firstly, mechanical tests are conducted on samples which are produced by winding technique. The result of these tests are used to create the numerical models in ANSYS 17.2 Composite Module. In parallel plain material windings of Carbon/Epoxy and Glass/Epoxy are done for testing. Impact Hammer and static torsion tests are conducted on these pieces to validate the numerical models. Similarly hybrid windings are modeled in FEM and the results are compared with the experiments. Consequently, final hybrid shaft design that meets the strength and critical speed requirements are achieved. Inclusion of glass/epoxy reduces the material costs however due to its low modulus, the rotational deformation under desired torsion would be higher than the acceptable tolerances. The carbon/epoxy is therefore required to keep the rotational deformation within acceptable range. If the rotation tolerances may be weakened, the cost may be further reduced.

Keywords: drive shaft, fiber composite, carbon epoxy, glass epoxy, hybrid drive shaft

INTRODUCTION

Global warming is forcing automotive companies to reduce their CO2 emissions. Weight is an important parameter to be competent in CO2 emission reduction. Therefore, substitution of the conventional metallic structures with lighter composite materials is getting popular and seems to be an effective way yet. However light weight high strength composites are more expensive than conventional parts.

In particular drive shaft is the component that may be easily converted to composite to save weight. A driveshaft is a rotating cylindrical component to transmit power from the engine to rear wheel system or to any other part of a machine. The long vehicles require a middle bearing for the drive shaft to meet the critical speed requirements. Lightweight, high strength composites such as carbon fiber epoxy or glass fiber epoxy may be helpful to remove this part and reduce the overall cost and weight together. Moreover middle bearing increases the complexity of system.

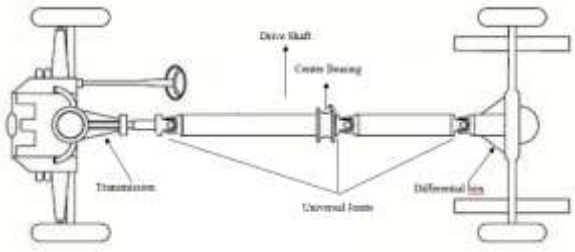


Figure 1: Schematic representation of two piece steel drive shaft

The two-piece steel drive shaft consists of three universal joints, a center bearing and a bracket (Figure) which increase the total weight of a vehicle.

In the past, some works have been done on composite automotive drive shafts. Composite drive shaft applications had started in early 1980's. One of the first application was a single piece carbon fiber driveshaft for the garbage truck [1].Later in 2011, the potential of the fiber composite winding for the drive shafts are better explored. Badie et al. investigated the fiber orientation and stacking sequence which affects the lateral natural frequency, torsional stiffness, buckling force and fatigue [2] They used finite element analysis (FEA) for the investigation of these parameters. They have showed that it is possible to improve a specific property according to needs. Therefore an optimum tuning may be done despite isotropic materials. Shokrieh et al. studied the effect of fiber orientation on the fatigue strength of composite tubes [3].

An important factor for the applicability of drive shafts is the critical speed of a shaft. The operational speed of a shaft preferably should not exceed the 75% of critical speed [1]. Critical speed (N_{cr}) is defined in terms of revolutions per minute (RPM) which may be roughly associated with the lateral bending natural frequency (f_n) as $N_{cr}=60*f_n$ [2]. For a diesel engine the maximum revolutions per minute (RPM) is around 4500 which then requires a minimum critical speed around 6000rpm. This equals to a natural bending frequency of 100Hz or above. Basic equation of natural frequency can be adapted to composites by simply replacing the elastic modulus of isotropic materials with effective modulus for fiber composites for bending direction. Hence bending frequency is simply;

$$f_n = \frac{\pi}{2} * \sqrt{E_{xeff} * \frac{I}{mL^4}} \quad (1)$$

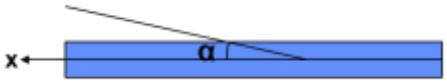


Figure 4: Winding angle reference

m: mass per unit length, E_{xeff}: effective modulus in x direction, I: moment of inertia for bending, L: Length of the shaft

This simple equation suggests that the decrement in length or mass or increase in effective modulus would increase the critical speed. Usage of fiber composite, due to it's lightweight advantage, increases the frequency hence the critical speed. Here the effective modulus depends on the fiber property and orientations. So that one can arrange glass and carbon fibers to increase effective modulus in x.

Effective modulus in x, E_{xeff} and hoop direction, E_{heff} are determined as follows [4];

$$Q_{11} = \frac{E_1}{1-\nu_{12}^2 * \frac{E_2}{E_1}} \qquad Q_{22} = \frac{E_2}{1-\nu_{12}^2 * \frac{E_2}{E_1}}$$
$$Q_{12} = Q_{21} = \frac{E_2 * \nu_12}{1-\nu_{12}^2 * \frac{E_2}{E_1}} \qquad Q_{66} = G_{12} \quad (2)$$

Given that Tr is the transformation matrix;

$$\overline{[Q]} = [Tr(\alpha)]^{-1}[Q] *= [Tr(\alpha)]^{-T} \quad (3)$$

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^{n} [\overline{Q_{i,j}}]_k \quad (4)$$

$$E_{xeff} = [A_{11} - A_{12}^2/A_{22}] * 1/t \qquad E_{heff} = [A_{22} - A_{12}^2/A_{11}] * 1/t \quad (5)$$

where t: total thickness, A: In plane stiffness matrix, Q: Reduced stiffness matrix,

Buckling torque is another important parameter to be checked for the torque transmitting components. That is defined as;

$$T_{cr} = (2\pi r_m^2 t)(0.272) * (E_{xeff} E_{heff}^3)^{0.25} * \left(\frac{t}{r_m}\right)^{1.5} \quad (6)$$

where r_m:mean radius, *J*:Polar moment of area, τ_{12} :Shear strength of the composite

As an alternative to simplified, closed-form analytical expressions. Finite Element Analysis (FEA) are widely used with the developments in the composite modelling softwares such as ANSYS and Abaqus. Filho et. al. [5] tested different configurations of carbon epoxy and compared with the Finite Analysis Models (FEM). Most of the numerical and experimental results showed good fit for the torque capacity and the first natural frequency. However, it is reported that the FEM of [+-89/+-45] configuration which includes hoop winding diverged by 50% from the experimental results. This emphasizes that the FEM results should be validated with experiments. [6] investigated the torsional behavior of hybrid shafts (glass+carbon) experimentally and numerically to explain the effect of stacking sequence on torsional behaviour. Moreover, once again when the FEA results are compared with experimental results the divergence is reported to be up to 25%. Ding, et al. [7] worked on the validation of FEM based modal analysis comparing with the experimental modal analysis of CFRP shaft. The model and the experimental results showed up to 25% of fluctuation.

When it comes to the torque capacity of the shaft, failure criteria of Lamina shall be well defined to make good prediction on capacity. In literature, there are different failure criteria's which have their advantages and drawbacks. Tsai-Wu and Tsai-Hill are the two popular criteria that doesn't require many parameters. However these two criteria cannot identify the matrix and fiber failures. In structures like drive shaft, damage initiation in the matrix doesn't necessarily results total failure. Therefore the matrix failure should be distinguishable to better estimate the torsion capacity of composite shaft. Two popular models, Hashin and Puck failure criteria allow this distinction. However the two commonly used criteria requires mora parameters especially the Puck. Therefore very detailed material testing is required. However, a shaft that is winded doesn't have a homogenous fiber ratio and there are always some deficiencies. More importantly all the parameter may not be obtained without damage to the winded product. A comparative study is done by Davila et al. [8] which revealed at the time that Hashin criteration [9] may provide good predictions and the required parameters are easier to obtain. It classifies the failure as matrix compression, matrix tension, fiber compression and fiber tension failure.

The goal of this study is to design a hybrid fiber composite shaft that can withstand 3500 Nm of torsion and show an acceptable rotational deformation. The shaft geometry have some restrictions. The outer diameter may be up to 84mmand the length will be 1500mm. There is no other geometric restriction for the shaft part. The inner diameter, in other words the mandrel dimeter is decided to be 70mm.

MANUFACTURING

Drive shaft is geometrically very suitable to produce by filament winding. An automatic winding machine in Izmir Institute of Technology is used. All the winding process is simulated with CadWind software. The mandrel is placed on the winding bench, then the car moves back and forth at appropriate speeds to rotate the mandrel to be folded over. The computerized control system used in CNC winding looms controls the movements and ensures the precision of the winding process. Carbon or Glass fibers are winded at a time but they can be winded in combination at different layers to create a hybrid stacking. Similarly for a specific ply the angle is always same through the shaft. After winding, the mandrel is placed in a furnace. The thermoset resin material, which is heated to provide a specific heating profile, cures and hardens after a while. At the two end of the shaft the fibers accumulate due to reversal of the winding direction. Thus the two end are cut off.

At first, test coupons are produced by filament winding technique by unidirectional winding (ie. ±89°). These coupons are plain plate type specimens that allow to apply strength tests. The idea behind the production of specimen through winding was to mimic the deficiencies and get a similar fiber volume ratio as in the real shaft winding.

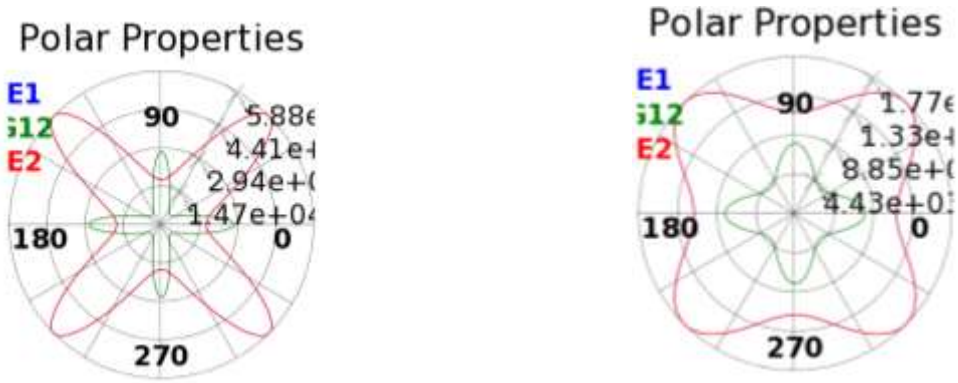


Figure 5: Composite UD plate manufacturing by filament winding technique.

In this study, carbon fiber filaments (Aksa, A-49) with a tensile strength of 4.9 GPa and Young's modulus of 230 GPa and glass fiber filaments (Şişe Cam Inc. FWR-6) are used as reinforcement materials. A three-component epoxy system (Huntsman™ Inc.) is chosen as matrix material. The epoxy system consists of Araldite™ MY740 epoxy resin, Araldur™ MY918 curing agent and an accelerator.

FINITE ELEMENT MODEL

The finite element model is used to predict the static torsional strength and critical buckling torque of the shafts. A FEM is as powerful as the input parameters. Uni-directional (UD) specimen's mechanical properties are introduced in the model. There for only the elastic modulus, tensile and shear strength values could be obtained for the UD specimen. The other parameters like poisson ratio, compressive strength are used from the library of ANSYS 17.2. ACP module is used for the model creation and post processing of the analysis. Shell geometry is used to define the stackings and quadrilateral elements are used for the meshing. Average size of the mesh is defined as 10mm for the full length FE Model.



a) b)

Figure 6: Polar Properties of 45 degree a) Carbon epoxy and b) Glass epoxy

EXPERIMENTS

First shaft specimens with single type of fiber are winded with ±55˚. These specimens are used for the model validation. Final configurations that are designed for the desired capacity are all ±45˚ with different stacking sequences. At this point no specific rotational deformation tolerance is set, therefore the angles are chosen to maximize the static torsion capacity and proportion of carbon plies are increased to decrease the rotational deformation below 20˚.

Table 1: Specimen names, properties and their static torque capacities

Specimen Code	Material	Outer Stacking	Inner Stacking	Winding Angle	Outer Dia (mm)	Inner Dia (mm)	Thickness (mm)	Static Torque Capacity (Nm)
82.6Gl10(55)	Glass/Epoxy	Glass-10 Layer	-	55	82.6	70	6.3	>10000
80.6Cb12(55)	Carbon/Epoxy	Carbo-12 Layer	-	55	80.6	70	5	9500
76Cb7(45)	Carbon/Epoxy	Carbon- 7 Layer	-	45	76	70	3	3700
78Gl5Cb2(45)_1	Hybrid	Glass-5 Layer (3.15mm)	Carbon-2 Layer (0.86mm)	45	78	70	4	3583
77.6Gl4Cb3(45)	Hybrid	Glass-4 Layer (2.52mm)	Carbon-3 Layer (1.3mm)	45	77.6	70	3.8	3426
78Gl5Cb2(45)_2	Hybrid	Glass-5 Layer (3.15mm)	Carbon-2 Layer (0.86mm)	45	78	70	4	3826
78Gl5Cb2(45)_3	Hybrid	Glass-5 Layer (3.15mm)	Carbon-2 Layer (0.86mm)	45	78	70	4	3958

The specimens are fixed at one end and torque is applied slowly at the other end. The fixing consist of an inner part that an outer clamp. The thickness of the shaft is then squeezed in between.

Impact Hammer Test

Impact hammer test is done with free-free boundary condition. The specimens are placed on number of wires that equally support the shaft.



Figure 7: Impact hammer test apparatus

When the results from FEM and experiment is compared the experimental values seem to be lower than the model results which is an expected outcome due to ideal materials in FEM. Only there is a mismatch with the last two specimens, which are also outliers in static torsion tests.

Table 2: Impact Hammer Test Results and Predicted Frequencies for the tested specimens

Sample Code	FEM 1st Freq.	Exp 1st Freq.
82.1Cb15(55)	124	110
82.6Gl10(55)	102	100
80.2Cb6Gl6(55)	121	110
82.8Gl6Cb6(55)	115	105
81.2Gl4Cb8(55)	118	102
80Cb8Gl4(55)	120	108
78Gl5Cb2(45)_1	104	116
77.6Gl4Cb3(45)	104	119

Static Torsion Test

In this section the results of the final proposed specimens are included. Two shaft specimens that are winded with only carbon and only glass are tested and compared with FEM. FEM model composite failure tool Hashin weight factors are modified to match the test in average. Matrix failure weight is assigned to be 0.45 and fiber weight remained 1 in composite failure tool of Ansys Static Structural. Once the weighting determined, design and prediction for the final specimens are done. A specific value for the design capacity cannot be obtained due to stress concentrations at the supported end. Therefore the values a few mesh elements away from the edge is considered as reference. **Figure *8*** illustrates the reference elements with red color.

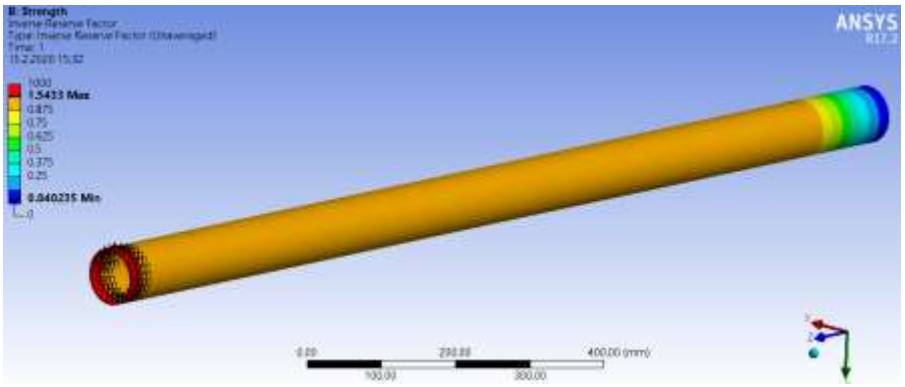


Figure 8: Composite shaft failure point on FEM

The moment that is considered for the final specimens is 3500Nm. 2C5G_1 and 3C4G results are consistent with the analysis however 2C5G_2 and 2C5G_3 which are manufactured at a later time showed around 10-15 % higher performance than the predicted and their initial modulus are consistent within each other. This shows there is some uncertainty in the production process. The failure mode in the FEM is Hashin matrix failure, so that the epoxy application or curing may be effective on the shear performance.



Figure 9: Low carbon specimens with 2 ply carbon and 5 ply glass

,

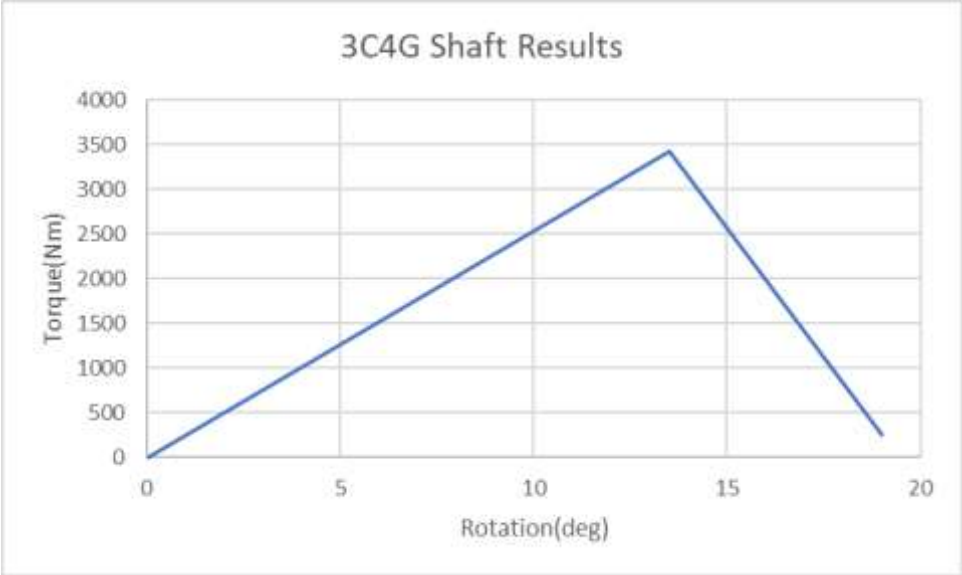


Figure 10: High carbon specimen with 3 ply of Carbon and 4 ply of Glass

CONCLUSION

The target static torsion levels are achieved with around 15 degree of rotational deformation. The FE model predictions show 10% deviation on the prediction of the capacity and FE model predicted a higher capacity than the experimental results. If the results of three 2C5G specimens are observed, the average capacity of three experiment is 3790Nm with std deviation of 190Nm. When 3C4G and 2C5G torsional test plots are compared, replacement of a glass layer with carbon layer the rotational stiffness increases while the total capacity decreases. The contact layer between the glass stacking and carbon stacking should be strain compatible to increase the total capacity. Otherwise when any of the stacking group fails, all the load is transferred to other one which cannot withstand as well. In this work 2C5G configuration is less costly than 3C4G stacking with higher maximum torsional capacity if one can accept higher deformation. Another conclusion may be the well standardization of production process. The environmental conditions during the manufacturing and storage of the raw materials may affect the capacity as observed in two different production lots of the work.

ACKNOWLEDGEMENTS

We thank Tirsan Kardan A.Ş. R&D department for supporting this project financially and with their facilities in R&D center.

REFERENCES

[1] Leslie JC, Troung L, Blank B, Frick G. Composite driveshafts: Technology and experience. SAE Tech Pap 1996. https://doi.org/10.4271/962209.

[2] Badie MA, Mahdi E, Hamouda AMS. An investigation into hybrid carbon/glass fiber reinforced epoxy composite automotive drive shaft. Mater Des 2011;32:1485–500. https://doi.org/10.1016/j.matdes.2010.08.042.

[3] Shokrieh MM, Hasani A, Lessard LB. Shear buckling of a composite drive shaft under torsion. Compos Struct 2004;64:63–9. https://doi.org/10.1016/S0263-8223(03)00214-9.

[4] J.Barbero E. Introduction to composite materials design. 2017.

[5] Stedile Filho P, Almeida JHS, Amico SC. Carbon/epoxy filament wound composite drive shafts under torsion and compression. J Compos Mater 2018;52:1103–11. https://doi.org/10.1177/0021998317722043.

[6] Sevkat E, Tumer H, Halidun Kelestemur M, Dogan S. Effect of torsional strain-rate and lay-up sequences on the performance of hybrid composite shafts. Mater Des 2014;60:310–9. https://doi.org/10.1016/j.matdes.2014.03.069.

[7] Ding G, Xie C, Zhang J, Zhang G, Song C, Zhou Z. Modal analysis based on finite element method and experimental validation on carbon fibre composite drive shaft considering steel joints. Mater Res Innov

2015;19:S5-748-S5-753. https://doi.org/10.1179/1432891714Z.0000000001187.

[8] Dávila CG, Jaunky N, Goswami S. Failure criteria for FRP laminates in plane stress. Collect Tech Pap - AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Struct Struct Dyn Mater Conf 2003;7:5380–90. https://doi.org/10.2514/6.2003-1991.

[9] Hashin Z. Failure Criteria for Unidirectional Fiber Composites. J Appl Mech 1980;47:329–34. https://doi.org/10.1115/1.3153664.

ELEKTRİKLİ ARAÇ TASARIMINDA MOTORUN BOYUTLANDIRILMASI

Levent Akgül[1], Hatice Kurnaz Araz[2], Ömer Tutucu[3], Furkan Aydoğan[4], M. Ersin Erçin[5], Ceyhun Sezenoğlu[6]

[1,2,3,4,5,6] Cadem A.Ş., Bursa, Türkiye
[2] İlgili Yazar: Hatice Kurnaz Araz, haticek@cadem.com.tr

ÖZET

Bir elektrikli araç için uygun elektrik motorunun tasarımı oldukça önemlidir. Motor tasarımına başlamadan önce ihtiyaç duyulan tork, anma devri ve azami devri belirlenmelidir. Bu değerler ise motorun kullanılacağı araç platformunun mekanik özelliklerine ve aracın performans isterlerine bağlıdır. Bu çalışmada motor tasarımında kullanılan başlangıç parametreleri aracın mekanik verileri ve performans isterleri kullanılarak elde edilmesi hedeflenmiştir. Bu doğrultuda gerekli eşitlikler ve yöntemler açıklanmıştır. Daha sonra bu eşitlik ve yöntemler kullanılarak bir örnek uygulama gerçekleştirilmiştir. Son olarak örnek uygulama sonucu elde edilen hedef araç ve motor mevcut 17 farklı elektrik araç ile kıyaslanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Elektrikli araçlar, Motor, Elektrik tahrik sistemi, Motor boyutlandırması

1. GİRİŞ

Elektrikli araçların giderek yaygınlaşması ile birlikte bu araçlara yönelik bileşenleri üreten yan sanayi de genişlemektedir. Aracın mekanik bileşenlerinin yanında elektriksel bileşenler de önemli bir yer tutmaktadır. Elektrikli araçların ana elektriksel bileşeni güç aktarma sistemi ve batarya paketidir. Batarya paketinin kapasitesi menzili, gerilim ve akım seviyesi ise motor ve sürücü tasarımını etkilemektedir. Aracın performansını belirleyen ana unsur aracın güç aktarma sistemidir. Bu sistemin içinde motor, sürücü ve dişli kutusu veya diferansiyel yer almaktadır. Bir elektrikli araç için doğru motor, sürücü ve dişli kutusu seçimi oldukça önemlidir. Bunun için aracın mekanik özelliklerini iyi bilmek, performans isterlerini ise iyi belirlemek gerekir.

Elektrikli araçlar gündemde olduğundan beri literatürde elektrikli araçlarda kullanılabilecek motor tipleri farklı çalışmalarda kıyaslanmıştır [1, 2]. Elektrikli araçlar ile hibrit elektrikli araçlar için güç aktarma sistemleri incelenmiştir [3]. Elektrikli araçlar için anahtarlamalı relüktans motorun [4] ve gömülü mıknatıslı motorun [5] boyutlandırılması ile ilgili çalışmalar bulunmaktadır. Ancak bu çalışmalar daha çok makinenin tasarımına yönelik çalışmalardır. Ayrıca elektrikli araçların bileşenleri anlamında çalışmalar da literatürde mevcuttur [6]. Bunlar da daha çok güç, menzil ve maliyet odaklı çalışmalardır. Bu çalışmada daha temelde mekanik özellikleri belli ve performans isterleri verilen bir elektrikli araç mekaniği için uygun bir motor performans karakteristiğinin veya diğer bir deyişle motor tasarımı öncesinde ihtiyaç olan başlangıç parametrelerinin belirlenmesi hedeflenmiştir. Bu doğrultuda yapılan hesaplamalar sonucunda ihtiyaç duyulan motorun torku, nominal ve azami devri ile motor gücü elde edilmektedir. Ayrıca azami hızda gerekli tork da hesaplanarak motorun araç mekaniğine bağlı bir parametresi daha hesaplanmaktadır.

Birinci bölümde elektrikli aracın isterleri, yani aracın mekanik verileri ve performans isterleri ile olan ilişkileri açıklanmaktadır. Bu veriler doğrultusunda motor verilerinin hesaplama yöntemleri irdelenmiştir. İkinci bölümde örnek bir araç için bu hesaplamalar yapılmakta ve uygulama aracı motorunun teknik isterleri elde edilmektedir. Üçüncü bölümde piyasada bilgileri elde edilen 17 farklı elektrikli aracın değerleri ile karşılaştırma yapılmıştır.

2. ELEKTRİKLİ ARAÇ İSTERLERİ

Elektrik motoru belirlenmeden önce, motorun uygulanacağı araç platformunun mekanik özelliklerinin bilinmesi gereklidir. Mekanik özellikler arasında aracın yüklü ağırlığı, dişli oranı (diferansiyel vb.), teker çapı, aracın yüzey alanı ve sürüklenme katsayısı yeterlidir. Tırmanma açısı, azami sürat, anma torku ve azami süratte gerekli tork verileri ile de performans değerlendirmeleri yapılabilmektedir.

Tablo 1. Elektrikli aracın mekanik ve performans verileri

Mekanik Veriler	
m	Aracın yüklü ağırlığı [kg]
k_d	Dişli oranı
D	Teker çapı [m]
A_f	Aracın ön yüzey alanı [m^2]
C_d	Sürüklenme katsayısı
Performans Verileri	
G	Tırmanma açısı [derece]
v_m	Azami sürat [km/s]

Tablo 1'de görülmekte olan mekanik veriler aracın mekanik tasarımı sonucu elde edilmektedir. Genellikle bu değerler araç üreticisi tarafından tanımlanmaktadır. Aracın performans verileri iki farklı şekilde elde edilebilmektedir. Birincisi, yine araç üreticisi tarafından talep edilebilmektedir. Diğer bir yol ise piyasada mevcut bulunan bir elektrik tahrik sistemi için bu performans değerleri hesaplanabilmektedir. Bu çalışmada, motor tasarımına ışık tutması adına, performans isterlerinin de araç üreticisi tarafından verildiği varsayılmıştır.

Performans verileri; mekanik veriler ile elektrik tahrik sistemine ait veriler kullanılarak hesaplanmaktadır. Performans verilerinin verildiği durumda ise buradan elektrik tahrik sistemine ait veriler çekilebilmektedir. Performans verilerinin hesaplandığı eşitlikler aşağıda sırasıyla açıklanmaktadır.

Aracın azami tırmanma açısı, azami yükte daimî olarak tırmanabileceği rampa açısıdır ve şöyle hesaplanmaktadır.

$$G = \frac{180}{\pi} \sin^{-1}\left(\frac{2k_d T}{Dmg}\right) \tag{1}$$

Burada k_d dişli oranı, T anma torku, D tekerlek çapı, m aracın yüklü ağırlığı ve g yerçekimi ivmesini (9.8 m/s^2) ifade etmektedir. Tırmanma açısı verildiği takdirde gerekli tork bu eşitlikten kolayca hesaplanabilmektedir. Ayrıca karayollarında kullanılan yüzde değeri hesaplanmak istenirse $G_{eaim} = \tan(G)100$ eşitliği ile elde edilebilir. Motorun anma torku tırmanma açısından elde edilen tork değeri olarak değerlendirilmektedir.

Aracın azami hızı şu eşitlik ile hesaplanmaktadır.

$$v_m = \frac{60\pi n_m D k_d}{100000} \tag{2}$$

Burada n_m elektrik motorunun azami dönüş hızıdır. Talep edilen hız verildiğinde de motorun azami dönüş hızı hesaplanabilmektedir. Motorun azami devir sayısı aracın istenilen azami süratine göre elde edilmektedir.

Azami araç hızında, yani son süratte, elektrik motorunun momentinin araç üzerine binen kuvvetleri karşılaması sağlanmalıdır. Bu nedenle, sınır değer olan son süratte bu kuvvetler hesaplanmalıdır. Bir aracın üzerine binen kuvvetler temelde; lastik sürtünmesi F_r, rulman sürtünmesi F_b, sürüklenme kuvveti F_w ve eğer araç yokuş çıkıyorsa yerçekimi kuvveti F_g'dir. Azami araç hızında gereken motor momenti aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$T_v = \frac{(F_r + F_b + F_{wm} + F_g)D}{2k_d} \tag{3}$$

Lastik sürtünmesi (4) eşitliği ile hesaplanmaktadır ve değeri gidilen yolun yapısına göre değişmektedir. C_{rr} katsayısı yolun tekerlek üzerinde oluşturduğu direncin katsayısıdır ve asfaltta ilerleyen bir araba için yaklaşık 0,013 iken toprak zeminde ilerleyen bir araba için 0,1 değerine çıkabilmektedir [7].

$$F_r = mgC_{rr} \tag{4}$$

F_b tekerleğin bağlı olduğu rulmanın sürtünmesinden kaynaklı oluşan kuvvettir. D_b kullanılan rulmanın çapıdır, C_b rulman sürtünme katsayısıdır, bilyeli rulmanlar için bu değer 0,0015'dir.

$$F_b = \frac{C_b 2{,}5 m g D_b}{D} \tag{5}$$

Aracın belirli bir hızdaki sürüklenme kuvveti (6) eşitliği ile hesaplanmaktadır. Burada ρ havanın yoğunluğu, C_d sürüklenme katsayısıdır. Buraya son sürat girildiğinde azami hızdaki kuvvet elde edilmektedir.

$$F_w = \frac{1}{2}\rho A_f C_d \left(\frac{v}{3.6}\right)^2 \tag{6}$$

Araç eğim çıkarken aracın ağırlığından dolayı çekiş yönünün tersine bir kuvvet oluşur. Bu kuvvet (7) eşitliğine göre hesaplanmaktadır. α değeri açı cinsinden yolun eğimidir. Türkiye karayollarında 90 km/sa hız izni verilen yollarda izin verilen anayol eğimi %4 (2,29 derece) ve yerel yol eğimi %7 (4 derece)'dir [8]. Ancak şehir içi yollarda ve katlı otopark ve benzeri yollarda bu eğim çok daha yüksektir.

$$F_g = mg\sin(\alpha) \tag{7}$$

Bu hesaplamaların sonucunda motorun azami devirde ihtiyacı olan tork elde edilmektedir. Bu parametre motor tasarımı için oldukça önemlidir. Özellikle gömülü mıknatıslı tipi motorlarda alan zayıflatma (sabit güç) bölgesinin hesabı bu ihtiyaç doğrultusunda şekillenmektedir.

Son olarak motorun anma hızı hesaplanmaktadır. Bunun hesaplanması için hedef aracın kullanım senaryosu dikkate alınmıştır. Çünkü aracın büyük ölçüde kullanılacağı hız aralığında anma torkunun sürekli olarak sağlanması önemlidir. ACEA'nın 2018 raporuna göre Avrupa'daki araçların büyük çoğunluğu yolcu aracı sınıfındadır [9]. Yolcu araçları büyük ölçüde şehir içinde kullanılmaktadır ve hız yoğunluğu incelendiğinde genellikle 50-70 km/s hızda seyrettikleri görülmektedir [10]. Bu doğrultuda 60 km/s hız referans olarak belirlenmiş ve bu hıza kadar anma torkunu vermesi için gerekli motor devri (anma devri) bu değer ile (2) eşitliği kullanılarak hesaplanmaktadır.

3. ÖRNEK UYGULAMA

Burada hedef bir aracın, mekanik verileri ve performans isterleri belirlenmiştir. Uygulama aracının verileri kullanılarak, yukarıdaki hesaplamalar ile ihtiyaç olan motorun temel parametreleri hesaplanmıştır.

Uygulama aracının yüklü ağırlığı 1900 kg, teker çapı 63,43 cm, diferansiyel oranı 8, yüzey alanı 2,26 m^2 ve sürüklenme katsayısı 0,25 olarak seçilmiştir. Performans verileri ise şöyledir: son hızı 150 km/sa, 12 derece eğimde kalkabilecek ve daha önce bahsedildiği üzere 60 km/s hıza kadar anma torkunu sağlayabilecektir. Uygulama aracına ait veriler Tablo 2'de görülmektedir.

Tablo 2. Uygulama aracı mekanik ve performans verileri

Uygulama Aracı Mekanik Veriler	
Aracın yüklü ağırlığı (m)	1900 kg
Dişli oranı (k_d)	8
Teker çapı (D)	0.6343 m
Aracın ön yüzey alanı (A_f)	2.26 m^2
Uygulama Aracı Performans Verileri	
Tırmanma açısı (G)	12 derece (%21)
Azami sürat (v_m)	150 km/s

Tırmanma açısının hesaplandığı (1) eşitliğinden ihtiyaç olan tork hesaplanmış ve 307,155 Nm elde edilmiştir. Motor hesaplamalarında kolaylık yaşamak adına bu değer 300 Nm olarak güncellenmiştir. Aracın azami süratinden yola çıkılarak motorun azami devri 10040 d/d olarak hesaplanmış ve bu değer de 10000 d/d'ya yuvarlanmıştır. Son olarak

motorun nominal devri 60 km/sa referans alınarak hesaplanmış ve 4000 d/d elde edilmiştir. Bu değerlerden motorun gücü ise 125 kW olarak hesaplanmaktadır. Ancak ülkemizdeki 4760 sayılı Özel Tüketim Vergisi Kanunu'nda yer alan vergi dilimi hususu da dikkate alındığı zaman; vergilendirmede ikinci dilimde (Motor gücü 85 kW'ı geçip 120kW'ı geçmeyenler) kalabilmek için motorun anma devri 3800 d/d olarak güncellenmiştir. Böylece motor gücü 119,4 kW olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan motor başlangıç parametreleri Tablo 3'de görülmektedir.

Tablo 3. Hedef motorun hesaplanan başlangıç parametreleri

Hedef Motor Özellikleri	
Anma Torku (T)	300 Nm
Anma Devri (k_d)	3800 d/d
Azami Devri (D)	10000 d/d
Anma Gücü (A_f)	119 kW

Bu performans verileri elde edildikten sonra motor tasarımına başlamadan önce araçta kullanılacak batarya paketinin elektriksel özelliklerini de göz önünde bulundurmak gereklidir. Batarya elektriksel değerleri de üretici tarafından sağlanmaktadır. Burada bu değerlerin ele alınmamasının sebebi, motor başlangıç parametrelerini etkilememesidir.

Ayrıca batarya gerilim ve akım seviyesi ile motor sürücüsü de boyutlandırılabilmektedir. Sürücüde kullanılan anahtarlama elemanı en kritik bileşen olduğu için bunun seçiminde bataryanın gerilim ve akımı direk sınırlayıcıdır. Batarya paketinin kapasitesi sadece menzili, dolaylı olarak da aracın ağırlığını etkilemektedir. Enerji kapasitesinin boyutlandırılması ayrı bir çalışma konusudur ve literatürde böyle çalışmalar gerçekleştirilmiştir [11]. Bu çalışma kapsamında batarya paketi verilerine değinilmemiştir.

4. ELEKTRİKLİ ARAÇLAR İLE KARŞILAŞTIRMA

Piyasada mevcut üretilmiş 17 farklı elektrikli araç incelenmiş, mekanik ve elektriksel özellikleri elde edilmiştir. Araçların güncel yıllara ait bilgileri sağlanmıştır. Üretimden kalkan bazı elektrikli araçlar da listeye dahil edilmiştir. Bu mekanik ve elektriksel özellikler değerlendirilerek birbiri arasında karşılaştırılabilir hale getirmek için çeşitli hesaplamalar yapılmıştır.

Performans kriterlerini oluşturabilmek için karşılaştırmada kullanılan tüm araçların araç sınıfı, yüklü ağırlığı, son dişli oranı, azami torku, tekerlek çapı, nominal ve azami devri ile son sürati elde edilmiştir. Bu verilerin bir kısmı araç üreticileri tarafından verilmekte, bir kısmı ise araç üreticilerinin yayınladığı teknik dokümanlardan hesaplanmıştır. Bu değerlerden yola çıkılarak performans kriterleri belirlenmiştir.

Elektrikli aracın performansını belirleyen temel parametreler çıkartılırken aracın anlık olarak tekerlekten yola aktarabildiği azami kuvvet olan azami itki parametresi oluşturulmuştur. Azami itki Newton cinsindendir ve aracın yüklü ağırlığına bölündüğünde azami yükte azami ivme parametresine ulaşılır. Bu eşitlik bir aracın tüm temel mekanik performans parametrelerini içermektedir. Böylece temel parametreleri bilenen araçlar birbiri arasında kıyaslanabilir hale gelmektedir.

$$a_{ev} = \frac{200 T k_d}{Dm} \tag{1}$$

Tablo 4'de görüldüğü üzere sınıfları, ağırlıkları ve kullanılan motorların torkları birbirinden çok farklı olsa da azami ivme parametresi ile araçların performansı hakkında bilgi edinilebilmektedir. Listede en yüksek ivmeye sahip ilk dört araca bakıldığında D-F arasında lüks sınıfa ait araçların yer aldığı görülmektedir. Listenin sonlarında ise A-B sınıfı küçük araçların yer aldığı görülmektedir. Buradan yola çıkarak hedef motorun C-D sınıfı araçlar için uygun olduğu anlaşılmaktadır.

Tablo 4. Elektrikli araçların karşılaştırılması

Araç	**Sınıf**	**Ağırlık [kg]**	**Son Dişli**	**Tork [Nm]**	**Teker Çapı [cm]**	**Teker Torku [Nm]**	**İtki [N]**	**İtki/ Ağırlık [N/kg]**	**Nominal / Azami Devir**	**Son Sürat [km/s]**
Tesla Model S 90D (2017)	F	2739	9.734	658	70.31	6404	18219	6.652	5000/18000	249
Tesla Model X 90D (2018)	D	2840	9.34	660	74.43	6164	16564	5.832	6150/15000	250
Tesla Model 3 (2019)	D	2078	9	450	66.87	4050	12113	5.829	5000/15000	209
Audi e-tron (2019)	E	3130	9.205	664	76.31	6112	16019	5.118	4200/13000	200
Mercedes B-Class (2015)	C	2170	9.73	340	65.24	3308	10141	4.674	3600/14500	160
Hyundai Kona (2019)	B	2020	7.981	395	66.83	3152	9434	4.670	2400/9500	155
BMW i3 (2019)	B	1670	9.665	250	69.96	2416	6907	4.136	4775/10000	150
Nissan Leaf Tekna (2019)	C	1995	8.193	320	64.68	2621	8106	4.064	3283/9795	144
Chevrolet Bolt (2019)	C	2112	7.605	360	64.68	2737	8465	4.008	4000/9000	146
Uygulama Aracı		**1900**	**8**	**300**	**63.43**	**2400**	**7567**	**3.983**	**4000/10000**	**150**
Fiat 500 e (2019)	A	1701	9.59	200	58.45	1918	6562	3.858	3800/12000	141
Hyundai Ioniq (2019)	C	1880	7.412	295	63.19	2186	6920	3.681	2800/10000	165
Nissan Leaf 80kW (2012)	C	1927	7.937	280	63.19	2222	7033	3.650	3013/10000	151
Renault Zoe (2012)	B	1943	9.8	220	62.15	2156	6938	3.571	2500/11300	135
Chevrolet Spark	A	1861	3.87	443	58.45	1714	5866	3.152	2200/4500	145
Kia Soul EV (2015)	B	1972	6.78	285	65.24	1932	5923	3.004	2727/8000	145
Mitsubishi i-miev (2016)	A	1450	6.066	180	56.95	1091	3834	2.644	2000/8000	130
VW e-Golf (2015)	C	1960	3.61	270	63.43	974	3073	1.568	3006/12000	140

5. SONUÇ

Mekanik verileri ve performans isterleri verilen bir elektrikli araç platformu için uygun motor parametreleri elde edilmiştir. Elde edilen bu veriler ile motor tasarımında ihtiyaç duyulan başlangıç parametreleri sağlanmıştır. Bu parametreleri hesaplama için gerekli eşitlikler ve yöntemler açıklanmıştır. Ortaya konan bu eşitlik ve yöntemler kullanılarak örnek bir araç uygulaması gerçekleştirilmiştir. Mekanik ve performans özellikleri verilen bir hedef araç için hedef motor parametreleri hesaplanmıştır. Son olarak hesaplamalar ile elde edilen hedef araç ve motor mevcut elektrikli araçlar ile kıyaslanmıştır. Bu kıyaslama sonucunda hedef araç ve motorun diğer araçlar içerisinde doğru konumlandığı görülmüştür.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Tübitak 1511 Öncelikli Alanlar Araştırma Teknoloji Geliştirme ve Yenilik Projeleri Destekleme Programı tarafından desteklenmektedir.

KAYNAKLAR

[1] Zhu, Z. Q., & Howe, D. (2007). Electrical machines and drives for electric, hybrid, and fuel cell vehicles. Proceedings of the IEEE, 95(4), 746-765.

[2] Yildirim, M., Polat, M., & Kürüm, H. (2014, September). A survey on comparison of electric motor types and drives used for electric vehicles. In 2014 16th International Power Electronics and Motion Control Conference and Exposition (pp. 218-223). IEEE.

[3] Rahman, Z., Ehsani, M., & Butler, K. L. (2000). An investigation of electric motor drive characteristics for EV and HEV propulsion systems. SAE transactions, 2396-2403.

[4] Ramamurthy, S. S., & Balda, J. C. (2001). Sizing a switched reluctance motor for electric vehicles. IEEE transactions on industry applications, 37(5), 1256-1264.

[5] Nishio, A., Hirano, M., Kato, Y., Irie, T., & Baba, T. (2003). Development of small size, light weight and high power IPM motor for electric vehicle. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review, 40(5).

[6] Wu, X., Cao, B., Li, X., Xu, J., & Ren, X. (2011). Component sizing optimization of plug-in hybrid electric vehicles. Applied energy, 88(3), 799-804.

[7] Soliman, A. M. A. (2006). Effect of road roughness on the vehicle ride comfort and rolling resistance (No. 2006-01-1297). SAE Technical Paper.

[8] Yayla, N. (2002). Karayolu Mühendisliği. İstanbul.

[9] European Automobile Manufacturers Association. (2018). ACEA Report: Vehicles in Use–Europe 2018. European Automobile Manufacturers Association.

[10] URL 1: Arrivealive (2019), Science & Speed Camera Enforcement. https://www.arrivealive.co.za/Science-Speed-Camera-Enforcement, 01.02.2020.

[11] Ostadi, A., & Kazerani, M. (2014). Optimal sizing of the battery unit in a plug-in electric vehicle. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 63(7), 3077-3084.

ISO-26262 STANDARTINA GÖRE FONKSİYONEL GÜVENLİK UYUMLU YAZILIM GELİŞTİRME

Mehmet Ali Danışman[1], Yunus Karamavuş[1], Veysel Karadağ[1], Ömer Şahin Karaman[1], Murat Erat[1]
[1] Ortem Elektronik, Kocaeli, Türkiye
Sorumlu Yazar: Mehmet Ali Danışman, mehmetali@ortem.com.tr

ÖZET

Otomotiv endüstrisinde elektronik kontrol ünitelerinin aldığı rol günden güne artmaktadır. Elektronik kontrol ünitelerinin aldığı kritik görevler insan hayatını doğrudan etkileyecek hale gelmiştir. Bu nedenle, bu ürünlerin fonksiyonel güvenlik kriterlerine göre geliştirilmesi zorunluluk haline gelmiştir. Bu çalışmada, ISO-26262 konsepti ve ISO-26262 uyumlu yazılım geliştirme ile ilgili temel noktalar ele alınmakla birlikte, önemli görülen MISRA-C Uyumluluğu, Kontrol ve Data Akış Analizi ve Sınır Değerlerin Analizi gibi noktalar için örnekler verilmiştir.

Anahtar Kelimeler: ISO-26262, fonksiyonel güvenlik, otomotiv, MISRA-C.

FUNCTIONAL SAFETY COMPLIANT SOFTWARE DEVELOPMENT ACCORDING TO ISO-26262

ABSTRACT

The role of electronic control units in the automotive industry is increasing day by day. The critical tasks of electronic control units have started to affect the human life directly. Therefore, it is crucial to develop these products according to the functional safety process. In this study, the basic points of ISO-26262 concept and ISO-26262 compliant software development are discussed, and several examples are provided for the important points such as MISRA-C Compliance, Control and Data Flow Analysis and Analysis of Boundary Values.

Keywords: ISO-26262, functional safety, automotive, MISRA-C.

1. GİRİŞ

Günümüzde standartlar hayatımızda ve üretimin olduğu her alanda önemli rollere sahiptirler. Yaşantımızın önemli kısmında yer alan ve insan hayatının güvenliği ile doğrudan bağlantı içerisinde olan otomotiv sektöründe de birçok standart belirlenmiş ve yayınlanmıştır. Otomotivde mekanik parçalar, donanım bileşenleri, malzeme seçimi ve yazılım gibi birçok farklı alanda standartlar yayınlanmıştır. Bu denli farklı gözüken alanlarda geniş kapsamlı standartların oluşmuş olması otomotivin birçok disiplini bir arada barındırması ve köklü bir sektör olmasından kaynaklanmaktadır. Standartların kapsamı geniş olduğu için anlaşılması güç ve uygulanması yeni başlayanlar için zorlayıcı olacaktır.

Standartlara uygun yazılımın geliştirilmesi yazılımcının temel görevlerindendir. Otomotiv sektöründe daha önceden belirlenmiş IEC 61508 gibi yazılım geliştirme standartları ve modelleri ortaya konmuştur [1-2]. Bu çalışma kapsamında otomotivde elektronik cihazlar için fonksiyonel güvenlik konusunda en üst seviyedeki kapsama sahip olan ISO-26262 standardından ve özellikle yazılıma dair koyduğu kurallardan bahsedilecektir [3]. Ayrıca önemli görülen noktalar için örnekler verilecektir.

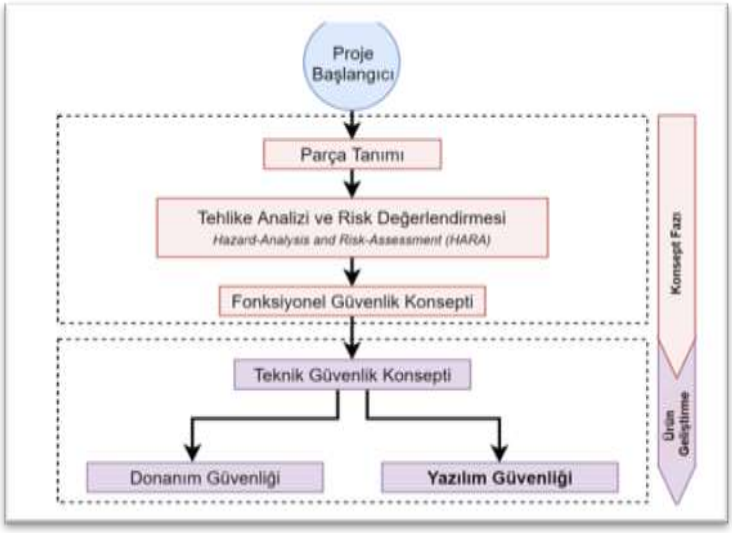
Literatürde yazılımda kalite ölçütlerini belirten ve nasıl değerlendirilmesi gerektiğini anlatan birçok çalışma mevcuttur [4-5-6]. Bu çalışmada ise standartlara uygun olarak geliştirilecek yazılımlar için yol gösterici olması açısından pratikte uygulanmış yöntemler, akış ve testler anlatılacaktır. Özellikle yazılım güvenliğini sağlama amaçlı uygulanan yazılım güvenliği ve test adımları anlatılacaktır.

2. FONKSİYONEL GÜVENLİK VE ISO-26262 GENEL KONSEPTİ

ISO-26262 standardı genel olarak otomotiv sektöründe elektronik ve elektromekanik sistemler üreten firmaların izlemesi gereken bir standarttır. Bu standart, projelendirmeden ürün haline gelene kadar ilgili sistemin geliştirilmesindeki her aşamaya dokunan bir süreci ayrıntılı olarak tarif eder. Bu sürecin firmalarda bir yol haritası olarak benimsenip kültür haline gelmesi gerekmektedir. Bu çalışma kapsamında bu standardın özellikle yazılım

geliştirme ile ilgili süreci işlenecektir.

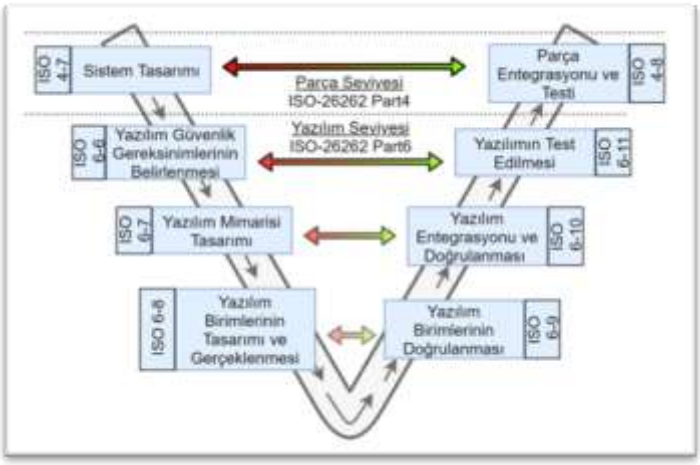
ISO 26262 standardına göre yazılım geliştirme sürecini anlamak için Şekil 1'de genel hatları ile gösterilen akış diyagramı incelenebilir.



Şekil 1. Projenin ISO-26262 standartlarına göre genel akışı

3. YAZILIM GELİŞTİRME AŞAMALARI

Gömülü yazılım geliştirme, donanım ile doğrudan bağlantılı olduğu için bu iki ayrı iş paketi birbirini destekleyerek geliştirilmelidirler. Bu süreç içerisinde izlenecek model sektörde bilinmekte olan V-Model'dir. Yazılım ile ilgili gereksinimler ve izlenmesi gereken yollar ISO-26262 Bölüm-6 dokümanında ayrıntılı olarak anlatılmaktadır. Sürecin genel işleyişi Şekil 2'de görülmektedir.



Şekil 2. ISO-26262 V-model yazılım geliştirme süreci

Bu modele göre geliştirme sürecinde genelden özele doğru bir ilerleyiş mevcutken test ve doğrulama aşamasına geçildiğinde ise özelden genele doğru bir akış vardır. V-Model uygulanırken sistem bazında özelliklerin ve entegrasyonun titizlikle gerçeklenmesi gerekmektedir. Sistem bazında bir hata çıktığında bu tüm sürecin baştan başlaması anlamına geldiği için projelerde zaman maliyeti oldukça yüksek olacaktır. En kötü senaryo ele alınacak olunursa parça entegrasyonunda yapılan hata sürecin sistem tasarımından itibaren tekrar elden geçirilmesi anlamına gelmektedir.

4. YAZILIM GELİŞTİRİRKEN DİKKAT EDİLMESİ GEREKENLER

Yazılım geliştirme sürecinde ISO-26262 kapsamınca dikkat edilmesi ve uyulması gereken birçok husus vardır. Bu konuların tümü ISO-26262 Bölüm-6'da anlatılmaktadır. Bu çalışma kapsamında bunlardan önemli görülen: MISRA-C Uyumluluğu, Kontrol ve Data Akış Analizi, Sınır Değerlerin Analizi, Kod Kapsama Tanımları ve Dallanma Kapsama başlıklarında işlenmiştir.

4.1. MISRA-C Uyumluluğu

ISO-26262 standardı gereği geliştirilen yazılımın MISRA-C standardına uygun olması gerekmektedir [7]. MISRA-C çalışmaları ilk olarak 1994 yılında başlamış ve 1998 yılında ilk hali yayınlanmıştır. Takip eden dönemlerde 2004 ve 2012'de standardın kapsamı genişletilmiş ve günümüzdeki halini almıştır. Kullanıldığı alanlar başta otomotiv olmak üzere demiryolu, uzay ve savunma sanayi gibi güvenlik kritik alanlardır. ISO-26262 standardında olduğu gibi proje bittikten sonra uygulama şeklinde değil proje geliştirilirken takip edilmesi gereken bir yol göstericidir. MISRA-C 2004 ve 2012 arasındaki farklar Şekil 3'te görülmektedir.



Şekil 3. Projenin ISO-26262 standartlarına göre genel akışı

MISRA-C üzerinde tanımlanan tüm kurallara uymaya çalışmak gerekmektedir. Buna karşın zorunlu kurallar dışında kalan kurallar veya yönergeler kod kalitesini arttırma, donanıma erişim ve ek kütüphanelerin kullanılması gibi sebeplerle uygulanmayabilir. Bu durumlarda uyulmayan her bir kural veya direktif için istisna tanımlanıp, sebebini açıklayarak raporlanması ve bir güvenlik açığı oluşturmadığından emin olunması koşulu ile kuralın uygulanmaması mümkün olur. Bu kuralların kontrolünü sağlayan araçlar piyasada mevcuttur. Bu araçlardan biri de "PC-Lint" isimli MISRA-C kural kontrolcüsüdür [8]. Bu MISRA-C kural kontrolcüsü ile yapılan bazı kontroller Tablo 1'de görüldüğü gibidir.

Tablo 1. MISRA-C ile uyumlu ve uyumsuz kod örnekleri

İlgili kural ve kısa açıklaması	MISRA 2004 Rules 19.4 and 19.10 C makroları sadece parantez ile genişletilebilir.
Yanlış kullanım	`#define BAUD_RATE_VALUE 32000000/LIN_BAUDRATE`
Doğru kullanım	`#define BAUD_RATE_VALUE (32000000/LIN_BAUDRATE)`
İlgili kural ve kısa açıklaması	MISRA 2004 Rule 12.7 Bitler arası işlemlerde işaretli sayılar kullanılmamalıdır.
Yanlış kullanım	`g_button_status |= 0x05;` `parityl = ((~((ID>>1)^(ID>>3)^(ID>>4)^(ID>>5)))&0x01);`
Doğru kullanım	`g_button_status |= 0x05U;` `parityl = ((UINT8)(~((ID>>1)^(ID>>3)^(ID>>4)^(ID>>5)))&0x01U);`
İlgili kural ve kısa açıklaması	MISRA 2004 Rule Rule 14.10 if..else if yapıları else ile bitirilmeli,

Yanlış kullanım	`if(DEVICE_MODE != SLEEP)`
	`{`
	`  DEVICE_MODE = SLEEP;`
	`}`
	`else if(DEVICE_MODE != ERROR)`
	`{`
	`  DEVICE_MODE = ERROR;`
	`}`

Doğru kullanım	`if(DEVICE_MODE != SLEEP)`
	`{`
	`  DEVICE_MODE = SLEEP;`
	`}`
	`else if(DEVICE_MODE != ERROR)`
	`{`
	`  DEVICE_MODE = ERROR;`
	`}`
	`else`
	`{`
	`}`

İlgili kural ve kısa açıklaması	MISRA 2004 Rule 14.8 Statementlarda, Döngülerde tek satır bile olsa "{ }" kullanılmalı

Yanlış kullanım	`if(DEVICE_MODE != SLEEP)`
	`  DEVICE_MODE = SLEEP;`
	
	`for(scan_index = 0;scan_index < 10; scan_index++)`
	`  IO_Output_Control(scan_index);`

Doğru kullanım	`for(scan_index = 0;scan_index < 10; scan_index++)`
	`{`
	`  IO_Output_Control(scan_index);`
	`}`
	
	`if(DEVICE_MODE != SLEEP)`
	`{`
	`  DEVICE_MODE = SLEEP;`
	`}`
	`else`
	`{`
	
	`}`

Daha önce de bahsedildiği üzere MISRA-C 2012'de tanımlanmış 143 kural ve 16 yönerge mevcuttur. Bu kurallar ve yönergeler derleyiciden derleyiciye kodun yorumlanmasındaki farklılıkları ortadan kaldırılması ve programcının fark edemeyeceği hatalardan korunması için geliştirilmiştir. Tablo-1'de MISRA-C uyumlu kod geliştirmenin ana mantığının anlaşılması adına bazı temel kuralların uygulamaları doğru ve yanlış kullanımları ile gösterilmiştir.

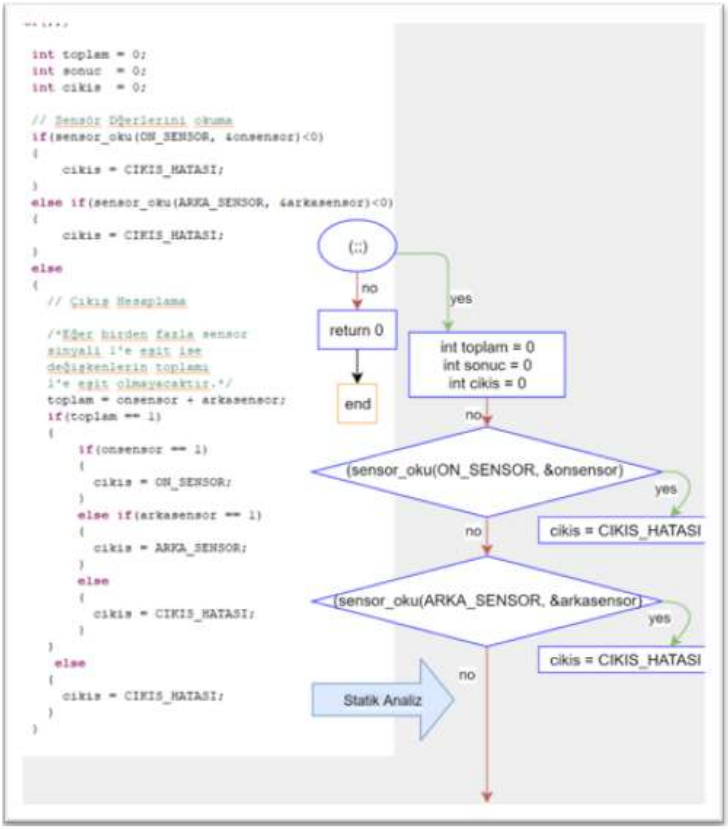
4.2. Kontrol ve Data Akış Analizi

Sistem mimarisi oluşturulurken başlangıçta yapılan HARA (Hazard Analysis and Risk Assessment), yani tehlike analizi ve risk değerlendirmesi adı verilen yöntem ile çıkan güvenlik seviyesine (ASIL A'dan ASIL D'ye kadar) göre bir tasarım yapılır. Bu sebeple her ASIL seviyesinde dikkat edilmesi gereken önemli noktalar da birbirinden farklıdır. Bu farklılıklar ISO-26262 standardında ayrıntılı olarak anlatılmaktadır. Özeti Tablo 2'de görülmektedir.

Tablo 2. ASIL derecelerine göre sistem mimarisi oluşturulurken dikkat edilmesi gerekenler

		ASIL A	*ASIL B*	*ASIL C*	*ASIL D*
1a	*Walk-through of the design*	++	+	o	o
1b	*Inspection of the design*	+	++	++	++
1c	*Simulation of dynamic parts of the design*	+	+	+	++
1d	*Prototype generation*	o	o	+	++
1e	*Formal verification*	o	o	+	+
1f	*Control flow analysis*	+	+	++	++
1g	*Data flow analysis*	+	+	++	++
1h	*Scheduling analysis*	+	+	++	++

ISO-26262 kurallarına göre yazılım geliştirilirken yazılım mimarisi oluşturma ve geliştirme sürecinde Kontrol Akış Analizi (1f) ve Veri Akış Analizi (1g) uygulanması gereken önemli tekniklerdendir. Kontrol ve Veri Akış Analizi, uygun olmayan ve açıklar bulunduran program yapılarının fark edilip düzeltilmesini sağlamaktadır.
Bu analizlerin manuel olarak yapılabilmesi mümkün olup, markette otomatik olarak analizi sağlayan statik kod analiz programları da mevcuttur. Örnek bir kaynak kod ve bu kondun statik analiz programı çıktısı Şekil 4'te gösterilmektedir.



Şekil 4. Örnek kod ve statik analiz program çıktısı

Şekil 4'te gösterildiği üzere, statik kod analiz programı yardımı ile kaynak kodun tüm dallanma yapısı görülmekte, kodun akışı çıkarılmaktadır. Bu sayede, yazılımın akışı ve mimarisi kontrol edilebilmektedir.

4.3.Sınır Değerlerin Analizi

Yazılım geliştirmede birim testleri aşamasından sistem entegrasyonu aşamasına kadar kontrol edilmesi gereken kurallardan biri de parametre ve değişkenlerin sınır değerlerinin analizidir. Bu analiz, parametre veya değişkenlerin alması gereken değerleri aşması durumunda ortaya çıkabilecek hataları önlemek için yapılmaktadır. Bu testler her bir değişken için birim testleri yazılarak yapılmaktadır. Örnek bir analiz Tablo 3'te görülmektedir.

Tablo 3. Sınır değerlerin analizi için örnek kod ve test bloğu örneği

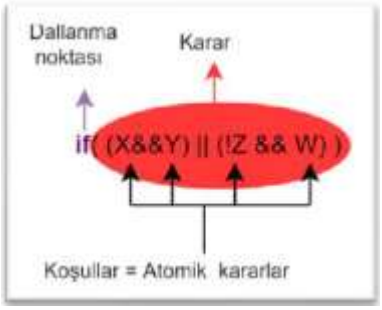
Örnek Kod Blokları	*Sınır durumlarındaki örnek testler*

`void func(int a, int b)`
`{`
`  int c = a + b;`
`}`
	a + b = int_max + 1 // yukarı taşma için
	a + b = int_min - 1 // aşağı taşma için

`void other_func(float a, float b)`
`{`
`  float c = a / b;`
`}`
	a ≠ 0, b = 0 // Sıfıra bölünme testi için
	b = ∞, // "NaN" olma durumu testi
	a = 0, b = 0, // "NaN" olma durumu testi

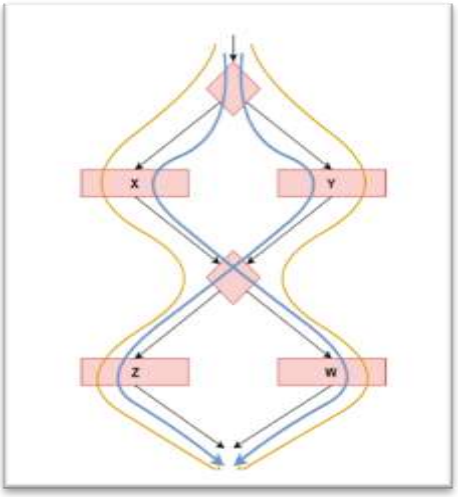
4.4 Kod Kapsama Tanımları ve Dallanma Kapsama

Geliştirilmiş olan yazılımda dallanmalar ve bunların arasındaki geçişler kritik öneme sahiptir. Bu bağlamda kodun içindeki dallanmaları takip etmek ve olası hataların önüne geçmek için tüm dallanmaları kapsanacak şekilde senaryoların oluşturulması ve hepsinin test edilmesi gerekmektedir. Bu konu hakkındaki dallanma noktası, karar durumu ve koşullar gibi temel kavramlar Şekil 5'te gösterilmiştir.



Şekil 5. Yazılımda dallanmalara dair temel kavramlar

Yazılımda kodun yapacağı tüm dallanmaların ve bu dallanmalar test edilmesi için ilgili test senaryoları ve birim testleri özenle hazırlanmalıdır. Tüm dallanma ve yolların testi öngörülemeyen durumlarla karşılaşılmasının önüne geçmektedir. Durumun daha iyi anlaşılması adına basit bir yazılım bloğu için tüm dallanma ve yolların gösterildiği Şekil 6 incelenebilir.



Şekil 6. Dallanma ve yol kapsama için örnek gösterim

2 adet dallanma noktası ve 4 adet durum içeren örnekte dallanmaların kapsanması sarı çizgilerle gösterilen iki test durumu ile sağlanmıştır. Bununla beraber tüm yolların kapsanması için mavi ile gösterilen yolların test durumları da gerçeklenmelidir. Tüm bu test durumları tamamlandıktan sonra dokümantasyonu yapılmalı ve testlerden geçtiği raporlanmalıdır. Böylelikle ISO-26262 kapsamında gerekli olan yazılım isterlerden biri sağlanmış olacaktır.

5. SONUÇLAR

Bu çalışma kapsamında ana hatları anlatılmış olan ISO-26262 standardının yazılım geliştirme için koyduğu isterlerin önemli görülen bir kaç noktası örneklerle beraber açıklanmıştır. ISO-26262 standartlarına göre fonksiyonel güvenliği sağlayan yazılım geliştirmek oldukça zor bir süreçtir. Bu zorluğun sebebi; temelinde insan hayatının kutsallığı ve değerliliği olmasıdır. Bu zorlu süreç içerisinde karşılaşılabilecek durumlar ve çözüm yolları incelenmiştir. Fonksiyonel güvenlik makine sağlığı için değil insan hayatını korumak adına otomotiv için geliştirilmiş elektronik ürünlerin üretim sürecini baştan sona standardize eden kavramdır. Bu kapsamdaki projelerin dokümantasyonu ve test süreci çok ağırdır. Bu nedenle piyasada model tabanlı fonksiyonel güvenlik uyumlu kod geliştirmeyi sağlayan lisanslı araçlar mevcuttur. Bu araçlar isterlerin önemli kısmını sağlayarak yazılım geliştiricinin ve kalite ekibinin iş yüklerini azaltmaktadır.

Bu çalışmada konu ile ilgili genel çerçeve çizilmiş olup ISO-26262 ile uyumlu proje geliştirecek olanlara bir yol haritası çıkarılması hedeflenmiştir. Çıkarılan bu yol haritasının içinde yazılım aşamasında önemli görülen bazı noktalar örneklerle anlatılmıştır.

KAYNAKLAR

[1] BS EN 61508-1:2010 Functional safety of electrical/electronic/ programmable electronic safety-related systems. General requirements.
[2] Mayr, R. Plösch, M. Saft, Towards an Operational Safety Standard for Software Modelling IEC 61508 Part 3, 18th IEEE International Conference and Workshops on the Engineering of Computer Based Systems (ECBS), 2011, pp. 97 – 104.
[3] "ISO 26262: Road vehicles — Functional safety." International Standard. 2018.
I. Sommerville, Software Engineering 9th Edition, Addison-Wesley, 2011.
[4] R. Plösch, H. Gruber, C. Körner, M. Saft, A "Method for Continuous Code Quality Management Using Static Analysis", 7th International Conference on the Quality of Information and Communications Technology (QUATIC), 2010, pp. 370 – 375
[5] Safety critical software ground rules Krishna Chaya Addagarrala 1 *, Patrick Kinnicutt 1
[6] https://www.misra.org.uk/Activities/MISRAC/tabid/160/Default.aspx [Erişim tarihi: 17/01/2020]
[7] PC-Lint https://www.gimpel.com/standard_misrac3.html [Erişim tarihi: 17/01/2020]

SHAPE OPTIMIZATION OF METAL BUMPER BEAMS UNDER LOW-VELOCITY IMPACT

Sina Dadashzadeh,[1,2] Fazıl Önder Sönmez,[2]

[1] Mercedes-Benz Türk A.Ş. Research& Development Center, Istanbul, Turkey
[2] Boğaziçi University, Mechanical Engineering Department, Istanbul, Turkey
Corresponding Author: Fazıl Önder Sönmez, sonmezfa@boun.edu.tr

ABSTRACT

Bumper beam is an important part of vehicles providing protection from collisions. Its main function is to prevent damage to the rest of the vehicle in low-velocity collisions. For this reason, it should absorb the energy of collision at low speeds without undergoing large deflections and large plastic deformation. Weight, cost, and performance are important factors in the design of automotive parts. The objective of this study is to obtain optimum shapes that improves the performance of a bumper beam without increasing weight. The impact phenomenon is simulated in ANSYS Explicit Dynamics according to Insurance Institute for Highway Safety (IIHS) low-velocity impact standard, in which the full-width of the bumper beam hits a rigid barrier by 10 km/h. The objective function to be minimized includes the maximum intrusion as well as the weight. The cross-sectional profile is defined by spline curves passing through key points. The coordinates of the key points are chosen as the optimization variables. The shape of the bumper beam is optimized for conventional materials like steel and aluminum. Different optimum shapes are obtained for different thicknesses. The optimum designs and some benchmark shapes are compared in terms of maximum intrusion, peak transmitted force, maximum plastic strain, weight, and cost of the bumper beam. Significant improvements are observed in the performance of the optimally shaped beams compared to the benchmark beams.

Keywords: Bumper beam; Shape optimization; Simulated Annealing; IIHS crash test; Explicit FE analysis

1. INTRODUCTION

A collision or crash is a sudden occurrence that may cause damage to a vehicle or injury to the occupants. In order to reduce damage to components during collisions and decrease the likelihood of injury, determining the response of the components and designing them to increase their impact resistance and crashworthiness of vehicles are important subjects that draw the attention of researchers.

Low-velocity collisions of vehicles that may occur in a traffic jam and parking lot may cause high damage cost. The main requirements for the vehicle design in low-velocity collisions are limited damage to the front and rear parts of vehicles and low repair cost (Australian Transport Safety Bureau 2004). Unlike low-velocity collisions, in a high-velocity crash, the cost of repairing the car is ignored; survival of the occupants becomes critical. Accordingly, the requirement for the vehicle design in high-velocity impact is to reduce the likelihood of injury to the occupants.

Bumpers are vehicle parts that play a vital role in reducing the effects of accidents. They have to fulfill both low-velocity and high-velocity impact requirements to provide protection from collisions. As could be seen in Figure 1, a bumper system contains stiff and flexible components that serve different purposes. Fascia and energy absorber are flexible components used to reduce injuries to pedestrians at low-velocity impacts. The main function of a bumper beam is to prevent damage to the vehicle in low-speed collisions. For this reason, it should absorb the energy of collision at low speeds in the elastic range with limited plastic deformation (Sapuan et al. 2005); it should also not suffer a large deflection so as not to cause damage to the parts behind the bumper beam like radiator and hood. At high-velocity collisions, stiffer parts behind the bumper beam take the main burden of absorbing the impact energy. Bumper beam, on the other hand, while collapsing in the initial phases of crash helps reducing peak transmitted force, thereby preventing neck injury of the occupants. As an additional requirement in bumper-beam design, it should fit the allocated spacing and should not interfere with other parts (Luda et al. 2013).

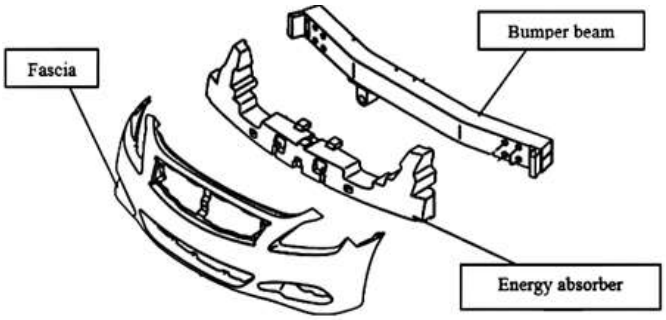


Figure 1. Common bumper system (Nasiruddin et al., 2017).

Another concern in vehicle design is the weight of the components. Reducing weight is a way of reducing the material cost, but more importantly, reducing fuel consumption, which means reduced operational cost of vehicles and release of smaller amounts of harmful exhaust gases. For this reason, reduced weight is considered as a design requirement for bumper beams besides high impact resistance. In a bumper design, all the requirements should be satisfied so that satisfactory performance is obtained with limited cost and weight. The best way of designing a vehicle part is to conduct an optimum structural design procedure.

There are a number of studies focusing on the design of bumper beams considering various materials and different shapes. (Hosseinzadeh et al., 2005) and (Marzbanrad et al., 2009) studied materials like glass-mat thermoplastic (GMT), sheet molding compound (SMC), aluminum and steel in order to find the best material in case of maximum deflection, maximum impact force, material failure. In their FE model, a rigid steel impactor hits the bumper beam with 4 km/h. The results show that, SMC is the recommended material because of ease of manufacturing due to its simple shape and lightweight. Numerical predictions and test results correlated well. (Li et al. 2018) verified their theoretic results using a drop hammer impact test where central-frontal impact at 4 km/h and 8 km/h and oblique impact at 2.5 km/h are performed in order to study the maximum intrusion and the energy absorption capacity of the bumper beams. 2-mm thickness satisfied the performance requirements of the test. Yim et al. (Yim et al. 2009) optimized the cross-sectional dimensions of a steel bumper beam subjected to 5 km/h in order to minimize the weight without exceeding allowable intrusion constraint. They used response surface modeling (RSM) to reduce the computational time. The previous studies on bumper beam design considered central-frontal (Shin et al. 2008), offset frontal (Farkas et al,. 2012), pole (Luda et al., 2013; Patel et al., 2009) and corner (Sagar and Kamalakkannan, 2017) collisions. Different types of materials were selected: steel (Doruk, 2017; Simon and Beggs, 2010; Wang and Li, 2015), aluminum (Sagar and Kamalakkannan, 2017), carbon-fiber reinforced polymer (Wang and Li, 2015), and glass-fiber (Sun et al. , 2017). Some studies (Sagar and Kamalakkannan, 2017; Hosseinzadeh et al., 2005; Marzbanrad et al., 2009) compared the impact resistance of bumpers made of different materials. A number of researchers (Duponcheele and Tilley, 1998; Farkas et al., 2010, 2012; Luda et al., 2013) optimized bumper beam under low-velocity impact conditions. However, the previous studies mainly concentrated on size and thickness optimization except for a few topological (Duponcheele and Tilley, 1998; Patel et al., 2009) and shape (Farkas et al. 2010; Luda et al. 2013) optimization studies. Some other researchers used cross-sectional dimensions (Tanlak at al, 2015) as optimization variables. As performance criteria for bumper beams subjected to low-velocity impact, they used the maximum intrusion (Deb et al. 2006; Kim et al, 2015; Li et al. 2018; Wang et al., 2018; Wang and Li, 2015) energy absorption (Sun et al., 2017) and peak impact force (Belingardi et al., 2013; Luda et al., 2013).

2. PROBLEM STATEMENT

The collision scenarios considered in the design of vehicles are frontal impact, rear impact, side impact, and roof impact. As shown in Figure 2 there are three different frontal collision scenarios. Among these scenarios, full-frontal impact is selected in this study and the bumper beam is designed for this loading condition.
There are a number of standards for low-velocity collision tests. Among them, the low-velocity impact standard of the Insurance Institute for Highway Safety (IIHS)) (Insurance Institute for Higway Safety 2006) is selected. The response of the bumper is simulated considering the impact conditions in the standard and the requirements for bumper beams in this standard are taken as the quality requirements for the design of the bumper beam. The rigid obstacle made of A-36 hot rolled steel is used in this standard.
The IIHS impact test is a tool to determine the damage and the energy dissipation capacity of the vehicles' parts in various speeds. In all standards, there are some limitations and regulations for various speeds. IIHS and all the organizations encourage the automotive manufacturers to obey these limitations to ensure safety and limited damage. According to the IIHS low-velocity full-frontal impact test, the test conditions are as follows

- The height of the installed barrier from the ground to the lower edge is 457 mm.
- The impact velocity is 10 km/h.

- The barrier height is 200 mm.
- The radius of the rigid barrier is 3404 mm.

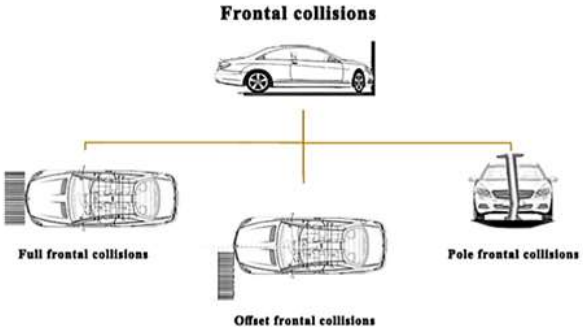


Figure 2. Types of frontal impact (Adopted from URL1, 2011)

According to the low-velocity collision test standards (Hosseinzadeh et al. 2005; Marzbanrad et al. 2009; Shin et al. 2008), tested vehicles should not suffer any serious damage. As shown in Figure 3, the deflection of front bumper beam should be limited in order to avoid damage to front parts behind the bumper beam.

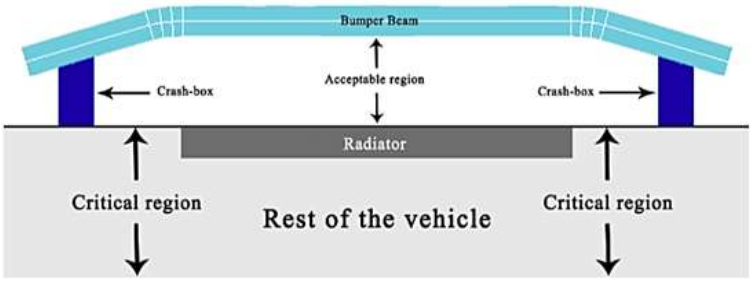


Figure 3. The acceptable region beyond which bumper beam should not deflect.

3. NUMERICAL SIMULATION

An FE model is developed in ANSYS LS-DYNA to simulate the behavior of the bumper beam during the crash. In order to obtain accurate results with reasonable computational effort, a suitable element type should be chosen. As the bumper beam thickness is much smaller than the lateral dimensions, shell elements are selected to model the structural response of the bumper beam. Besides, by using shell elements, the computational cost is reduced compared to solid elements. Shell 163 element, which is a 3D explicit thin structural 4-node element with both bending and membrane capabilities, is selected. After defining the material and element type, the bumper beam geometry is created parametrically in order to use it in optimization stage. The cross-sectional profile of the bumper beam is created using spline curves passing through movable key-points. The geometry of the beam is symmetric about X-Y and X-Z planes. Accordingly, the key points are positioned symmetrically. The areas of the geometry are created by extruding the lines defining the cross-sectional profile through drag lines (Figure 4).

After the areas are created, finite element meshes are generated using shell 163. The barrier is also created using Shell 163 element. Figure 5 shows the rigid wall and bumper structure. Energy absorbing capacity of the soft parts like fascia and energy absorber is assumed to be negligible in low-velocity collisions. While bumper beams are subjected to transverse loads, crash boxes are mainly subjected to axial loads. As a result, deformation is much larger in bumper beam compared to crash boxes in low-velocity impacts. As one study (Tanlak et al., 2015) indicated the bumper beam underwent significant plastic deformation while deformation in the crash boxes mainly remained elastic in a velocities under 10 km/h. For these reasons, in this study, the whole impact energy is assumed to be absorbed by the bumper beam in low- velocity collisions. Neglecting the effect of other parts in absorbing the impact energy is a conservative assumption in bumper beam design, because the bumper beam will absorb less energy in collision tests and suffer less deformation compared to simulation results. The rest of the vehicle including crash boxes is modelled as mass points attached to the bumper beam. The element used for mass points is mass 166. This is a point element that has three translational degrees of freedom with concentrated mass components in the element coordinate directions. In this study, the whole mass of the vehicle is taken as 1100 kg in accordance with the standard test conditions; accordingly, 550 kg mass is defined for each of the two nodal points.

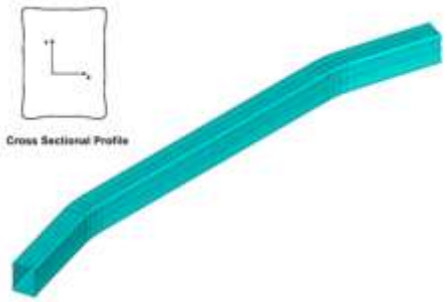


Figure 4. The cross-sectional profile and area of bumper beam.

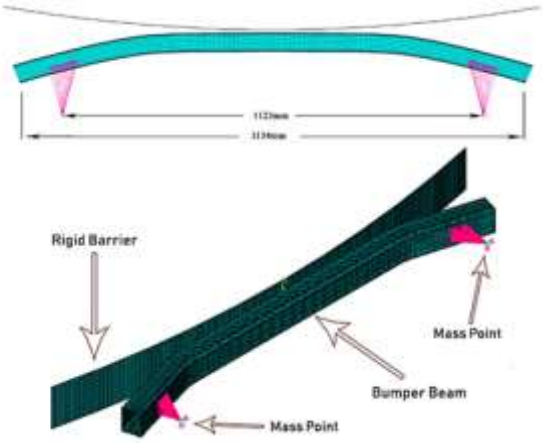


Figure 5. The lumped model of bumper beam

In the FE model, the barrier is rigid with all degrees of freedom constrained at each node. The bumper beam moves at an initial speed of 2.78 m/s (10 km/h) and hits the barrier with this speed. The mass points are constrained in all degrees of freedom except translational movement in the x direction. The contact between the barrier (rigid wall) and the bumper beam is defined as automatic surface-to-surface. Accordingly, contact and target surfaces are defined as nodal components. Also, there is another contact defined for the bumper beam known as self-contact (single surface contact) where both contacts are penalty based with a friction coefficient of 0.2.

In low-velocity impact, it is required to evaluate the plastic behavior of the part so plastic kinematic model selected as a constitutive material model with only kinematic hardening (Canonsburg, 2009). This elastoplastic model shows the stress-strain behavior of the material via a bilinear model, which is dependent on strain rate, having its basis on Cowper-Symonds constitutive model (Cowper and Symonds, 1953), within which elastic modulus E outlines the slope up to the initial yield point. In this material model, yield strength S_y is calculated using Equation 1 as

$$S_y = S_0 \left[1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{C}\right)^{\frac{1}{P}}\right] \quad \textbf{(1)}$$

where, S_0 denotes the initial yield stress, $\dot{\varepsilon}$ signifies the strain rate, and C and P represent the Cowper-Symonds strain rate parameters. Additionally, the tangent slope of the stress-strain curve after the elastic portion stands for the strain hardening behavior as tangent modulus, E_{tan}. Consequently, this constitutive model requires six parameters to be characterized. These six parameters, as mentioned above, are the modulus of elasticity E, the initial yield stress S_0, the tangent modulus E_{tan}, the Cowper-Symonds parameters C and P and the Poisson's ratio.

According to the low-velocity impact standards, the bumper beam may undergo plastic deformation, but it should not be extensive. Nonlinear kinematic hardening material model is defined for 1018 Steel and Aluminum A6061-T6 as alternative materials for the bumper beam. Their material properties are given in Table 1.

Table 1. Material properties of A6061-T6 aluminum (Abotula and Chalivendra 2010) and 1018 steel (Cowper and Symonds, 1953)

Parameters	Values	Units
Elastic Modulus, E	70e9	Pa
Poisson's Ratio, v	0.33	-
Density	2700	Kg/m^3
Yield Stress	252e6	Pa
Tangent Modulus	600e6	Pa
C(Cowper-Symonds strain rate parameters)	25000	S^{-1}
P (Cowper-Symonds strain rate parameters)	0.95	-
Failure Strain	0.17	-

Parameters	Values	Units
Elastic Modulus, E	210e3	Pa
Poisson's Ratio, v	0.27	-
Density	7800	Kg/m^3
Yield Stress	370e6	Pa
Tangent Modulus	763e6	Pa
C(Cowper-Symonds strain rate parameters)	40	S^{-1}
P (Cowper-Symonds strain rate parameters)	5	-
Failure Strain	0.27	-

Finite element method is an approximate solution technique, so it should be ensured that the resulting errors are less than an acceptable limit. In the absence of experimental data, one of the ways to ensure that the results have acceptable accuracy is mesh-convergence analysis. Additionally, the deflection and energy absorption capacity are compared with Tanlak's results (Tanlak 2014). There is a close correlation between the results.

4. Optimization

As a requirement of IIHS, the bumper beam must prevent damage to the expensive parts of the vehicle at the front. Besides, the weight of the bumper beam is also important in reducing fuel consumption. For this reason, a multi-objective function is adopted, which includes both intrusion and weight of the bumper beam. As shown in Figure 6, the intrusion is defined as the change in the distance between the middle point at the rear of the bumper beam and the mass points and calculated using Equation 2.

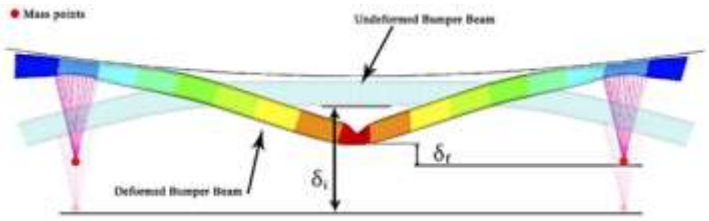


Figure 6. The contact and target nodal components.

$$I = \delta_i - \delta_f \tag{2}$$

where, δ_i and δ_f are the initial and last distance between the mass points and the back of the bumper beam. Accordingly, the objective is formulated as

$$F_{obj} = c_1 \frac{W}{W_0} + c_2 \frac{I}{I_0} \tag{3}$$

where W and I are the weight and the maximum intrusion of the current configuration generated by the search algorithm, respectively. W_0 and I_0 are the weight and the maximum intrusion of a beam with rectangular cross-section. Because these two variables have different units, they are normalized. c_i are constant weight parameters. The optimization procedure minimizes both weight and intrusion. By choosing different values for c_i, one may give more importance to one of the terms. The weight is calculated using the following equation

$$W = \rho\, g\, t_s\, A_b \tag{4}$$

where, ρ is the density of the material $(\mathrm{kg/m^3})$, g is the gravitational acceleration, t_s is the thickness of the bumper beam and A_b is the cross-sectional area of the bumper beam.

Considering that the metal bumper beam is manufactured by a process like extrusion, the shape of the cross-section is not varied along its length. The curvature of the bumper beam, despite its effect on intrusion, is not considered in this study. Only the cross-sectional shape of the bumper beam is optimized. As shown in Figure 7, the cross-section of the bumper beam is defined using spline curves passing through key points KP_i. Accordingly, the coordinates of the moving key points are taken as optimization variables. Figure 7 shows a dome cross-section with seven optimization variables. The key point one (KP1) is restricted to move only in x-direction because of the symmetry about x-z plane; where, other six points are free to move in both x and y directions. The points are allowed to move in a predefined region called search domain. When the coordinates of the key points are changed, a new shape is generated. The key points in the symmetric part of the cross-section have the same coordinates as their counterparts. The optimum shape for the bumper beam is obtained by determining the optimum positions of the key points via the optimization process, which is described in detail in the reference (Dadashzadeh 2018). Only the front part of the cross-section is optimized, because the back end of the bumper beam is attached to the rest of the vehicle through crash-boxes and those parts have specific designs. Moreover, the thickness of the wall is not considered as an optimization variable, but optimum shapes are obtained for different thicknesses to achieve desired weight reduction.

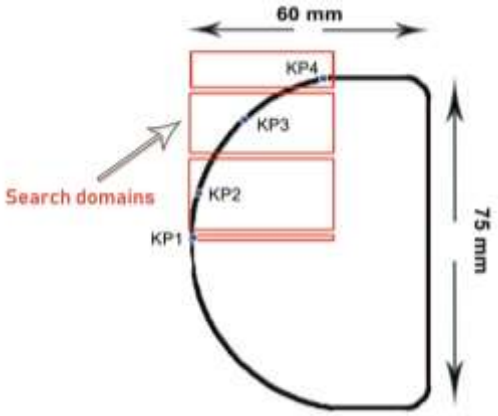


Figure 7. Search regions of the moving key-points.

5. RESULTS AND DISCUSSIONS

The optimum shapes are obtained by applying modified simulated annealing (MSA) algorithm. This algorithm can find the globally optimum or a near global optimum design without long computational times. To find the best shape of the bumper beam, the relative weights of the terms in the objective function are selected as c_1=1 and c_2=5 in Equation 3, which means that the importance of the intrusion term (c_2) is five times more than that of weight (c_1). As shown in Figure 8, there are three benchmark shapes. The figure also shows the optimum shapes obtained for steel and aluminum.

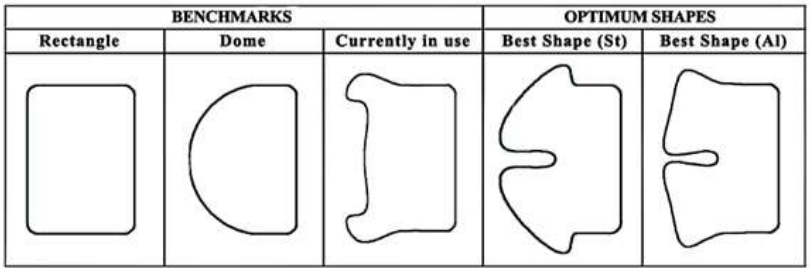


Figure 8. The benchmark and optimum shapes.

The main purpose of finding an optimum shape of bumper beams is to increase their performance and reduce damage to the expensive parts in front of vehicle such as radiator and motor. According to literature, there is no limitation and regulation for the allowable deflection. Hence, a comparing parameter like intrusion is defined to allow the bumper beam to deflect in an acceptable region. In order to be able to compare the bumper beams with a different mass, the intrusion-mass ratio (RIM) is defined as

$$RIM = \frac{I}{m} \quad (5)$$

where *m* is mass of the bumper beam and *I* is the intrusion. As shown in Figure 9, the optimum shape for steel is much more effective than the benchmark shapes in terms of *RIM*. Its intrusion is 44.56 mm lower than that of the best benchmark shape having the same thickness. The intrusions of the bumper beams with the same mass are compared in Figure 10. The results show that, the intrusion of the best-shaped steel beam (54.86 mm) is 28.45 mm lower than that of the currently-in-use model (83.31mm). Hence by decreasing the thickness of the best shape model, the weight of the bumper beam will decrease without exceeding the limiting value of intrusion, which is 83.31 mm. Figure 11 shows the intrusion of various thicknesses of the best shape (St). By selecting the 1.9 mm thickness, the intrusion value will be 81.13 mm, which is better than that of the currently-in-use model. Therefore, the weight of the bumper beam is reduced by 25.28% in comparison to the currently-in-use model.

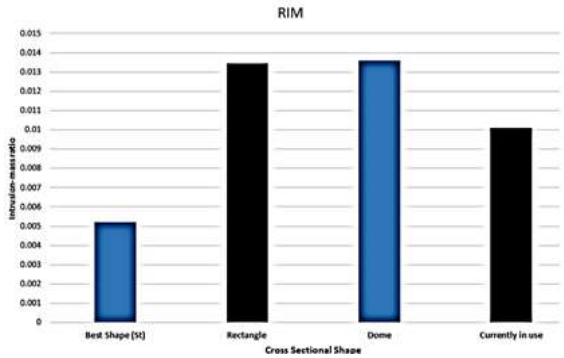


Figure 9. Intrusion-mass ratio of the steel bumper beams.

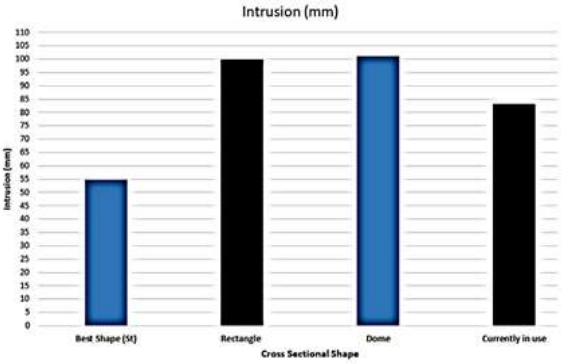


Figure 10. Intrusion of steel bumper beams having the same mass.

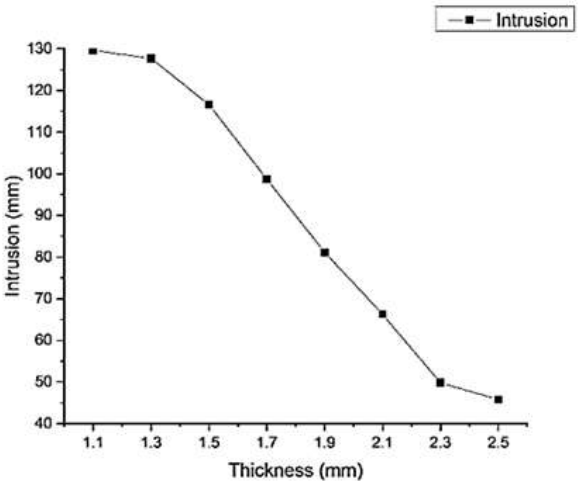


Figure 11. Intrusion of steel bumper beams for various thicknesses.

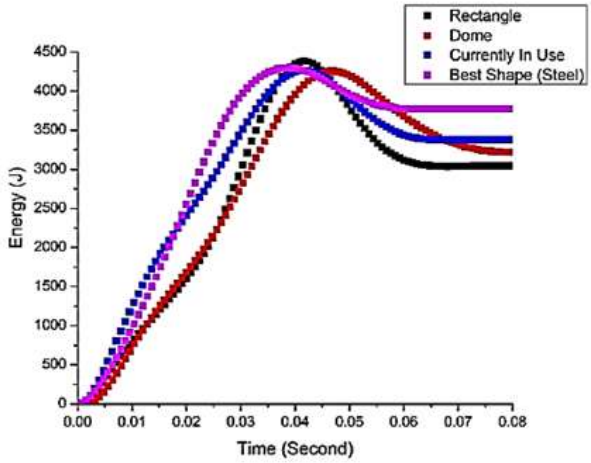


Figure 12. The energy absorption of the steel bumper.

Figure 12 shows the energy versus time curves of the total system. The total energy of the system, which is about 4.4e03 J is the same for all bumper beams having the same thicknesses. As the bumper beam hits the barrier, the kinetic energy of the bumper beam transforms into deformation energy, which leads to an increase in the absorbed energy of the bumper beam. As seen in Figure 12, the absorbed energy reaches its peak value at different times for different shapes with the same thickness due to the differences in their deformation behavior. The energy absorption capacity at time 8e-02 sec is about 3.7e3J for best shape. This is larger than that of the benchmark shapes due to a larger permanent plastic deformation. This means the energy absorbing capacity of the optimum shape is better than the others.

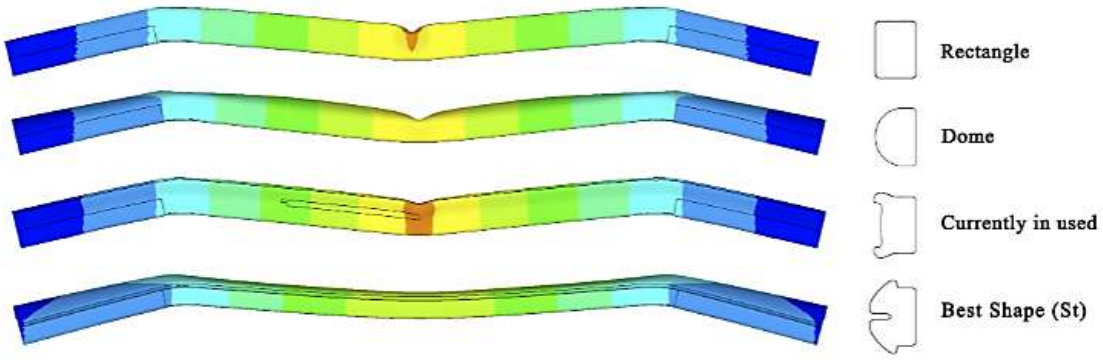


Figure 13. The presence of the plastic hinge in steel bumper beams having same thickness.

In full frontal impacts, the middle of the bumper beam, where the first contact occurs with the rigid barrier, is considered as a critical region. In this region, the largest bending moment occurs and a plastic hinge can develop. In beams like the rectangle and dome shaped cross-sections, which have lower flexural stiffness, once the bumper hits the rigid wall, a plastic hinge begins to develop. Therefore, occurrence of plastic hinge is partly related to the poor performance of the beams. As can be seen in Figure 13, the optimum steel beam does not suffer any plastic hinge and deformation is more uniformly distributed.

The bumper beam designed for low-velocity impact should also satisfy the high-velocity impact performance criteria. Peak transmitted force at high-velocity impacts is one of the parameters considered in vehicle design. The peak-transmitted force should be as low as possible to decrease the jerking effect felt by occupants during a crash so that neck injury can be avoided.

In this study, peak forces transmitted in a high-velocity impact are also compared. Impact velocity is 56 km/h as in EURO-NCAP standard tests. Figure 14 and Figure 15 show that the best shape has peak force about 200kN and 92kN in high and low velocity, respectively, which is the minimum value among all shapes. In both low and high-velocity collisions, the best shape shows a better performance regarding peak force.

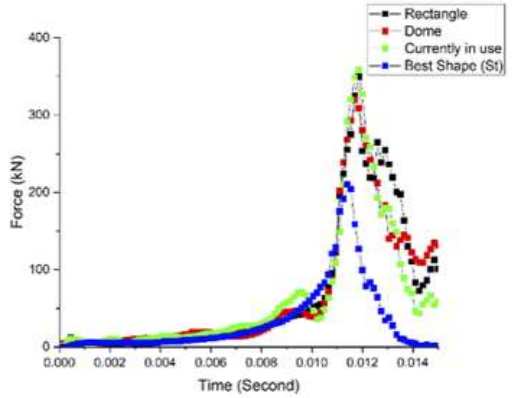


Figure 14. The peak-transmitted force at high-velocity impact velocity for the same weight situations.

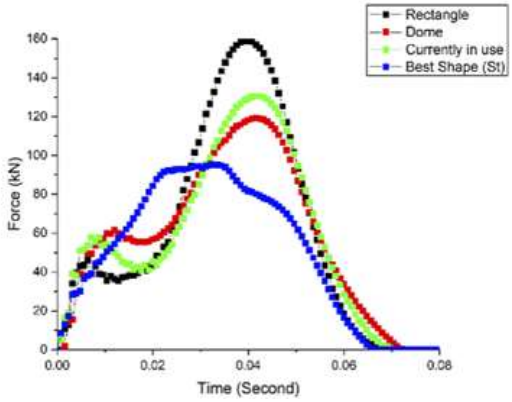


Figure 15. The peak transmitted force at low-velocity impact for the same weight situations.

The results show that the best shape obtained using steel material has better performance in case of intrusion, equivalent plastic strain, energy absorption capacity, and peak transmitted force in comparison with the benchmark shapes. Besides, the optimum shape is obtained for aluminum material. Since the benchmark, shapes show quite low performance, the optimum shape of aluminum is directly compared with steel having the same weight to see which one is better suited as bumper material. Figure 16 shows that the optimum steel shape of steel absorbs about 3.91e3 J energy, while, this value is 3.22e3 J for the optimum aluminum shape. Besides, as can be seen in Figure 17, the optimum steel shape shows a better performance in comparison to the optimum aluminum shape in the case of peak transmitted force, which is about 92 kN. Moreover, the optimum shape of aluminum has better intrusion than optimum shape of steel, where the value of intrusion for aluminum is about 45mm where steel has intrusion about 55mm.

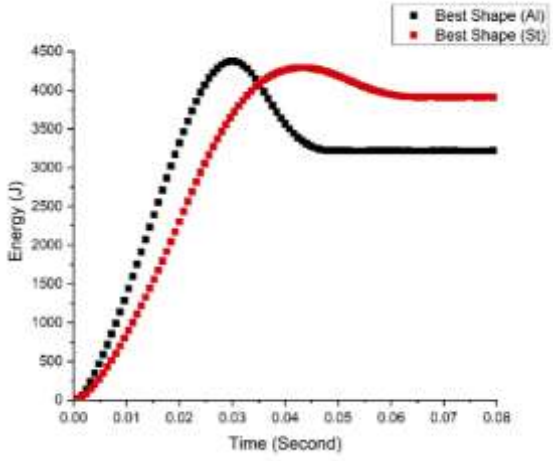


Figure 16. The energy absorption of the optimally shaped aluminum and steel beams with the same weight.

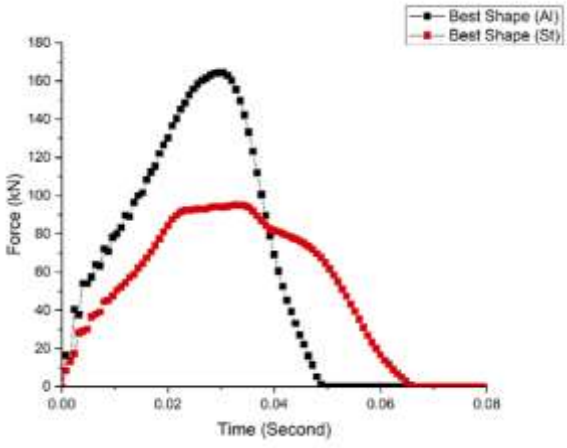


Figure 17. The peak transmitted force of the optimally shaped aluminum and steel beams with the same weight.

Optimum shape of steel, despite having good performance in case of peak transmitted force and energy, has intrusion higher than the optimum aluminum shape. Since, the optimum shape of steel successfully satisfied the limitation of the intrusion, and having cost lower than aluminum material, it is recommended to be used as a bumper beam material in this study.

6. Conclusions

This study focuses on improving the performance of a bumper beam by optimizing its cross-sectional shape. A standard low-velocity impact test, IIHS, is simulated to determine the response of the beam during impact. In the optimization procedure, the shape of the cross-section is defined by spline curves passing through key points. Some of the key points are allowed to move in a limited region called search domain. The coordinates of these key points are taken as optimization variables. The barrier size, contact radius, and the collision velocity are taken the same as the standards. The bumper beam is modeled as a deformable body; the rest of the vehicle parts are taken as rigid and their effects are taken into account by defining mass points. These mass points are rigidly coupled to the back end of the bumper beam. In order to reduce the computational time of optimization, explicit dynamic analysis is carried out with shell elements. Optimum shapes are obtained for two different materials, an aluminum and a steel. A number of benchmark shapes are selected for comparison, dome shaped and rectangular cross-sections, and a shape currently in use in a commercial car. The performances of the optimum shapes and the benchmark shapes are compared in terms of maximum intrusion, maximum plastic strain, peak-transmitted force, absorbed energy, weight, and cost.

Different optimal shapes are obtained for an aluminum alloy and a low-carbon steel. Therefore, optimization process should be repeated when another candidate material is considered. Optimal shapes are expected be different for different thicknesses; but within the scope of this study, optimal shapes for different thicknesses were not obtained.

The optimal shapes show significantly improved performance over the benchmark shapes in terms of all criteria. The maximum intrusion is at least 25 mm less than that of the benchmark shapes having the same weight. The maximum plastic strain is much lower; so the structural integrity of the bumper beams with optimal cross-sectional shape is expected to be preserved during a low velocity collision as opposed to the benchmark shapes. Because deformation is more uniform in optimal beams, a larger portion of the impact energy is absorbed. Peak transmitted forces under both low and high-velocity collisions are much lower.

Optimal aluminum bumper beam shows a better performance compared to the steel one having the same weight in terms of intrusion, but a lower performance in terms of absorbed energy. Considering that, the differences in performance are not significant and aluminum is much costly, low-carbon steel is a better alternative as a bumper beam material.

ACKNOWLEDGEMENTS

We would like to thank Farzad Seyyedrahmani for his help in the finite element modeling. This study is supported by Boğaziçi University Research Fund with grant number 14448.

REFERENCES

[1] Abotula, S., Chalivendra, V. 2010. “An Experimental and Numerical Investigation of the Static and Dynamic Constitutive Behaviour of Aluminium Alloys”. *J. of Strain Analysis for Eng. Design* 1(8):1-11.

[2] Sagar, P. S., Udha S., Kamalakkannan K.K. 2017. “Performance Enhancement of a Car Bumper Using Crash Analysis”. Int. J. Adv. Technol. Innov. Res. 9(06):769–72.

[3] Australian Transport Safety Bureau. 2004. “Road Safety in Australia: A Publication Commemorating World Health Day 2004”. 1–335.

[4] Belingardi, G., Beyene, A.T., Koricho, E.G.. 2013. “Geometrical Optimization of Bumper Beam Profile Made of Pultruded Composite by Numerical Simulation”. *Composite Structures* 102:217–25.

[5] Canonsburg, Technology Drive. 2009. *ANSYS LS-DYNA User’s Guide*. Vol. 15317.

[6] Cowper, G, Symonds, P., 1953. Stain-Hardening and Strain-Rate Effects in the Impact Loading of Cantilever Beams.

[7] Dadashzadeh, Sina. 2018. “Shape Optimization of Bumper Beam under Low-Velocity Impact.” Bogazici University, Mechanical Engineering Department, M.Sc. Thesis.

[8] Deb, A., A. Naravane, and E. C. Chirwa. 2006. “An Offset Rigid Barrier-Based Test: Equivalence to the Insurance Institute for Highway Safety Frontal Offset Impact Safety Test”. *International Journal of Crashworthiness* 11(4):281–90.

[9] Doruk, Emre. 2017. “Steel Processing Effects on Crash Performance of Vehicle Safety Related Applications”. 3:351–58.

[10] Duponcheele, G., Tilley, D. 1998. “Topological Optimization of a Bumper Beam via the Messy Genetic Algorithm”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* (212):133-43.

[11] Farkas, L., D. Moens, S. Donders, and D. Vandepitte. 2012. “Optimisation Study of a Vehicle Bumper Subsystem with Fuzzy Parameters”. *Mechanical Systems and Signal Processing* 32.

[12] Farkas, Laszlo, Cedric Canadas, Stijn Donders, Herman Van Der Auweraer, and Danny Schildermans. 2010. “Optimization Study of a Parametric Vehicle Bumper Subsystem under Multiple Load Cases”. Pp. 481–90 in *Recent Advances in Optimization and its Applications in Engineering*.

[13] Hosseinzadeh, R., Shokrieh M. M., Lessard L. B.. 2005. “Parametric Study of Automotive Composite Bumper Beams Subjected to Low-Velocity Impacts”. *Composite Structures* 68(4):419–27.

[14] Insurance Institute for Higway Safety. 2006. *IIHS Low-Speed Crash Test (Goals of the New Program)*. Vol. 3.

[15] Kim, D.H., Kim, H.G., Kim, H.S. 2015. “Design Optimization and Manufacture of Hybrid Glass/Carbon Fiber Reinforced Composite Bumper Beam for Automobile Vehicle”. *Composite Structures* 131.

[16] Li, M., Xia, Z., Shangguan W. 2018. “Analysis and Simulation of Low-Speed Collision of Car Front Bumpers”. *SAE Technical Paper2018-01-1460, 2018* 1–9.

[17] Luda, M. P., Brunella V., Guaratto D. 2013. “Characterisation of Used PP-Based Car Bumpers and Their Recycling Properties”. *ISRN Materials Science* 2013(March):12.

[18] Patel, N.M., Penninger C., Renaud, J.E. 2009. “Topology Synthesis of Extrusion-Based Nonlinear Transient Designs”. *Journal of Mechanical Design - Journal of MechanicalDesign, 131(6): 061003*.

[19] Marzbanrad, J., Alijanpour, M., Kiasat, M.S.. 2009. “Design and Analysis of an Automotive Bumper Beam in Low-Speed Frontal Crashes”. *Thin-Walled Structures* 47(8–9):902–11.

[20] Nasiruddin, S. M., Hambali A., Rosidah J., Widodo W.S., Ahmad M.N., 2017. “A Review of Energy Absorption of Automotive Bumper Beam”. *International Journal of Applied Engineering Research* 12(2):238–45.

[21] Norhidayah, M. H., Arep Ariff Hambali, Y. Mohd Yuhazri, M. Zolkarnain, Taufik, and H. Y. Saifuddin. 2014. “A Review of Current Development in Natural Fiber Composites in Automotive Applications”. *Applied Mechanics and Materials* 564(October):3–7.

[22] Sapuan, S. M., M. A. Maleque, M. Hameedullah, M. N. Suddin, and N. Ismail. 2005. “A Note on the Conceptual Design of Polymeric Composite Automotive Bumper System”. *Journal of Materials Processing Technology* 159(2):145–51.

[23] Shin, M-k, S-i Yi, O-t Kwon, and G-j Park. 2008. “Structural Optimization of the Automobile Frontal Structure for Pedestrian Protection and the Low-Speed Impact Test”. 222:2373–88.

[24] Simon, Peter and Peter Beggs. 2010. “A Numerical Performance Comparison of a Dual-Phase Steel and Aluminium Alloy Bumper Bar System”. *International Journal of Crashworthiness* 15(4):425–42.

[25] Sun, Guangyong, Tong Pang, Chenglong Xu, Gang Zheng, and Jie Song. 2017. “Energy Absorption Mechanics for Variable Thickness Thin-Walled Structures”. *Thin-Walled Structures* 118(April):214–28.

[26] Tanlak, N. 2014. “Shape Optimization Of Thin-Walled Tubes Under High-Velocity Axial And Transverse Impact Loadings”. Bogazici University.

[27] Tanlak, N., Sonmez, F.O., Senaltun, M. 2015. “Shape Optimization of Bumper Beams under High-Velocity Impact Loads”. *Engineering Structures* 95(October 2017):49–60.

[28] URL1: The-Blueprints.com. 2011. Evolution Graphics B.V.

[29] Wang, D., Zhang, S., Wang, C., Zhang, C. 2018. “Structure-Material-Performance Integration Lightweight Optimisation Design for Frontal Bumper System”. *International J. of Crashworthiness* 23(3):311–27.

[30] Wang, Tie and Yonggang Li. 2015. "Design and Analysis of Automotive Carbon Fiber Composite Bumper Beam Based on Finite Element Analysis". *Advances in Mechanical Engineering* 7(6):1–12.

[31] Yim, H.J., Kim, M.-S., Park J., Heo, S.-J., Park, D.K. 2009. "Shape Optimization of Bumper Beam Cross Section for Low Speed Crash". *Development* 7(724):2.

SAYISAL BENZETİM YÖNTEMİ YARDIMIYLA 7/16 UNF YUVARLAK KAYNAK SOMUNUNUN SOĞUK DÖVME YÖNTEMİYLE ÜRETİLEBİLİRLİĞİNİN İNCELENMESİ

Hatice SANDALLI, Fuat Can AĞARER, Serdar YAĞCI

[1,2,3] Norm Somun San. ve Tic. A.Ş., İzmir, TÜRKİYE
İletişim yazarı: hatice.sandalli@norm-fasteners.com.tr

ÖZET

Soğuk dövme bağlantı elemanları sektörü dahil olmak üzere bir çok sektörde tercih edilen, iş parçasının kalıp içerisinde sıkıştırılarak şekillendirilmesine dayalı bir metal şekillendirme yöntemidir. Soğuk dövme yöntemi, nihai ürün yüzey kalitesinin ve mekanik özelliklerinin diğer dövme yöntemlerine kıyasla daha iyi olması, seri üretime uygunluğu, şekillendirmenin oda sıcaklığında gerçekleştirilmesi, nihai ürün boyutlarının düşük tolerans aralıklarında elde edilebilmesi gibi avantajlarından dolayı birçok sektörde tercih edilmektedir. Bağlantı elemanlarının soğuk dövme yöntemiyle üretilmelerinin sayısal benzetim yöntemleri yardımıyla incelenmesi üretim esnasında final ürün formunu elde etmek ve düşük çevrimlerde kalıp hasarlarını önlemek amacıyla gerçekleştirilen deneme-yanılma sürecini minimuma indirgemektedir. Bu çalışmada 7/16 UNF yuvarlak kaynak somununun soğuk dövme yöntemiyle üretilebilirliği sayısal benzetim programları yardımıyla incelenmiştir. Şekillenme ve kalıp analizleri Simufact.forming programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçlarına göre, final ürün boyutlarının tolerans aralıklarında elde edilebileceği ve kalıplarda düşük çevrimlerde hasar ile karşılaşılmayacağı çıkarımlarında bulunulmuştur. Çalışma kapsamında aynı zamanda deneme üretimi gerçekleştirilerek, şekillenme ve kalıp analizlerinin sonuçları doğrulanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Bağlantı elemanları, soğuk dövme, sayısal benzetim yöntemleri, kalıp analizi

1. GİRİŞ

Soğuk dövme iş parçasının kalıp içerisinde sıkıştırılarak şekillendirilmesine dayalı bir metal şekillendirme yöntemidir. Bu yöntemde, iş parçası oda sıcaklığında şekillendirilir ve bunun için malzemenin plastik özelliklerinden faydalanır. Soğuk dövme yöntemi, nihai ürün yüzey kalitesinin ve mekanik özelliklerinin diğer dövme yöntemlerine kıyasla daha iyi olması, seri üretime uygunluğu, şekillendirmenin oda sıcaklığında gerçekleştirilmesi, nihai ürün boyutlarının düşük tolerans aralıklarında elde edilebilmesi gibi avantajlarından dolayı, bağlantı elemanlarının üretimi dahil olmak üzere bir çok sektörde tercih edilmektedir (Başdemir, Baygut, & Çulha, 2018).

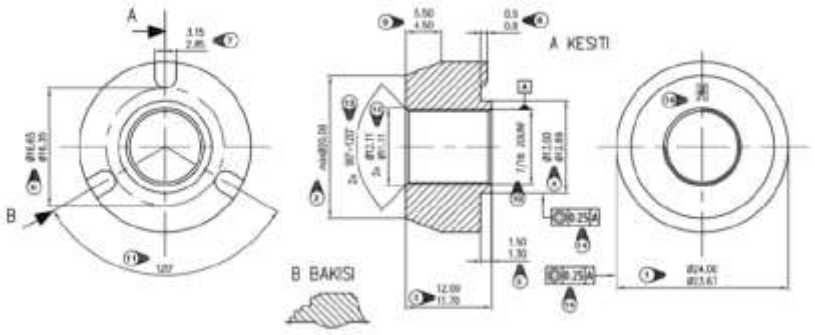
Sayısal benzetim programları, soğuk dövme ile metal şekillendirme proseslerinde son yıllarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Sayısal benzetim programları ile numune üretilmeden, bilgisayar ortamında şekillenme ve kalıp analizleri yapılarak üretimde karşılaşılabilecek hataların nedenleriyle birlikte önceden belirlenmesi ve bu hataların çözülebilmesi için tasarımın revize edilmesi sağlanabilmektedir. Bu programlar sayesinde, bağlantı elemanlarının üretiminde final ürün formunu elde etmek ve düşük çevrimlerde kalıp hasarlarını önlemek amacıyla gerçekleştirilen deneme-yanılma süreci minimuma indirgenmektedir (Hsia & Shih, 2015) (Önder, 2004) Literatürde bu konu üzerine pek çok çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalarda ürün üzerinde oluşan gerilme ve gerinim dağılımları, artık gerilmeler, sıcaklık dağılımları, aşınma gibi pek çok parametre incelenmektedir. Aynı zamanda literatürde kalıp ömürleri üzerine de çalışmalar bulunmaktadır. Hsia ve Chou'nun çalışmasında (Hsia & Chou, 2015) altı köşe somunun üretimi DEFORM programı aracılığıyla incelenmiştir. Bu çalışma ürünün şekillenmesi için gerekli olan dövme yükleri ve proses hakkında detaylı bilgi vermektedir. Yurtdaş ve diğerlerinin çalışmasında (Yurtdaş, Kılıçaslan, Kılınçdemir, Tanrıkulu, & Karahan, 2017) simufact.forming programı kullanılarak M10*1.25 flanşlı kaynak somununun şekillenmesi esnasında ortaya çıkan kalıp hasarının nedeni araştırılmıştır. Son istasyondaki yüksek dövme yükünden dolayı ortaya çıkan kalıp hasarları, tasarımın değiştirilmesiyle düzeltilmiştir. Sonuç olarak kalıp ömürlerinde %200 den fazla bir artış gözlemlenmiştir.

Bu çalışmada, otomotiv sektöründe kullanılan 7/16 UNF yuvarlak kaynak somununun ön seri üretiminde karşılaşılan çapak problemini çözebilmek amacıyla alternatif istasyon tasarımları geliştirilmiş ve ürünün herhangi bir kalite problemiyle karşılaşılmadan soğuk dövme yöntemiyle üretilebilirliği sayısal benzetim programları yardımıyla incelenmiştir. Çalışma kapsamında ilk olarak istasyon numuneleri modellenmiş ve bu modeller kullanılarak her bir istasyon kalıbı CATIA programı yardımıyla oluşturulmuştur. Modellerin oluşturulmasının ardından, sayısal benzetim

programı yardımıyla şekillenme ve kalıp analizleri gerçekleştirilmiştir. Çalışma kapsamında son olarak numune üretimi gerçekleştirilmiş ve simülasyon sonuçlarıyla deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır.

2. ŞEKİLLENME VE KALIP ANALİZLERİ

7/16 UNF yuvarlak kaynak somunu orta karbonlu çelik malzeme ile 300 ton dövme yükü kapasiteli bir soğuk dövme presi kullanarak şekillendirilmiştir. Ürünün ön seri üretiminde Şekil 2 de gösterildiği üzere çapak problemiyle karşılaşılmıştır. Çalışmada bu problemi çözebilmek için alternatif tasarımlar üzerinde çalışılmıştır. Üründe kalitesizliğe yol açabilecek herhangi bir şekillenme probleminin bulunmadığı ve nihai ürün boyutlarının teknik resimde belirtilen tolerans aralıklarında elde edildiği tasarımın detaylarına bu çalışmada yer verilmiştir. Nihai ürün formu beş istasyonda elde edilmiştir. İlk iki istasyonda iş parçası düzeltilmiş, üçüncü istasyonda iş parçasının boyu uzatılmış ve kaynak bünyeleri için hazırlık yapılmış, dördüncü istasyonda ürünün nihai boyutları elde edilmiş ve son istasyonda delme işlemi gerçekleştirilmiştir.

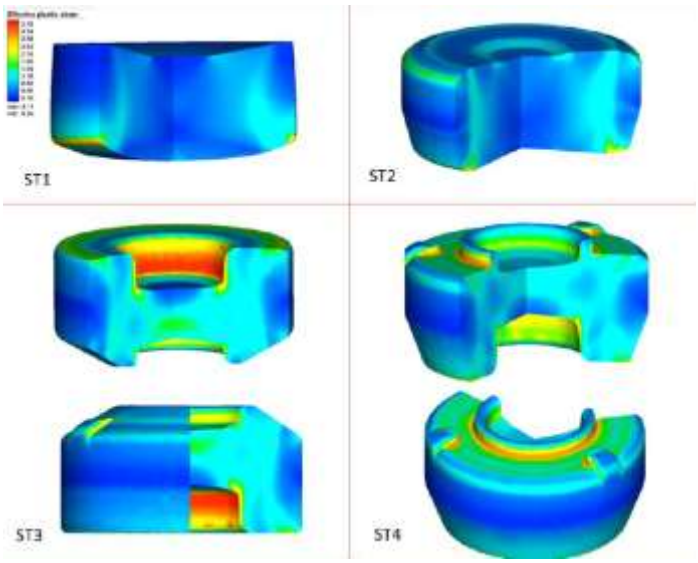


Şekil 1. Ürün teknik resmi

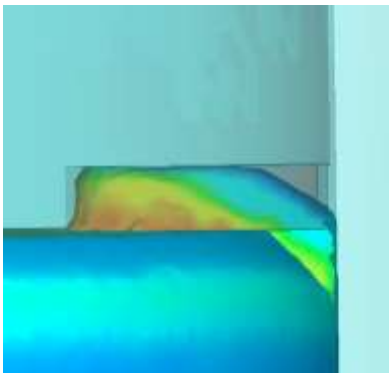


Şekil 2. Üretimde karşılaşılan çapak problemi

Analiz sonuçlarına göre üçüncü istasyon taban açısının final ürün formunda elde edilen kaynak bünyelerinin ve boğaz formunun yüksekliğini önemli ölçüde etkilediği gözlenmiştir. Aynı zamanda istasyonlarda oluşan malzeme akışları incelendiğinde, bu açının final üründe ortaya çıkan çapak oluşumu açısından da kritik olduğu belirlenmiştir. Tasarımda bu istasyonun taban açısının ölçüsü 20˚ den 30˚ ye çıkarılmış, böylelikle çapak problemi çözülebilmiştir. Simufact.forming programıyla, bilgisayar ortamında gerçekleştirilen şekillenme analizlerinden elde edilen istasyon numunelerinin görsellerine Şekil 3 de yer verilmiştir. Şekil 4 de ise son istasyonda kaynak bünyelerinin dolma durumu gösterilmiştir.

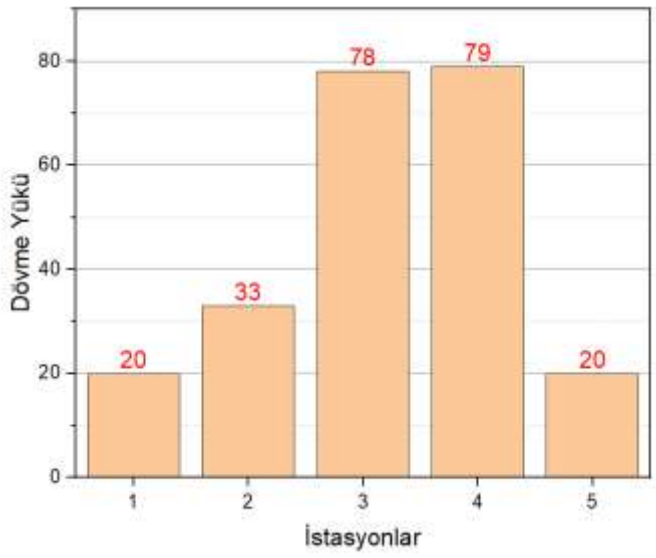


Şekil 3. Efektif plastik gerinim dağılımları



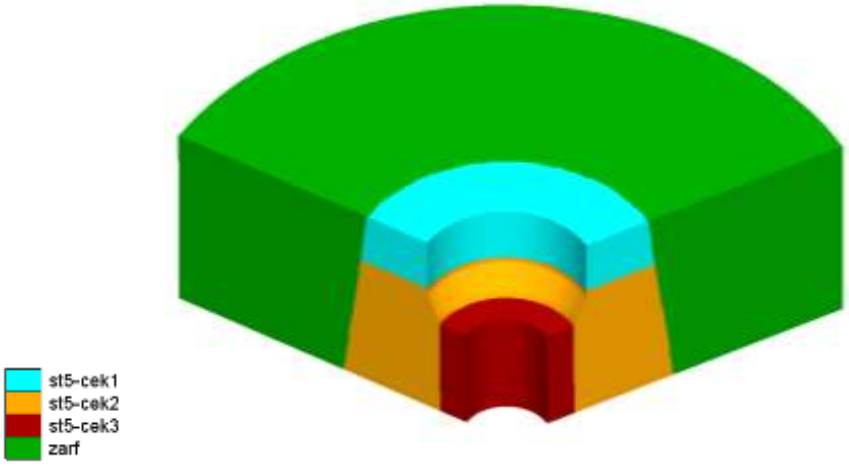
Şekil 4. Son istasyon kaynak bünyelerinin dolma durumu

Üründe kalite problemine yol açabilecek herhangi bir şekillenme kusuru bulunmayan ve final ürün boyutlarının istenilen tolerans aralıklarında elde edilebildiği tasarımın belirlenmesinin ardından, istasyonlarda oluşan dövme yükleri incelenmiştir. Dövme yüklerinin belirlenmesi ürünün üretimi için uygun soğuk dövme presinin seçilmesi açısından önemlidir. Analiz sonuçlarına göre ürünün şekillenmesi için 230 ton dövme yükü gerekmektedir. Bu değer ürünün üretiminin planlandığı 300 ton kapasiteli soğuk dövme presinin limitleri içerisindedir.



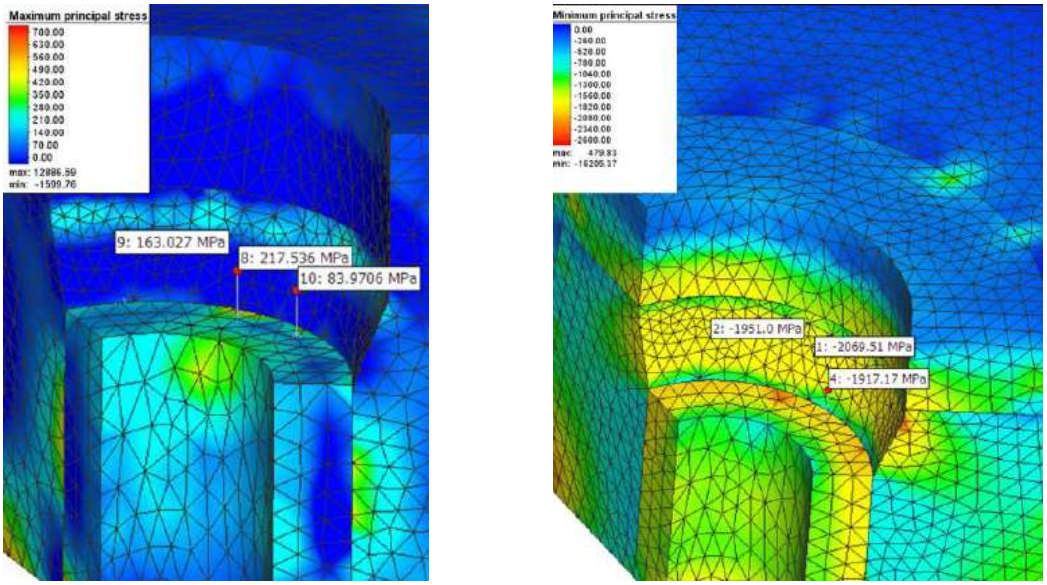
Şekil 5. Dövme yükleri

Üründeki kaynak bünyeleriyle boğaz formunun dördüncü istasyonda şekillendirilmesi ve şekillendirme için gereken dövme yükü göz önüne alınarak dördüncü istasyon için kalıp analizi gerçekleştirilmiştir. Kalıp çekirdeği oluşabilecek minimum ve maksimum asal gerilmeleri malzeme limitlerinin içerisinde tutmak amacıyla üç parça olarak modellenmiştir. Şekil 5 de kalıp modelinin görseline yer verilmiştir.



Şekil 6. Kalıp modeli

1 ve 2 numaralı cekirdek malzemesi olarak G55, 3 numaralı çekirdek malzemesi olarak ASP30 ve zarf malzemesi olarak H13 kullanılmıştır. Çekirdek ve zarf arasına %0,6 sıkı geçme oranı verilmiştir. Kalıp üzerinde oluşan minimum ve maksimum asal gerilmeler incelendiğinde gerilmelerin kalıp malzemelerin mekanik limitlerinin çok altında olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 7. Kalıpta oluşan maksimum ve minimum asal gerilmeler

Şekillenme analizi sonuçlarını doğrulamak amacıyla 10.000 adetlik üretim gerçekleştirilmiştir. Bu üretimden elde edilen ürünler incelendiğinde çapak probleminin çözüldüğü gözlemlenmiştir. Şekil 8 de elde edilen ürün görseline yer verilmiştir.



Şekil 8. Eski ve yeni tasarımla elde edilen ürünler

3. SONUÇLAR

Bu çalışmada 7/16 UNF kaynak somununun üretiminde karşılaşılan çapak probleminin önlenebilmesi için, ürünün şekillenmesi sayısal benzetim yöntemleri aracılığıyla incelenmiştir. Analizler simufact.forming programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. İstasyonlarda oluşan malzeme akışları incelendiğinde, üçüncü istasyon kalıbının taban açısının final üründe ortaya çıkan çapak oluşumu açısından kritik olduğu belirlenmiştir. Bu nedenle üçüncü istasyon kalıp tabanındaki açı 20˚ den 30˚ ye çıkarılarak, şekillenme analizleri tekrarlanmıştır. Tasarımda yapılan bu revizyonla birlikte, kaynak bünyelerinin ve boğazın yüksekliği tolerans aralığında elde edilmekle birlikte, çapak problemi de çözülmüştür. Çalışma da şekillenme analizlerine ek olarak, dördüncü istasyon için kalıp analizi de gerçekleştirilmiştir. Kalıp üzerinde oluşan gerilmelerin, kalıp malzemelerinin mekanik limitlerinin çok altında olduğu sonucuna varılmıştır. Şekillenme analizi sonuçlarını doğrulamak amacıyla 10.000 adetlik üretim gerçekleştirilmiştir. Bu üretim esnasında üründe çapak problemiyle karşılaşılmamıştır.

KAYNAKÇA

[1] Başdemir, V., Baygut, A., & Çulha, O. (2018). Soğuk Dövme Tekniği ile Bağlantı Elemanı Üretiminde Kullanılan Plastik Şekil Verme Teknolojileri. *İleri Teknoloji Bilimleri Dergisi*, 18-28.

[2] Hsia, S.-Y., & Chou, Y.-T. (2015). Fabrication Improvement of Cold Forging Hexagonal Nuts by Computational Analysis and Experiment Verification. *Mathematical Problems in Engineering*, 1-11.

[3] Hsia, S.-Y., & Shih, P.-Y. (2015). Wear Improvement of Tools in the Cold Forging Process for Long Hex Flange Nuts. *Materials*, 6640-6657.

[4] Önder, C. (2004). Analysis of Bolt Production by Metal Forming. *Middle East Technical University*. Mechanical Engineering Department: MSc Thesis.

[5] Yurtdaş, S., Kılıçaslan, C., Kılınçdemir, N. E., Tanrıkulu, B., & Karahan, B. (2017). Increasing Cold Forging Tool Lİfe of M10X1.25 Welding Flange Nut by Using Finite Element Simulation. *3. Uluslararası Demir Çelik Sempozyumu.* Karabük.

ARAÇ KABİNİ İÇERİSİNDE HAVANIN ÇIKIŞ KONUMUNUN ISIL KONFORA OLAN ETKİSİ

Bahadır Erman Yüce, Erhan Pulat

[1]Bitlis Eren Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bitlis, Türkiye
[2] Bursa Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bursa, Türkiye
[1] Sorumlu Yazar: Bahadır Erman YÜCE, beyuce@beu.edu.tr

ÖZET

İklimlendirme sistemleri, günümüzde araçlar için standart bir donanımdır. Gelişen teknoloji ile birlikte artan konfor ihtiyaçlarına karşılık verebilmek için uygun iklimlendirme sistemi tasarımı zorunlu hale gelmiştir. Estetik ve diğer konfor şartlarını sağlarken ısıl konforun gereksinimlerini karşılayabilmek ise önemli bir mühendislik problemidir. Bu çalışmada bu problem üzerinde durulmuş ve kabin içerisindeki hava çıkış bölgelerinin konumunun ısıl konfora olan etkisi nümerik olarak incelenmiştir. Bunun için SUV model bir aracın yaklaşık geometrik ölçüleri kullanılarak bir model oluşturulmuş, ardından ağdan bağımsızlık ve doğrulama çalışmaları yapılarak hedef simülasyonlar için hazırlıklar tamamlanmıştır. Validasyon çalışmaları sonucunda Standard k-ε türbülans modeli kullanılmak üzere seçilmiş ardından, Scalable duvar fonksiyonu ile birlikte kullanılmıştır. Çalışmada ANSYS Fluent yazılımı kullanılmıştır. Sürekli, iki boyutlu ve türbülanslı akış kabülü yapılmıştır. Havanın çıkış bölgeleri olarak üç farklı bölge belirlenmiştir. Yapılan simülasyonlar sonrasında sıcaklık, hız, PMV (Predicted Mean Vote), PPD (Predicted Percentage Dissatisfied) ve PD (Percent Dissatisfaction) dağılımları elde edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Isıl konfor, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Türbülans.

THE EFFECT OF AIR OUTLET POSITION ON THERMAL COMFORT IN THE VEHICLE CABINE

ABSTRACT

Air-conditioning systems are standard equipment in cars today. With the developing technology, air conditioning systems have become a must to provide the increasing comfort needs. Providing the requirements of thermal comfort while providing aesthetics and other comfort conditions is an important engineering problem. In this study, this problem is examined and the effect of the position of the air outlets in the cabin on thermal comfort is investigated numerically. For this purpose, a model was created by using the approximate geometric dimensions of an SUV model vehicle, and then the preparations for the target simulations were completed by doing the mesh independence and verification studies. As a result of the validation studies, the Standard k-ε turbulence model was chosen to be used and then used with the Scalable wall function. ANSYS Fluent software was used in the study. The flow is considered steady, two-dimensional, and turbulent. Three different regions are determined as the outlet regions of the air. After the simulations, temperature, velocity, PMV (Predicted Mean Vote), PPD (Predicted Percentage Dissatisfied), and PD (Percent Dissatisfaction) distributions were obtained.

Keywords: Thermal Comfort, Computational Fluid Dynamics, Turbulence.

1. GİRİŞ

Klimalar günümüzde araçlar için standart bir donanımdır. Klima sistemleri temel ısı transferi prensipleri üzerine çalışırlar. Araçlardaki klima sistemleri yoğuşturucu, kompresör ve buharlaştırıcı gibi temel bileşenlere sahiptirler. Bu bileşenler vasıtası ile klima sisteminde yüksek basınç bölgesi olarak adlandırılan iki farklı basınç seviyesi bulunmaktadır. Klima sisteminde bulunan kompresör, çoğunlukla gücünü mekanik olarak araç motorundan almaktadır. Bu sebeple klima sisteminin verimliliği aynı zamanda araç yakıt tüketimine doğrudan etki etmektedir. Uygun klima sisteminin tasarımı enerji tasarrufu açısından büyük önem arz etmektedir.

Klimalar ilk olarak 1933'te New York'ta araçlara monte edildi. Bu talebi oluşturan kitle çoğunlukla lüks otomobil sahiplerinden oluşmaktaydı. 1960'da Amerika Birleşik Devletleri'nde araçların %20'si klimalı hale geldi ve bu oran sıcak bölgelerde %80'e ulaştı. Dokuz sene sonar ise bu değerler %54'e çıktı (Nash, 1999) .

Araç içerisinde uygun termal konfor indislerine sahip ısıl bölgeler oluşturabilmek için kabin içerisinde sıcaklık ve hız dağılımlarının elde edilmesi oldukça önemlidir. Sıcaklık dağılımı kabin içerisinde elde edilen sıcaklık değerlerinin ne ölçüde homojen olduğunu ifade edebilmek adına da oldukça önemlidir. Üfleme menfezlerinden araca giren iklimlendirilmiş hava yolcular üzerindeki etkisi hem fiziksel hem psikolojiktir. Aynı termal ve fiziksel özelliklere sahip hava, kendisini ısınmış hisseden bir insanın üstünde hoş bir esinti gibi hissedilebilirken, üşüyen bir insanın üstünde ise rahatsız edici bir cereyan etkisi oluşturabilir (Parsons, 2003).

V. P. Adhikari ve ark. (2009) klimanın otomobillerde çok önemli bir bileşen olduğunu vurgulamıştır. Araç tasarımındaki son eğilimlerin, aracın görsel tasarımında cam kullanımının, yakıt tasarrufu kısıtlamalarının ve HVAC ünitelerinde çevre açısından güvenli soğutucuların kullanımının arttığını göstermiştir. Bu eğilimlerin HVAC ünitelerinin performansını doğrudan etkilediğini ve yolcular için uygun ısıl konforun şartlarını elde etmenin zorlaştırdığını ifade etmişlerdir. Dolayısıyla, daha verimli HVAC üniteleri tasarlamak için hesaplamalı akışkanlar dinamiği metodunu kullanmanın çok önemli olduğunun altını çizmişlerdir.

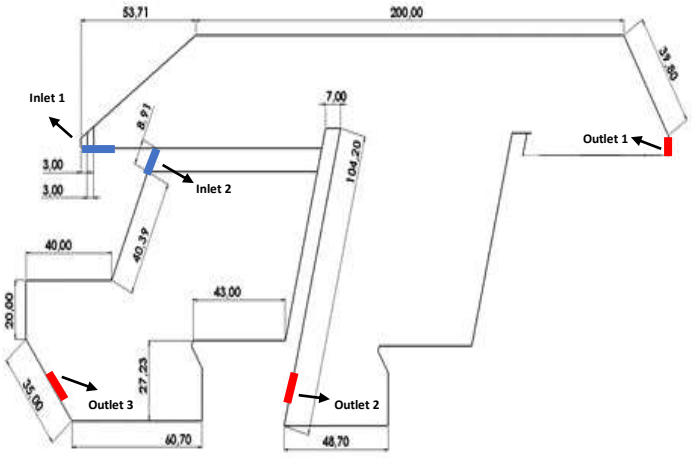
Patidar (2009) HAD yönteminin havalandırma çalışmalarında önemli bir araç olduğunu ve pek çok farklı alanda olduğu gibi havalandırma ve ısıl konfor çalışmalarında da ekonomik faydalar sağladığını ifade etmiştir. Çalışmasında, bu çalışmada olduğu gibi, SUV sınıfından bir araç üzerinde çalışmıştır. Nümerik çalışmalarla, ürün geliştirme sürecini ve maliyetleri azaltma amacı gütmüştür. ANSYS Fluent yazılımı ile nümerik olarak elde ettiği verileri deneysel verilerle kıyaslamış ve sonuçların oldukça tutarlı olduğunu ifade etmiştir.

M. Wang ve ark. (2014) araç kabini havalandırması üzerinde çalışmıştır. Geleneksel araç iklimlendirme sistemlerinin araçtaki yolcu sayısına bakılmaksızın tüm kabini uygun bir sıcaklık ve nem aralığı için şartlandırdığını belirtmişlerdir. Bireysel bazda soğutma konseptlerini araç üzerinde test ettikten sonra, koltuk, göğüs ve omuz hizasında soğutmanın çok etkili olduğunu ve diğer iklimlendirme yöntemleri ile kıyasladıklarında önemli bir dezavantaj oluşturmadığını ifade etmişlerdir.

Bu çalışmada hava çıkış menfezlerinin konumunun kabin içi hava hızı ve sıcaklığı dağılımına ve ısıl konfora olan etkisi incelenmiştir. Sürücünün ayak hizasında, ön koltuğun hemen arka kısmında ve aracın arkasında yer alan çıkış menfezleri için üç ayrı geometri modellenmiş ve sonuçlar kıyaslanmıştır.

2. MATERYAL VE METOD

2.1. Nümerik Yöntem



Şekil 1. Geometrik ölçüler ve sınır tanımlamaları

SUV model bir aracın yaklaşık ölçüleri bu çalışmada esas alınmıştır. Şekil 1'de kullanılan geometrinin ölçüleri cm cinsinden verilmiştir.

Bu çalışmada türbülanslı akış kabulü yapılmıştır. Türbülanslı akışlar için geliştirilmiş birden fazla model bulunmaktadır. Uygun modeli bulabilmek için farklı modellerle denemeler yapılmış ve elde edilen nümerik sonuçlar, deneysel çalışmalarla kıyaslanmıştır. Türbülanslı akış çalışmalarının bu zorluklarına rağmen çoğu türbülans modeli farklı uygulamalarda başarılı sonuçlar vermektedir (Çengel ve Cimbala, 2006). Günümüzde pek çok farklı ticari CFD yazılımı bulunmaktadır. Bu çalışmada ANSYS Fluent 19.3 kullanılmıştır. Yazılımda sonlu hacimler metodu kullanılmaktadır.

Zhai ve ark. (2006) havalandırma çalışmalarında pek çok farklı türbülans modeli üzerinde çalışmıştır. Yuce ve Pulat (2018) farklı ısı transferi mekanizmalarında elde ettikleri nümerik verileri literatürde deneysel verileri yer alan ve sıklıkla kullanılan bazı çalışmalarla kıyaslamışlardır. Standard k-ε modelinin tüm ısı transfer mekanizmalarında elde edilen sonuçlara göre en tutarlı model olduğunu ifade etmişlerdir. Bu çalışmalara bağlı olarak yapılacak çalışmada Standard k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Duvar fonksiyonu olarak ise Scalable duvar fonksiyonu kullanılmıştır. Böylelikle cidarda uygun y+ değerleri elde edilmiş ve zaman maliyeti de azaltılmıştır.

Hız bileşenleri aşağıda ifade edilmiştir;

$$u=\bar{u}+u' \qquad v=\bar{v}+v' \tag{1}$$

Hız bileşenlerini Navier-Stokes denklemlerine uyguladıktan sonra, Reynolds stress denklemleri aşağıdaki halini alır;

$$Q_x{}^R = -\frac{\partial}{\partial x}\left(\overline{\rho u'u'}\right) - \frac{\partial}{\partial y}\left(\overline{\rho u'v'}\right) \tag{2}$$

$$Q_y{}^R = -\frac{\partial}{\partial x}\left(\overline{\rho v'u'}\right) - \frac{\partial}{\partial y}\left(\overline{\rho v'v'}\right) \tag{3}$$

Türbülans viskozitesi ile ifade edilen Reynolds gerilmelisi aşağıdaki gibi gösterilir (Launder, 1974) ;

$$-\left(\overline{\rho u'v'}\right) = \mu_t \frac{\partial u}{\partial y} \tag{4}$$

İki boyutlu, sıkıştırılamaz ve sürekli rejimdeki bir akış için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıdaki gibi gösterilir;

Süreklilik;

$$\frac{\partial(\overline{\rho u})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{\rho v})}{\partial y} = 0 \tag{5}$$

x-momentum;

$$\left(\frac{\partial(\overline{\rho uu})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{\rho vu})}{\partial y}\right) = \frac{\partial \overline{P}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left((\mu+\mu_t)\frac{\partial \overline{u}}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left((\mu+\mu_t)\frac{\partial \overline{u}}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial \overline{u}}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial \overline{v}}{\partial x}\right) \tag{6}$$

y-momentum;

$$\left(\frac{\partial(\overline{\rho uv})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{\rho vv})}{\partial y}\right) = \rho.g - \frac{\partial \overline{P}}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left((\mu+\mu_t)\frac{\partial \overline{u}}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left((\mu+\mu_t)\frac{\partial \overline{v}}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial \overline{u}}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial \overline{v}}{\partial y}\right) \tag{7}$$

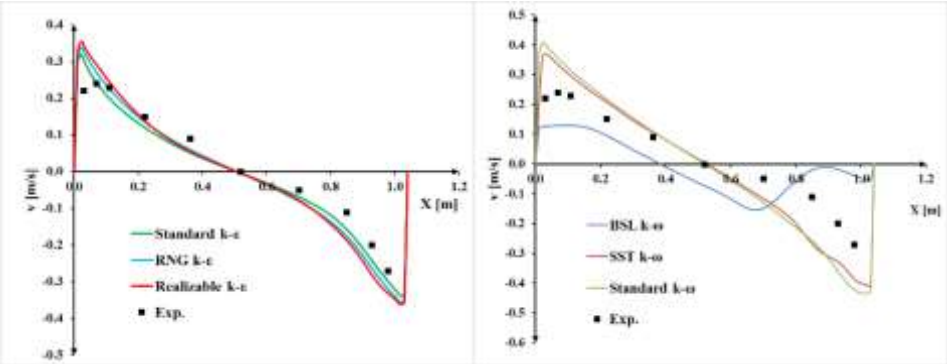
Enerji;

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\overline{\rho u}C_p\overline{T}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\overline{\rho v}C_p\overline{T}\right) = \frac{\partial}{\partial x}\left((k_i+k_t)\frac{\partial \overline{T}}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left((k_i+k_t)\frac{\partial \overline{T}}{\partial y}\right) \tag{8}$$

Türbülans viskozitesi;

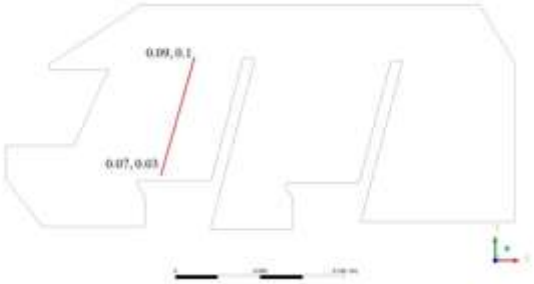
$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{9}$$

Yuce ve Pulat (2018), Blay ve arkadaşlarının (1992) yaptığı deneysel çalışmanın sonuçlarıyla kendi nümerik çalışmalarını kıyaslamışlardır. ε ve ω tabanlı RANS modellerinin deneysel verilerle olan kıyaslaması Şekil 2'de gösterilmiştir.



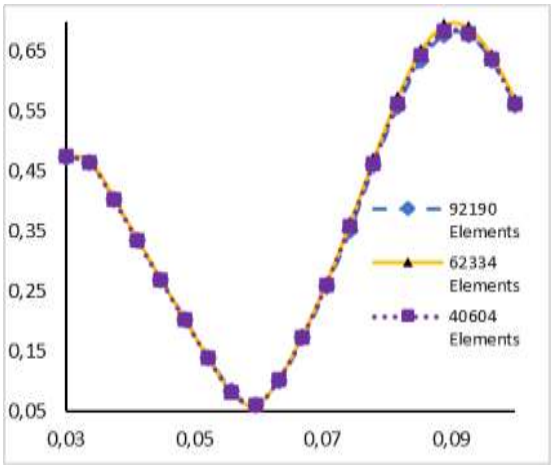
Şekil 2. Blay ve arkadaşlarının (1992) yaptığı deneysel çalışmanın Yüce ve Pulat'ın (2018) farklı türbülans modelleri ile yaptığı nümerik çalışma ile karşılaştırılması.

Çalışmanın eleman sayısına olan bağımlılığını ortadan kaldırmak için ağdan bağımsızlık çalışması yapılmıştır. Bunun için şekil 3'te gösterilen çizgi üzerinde üç farklı eleman sayısında (92190, 62334, 40604) çalışma yapılmıştır. Yapılan çalışma hava çıkışının aracın arkasında olduğu durum içindir.

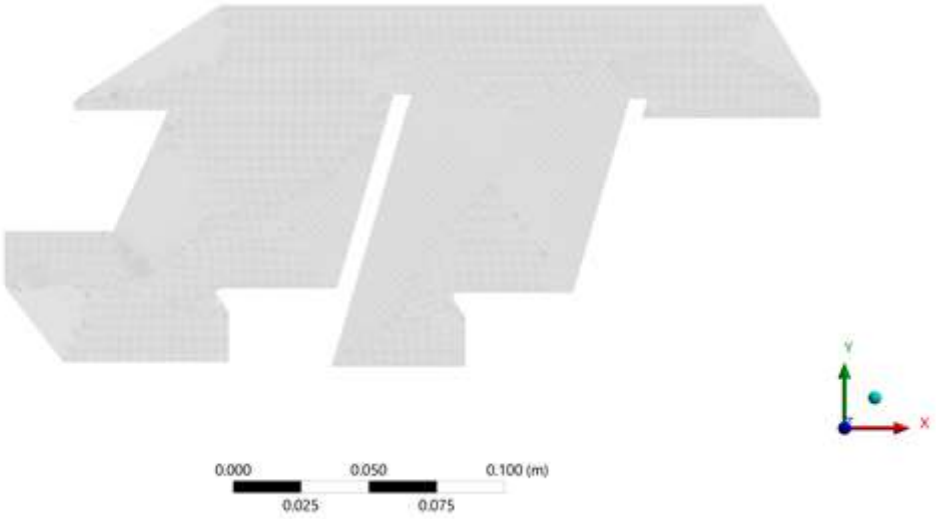


Şekil 3. Hız değerlerinin elde edildiği çizgi ve x-y koordinatları

Şekil 4'te farklı eleman sayılarında elde edilen hız profilleri birbirleri ile kıyaslanmıştır ve sonuçlara etki eden önemli bir fark görülmemiştir. Bu sebeple zaman maliyetini azaltmak için 40604 elemana sahip ağ çözüm için kullanılmıştır. Farklı çıkışların olduğu geometrilerde de bu geometriye benzer ağ stratejisi uygulanmış benzer eleman sayılarında işlemler yapılmıştır. Eleman tipi ağırlıklı olarak hexahedraldir. Ağdan bağımsızlık çalışmasına ek olarak Grid Convergency Index (GCI) metodu da uygulanmıştır. GCI hesaplama işlemleri için Celik ve ark. (1986) yapmış olduğu çalışmadan faydalanılmıştır. GCI12 92190 ve 62334, GCI23 ise 62334 ve 40604 eleman sayıları için hesaplanmıştır. GCI12 0.038 ve GCI23 0.045 hesaplanmıştır.



Şekil 4. Farklı eleman sayılarında elde edilen hız değerleri



Şekil 5. Ağ yapısı

Konsolda üflenen havanın x bileşeni 3,2 m/s, y bileşeni ise 0.47 m/s'dir. Üfleme sıcaklığı ise 27 °C'dir. Ön camın hemen altında yer alan üfleme menfezinde ise hızın sadece y bileşeni girilmiş olup hız değeri 0.47 m/s'dir.

2.2. Isıl Konfor

PMV, aynı çevreye maruz kalan büyük bir grup insanın konfor oylarının ortalama değerini tahmin eden bir endekstir. Bireysel oylar bu ortalama değerin etrafına dağılmıştır ve kendilerini rahatsız edici bir şekilde sıcak ya da soğuk hissedebilecek insanların sayısını tahmin edebilmek için kullanışlıdır. PMV, değerleri Tablo 1'de verilmiştir.

PPD, kendilerini aşırı sıcak ya da aşırı soğuk hisseden, termal olarak rahatsız insan yüzdesinin nicel bir tahminini yapan endekstir. Bu değere göre ısıl olarak konforsuz hisseden insanlar, Tablo 1'de verilen 7 noktalı ısıl algılama ölçeğinde sıcak, çok sıcak, soğuk veya çok soğuk oy verecek olanlardır (ISO 7730, 2005).

Tablo 1. Yedi noktalı ısıl konfor ölçeği

+3	Çok Sıcak
+2	Sıcak
+1	Ilık
0	Nötr
-1	Serin
-2	Soğuk
-3	Çok Soğuk

$$PMV = \left[0.303e^{-0.036M} + 0.028\right]\begin{Bmatrix} (M-W) \\ -3.96E^{-8} f_{cl}\left[(t_{cl}+273)^4 - (t_r+273)^4\right] \\ -f_{cl}h_c(t_{cl}-t_a) \\ -3.05\left[5.73-0.007(M-W)-p_a\right] \\ -0.42\left[(M-W)-58.15\right] \\ -0.0173M(5.87-p_a) \\ -0.0014M(34-t_a) \end{Bmatrix} \quad (10)$$

$$PPD = 100 - 95e^{\left[-\left(0.3353PMV^4 + 0.2170PMV^2\right)\right]} \quad (11)$$

$$f_{cl} = \begin{matrix} 1.0 + 0.2l_{cl} \\ 1.05 + 0.1l_{cl} \end{matrix} \quad (12)$$

$$R_{cl} = 0.155I_{cl} \quad (12)$$

$$h_c = 12.1\left(V\right)^{1/2} \quad (14)$$

Metabolizma hızı sürüş aktivitesi için 60 ile 115 W/m^2 arasında değişmektedir (ASHRAE Handbook, 2009). Literatürde yapılan çalışmalar göz önüne alındığında bu çalışmada metabolizma hızı aktivite 80 W/m^2 kabul edilmiştir (Alahmer ve ark, 2012) .

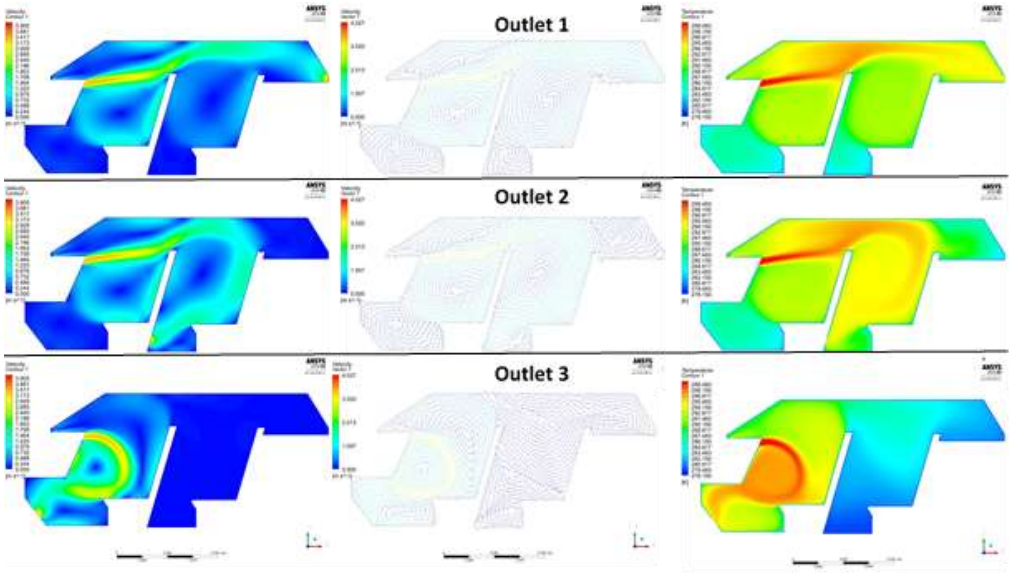
Fanger ve ark. (1989) türbülans şiddetinin cereyan hissine olan etkisini araştırmış ve türbülans şiddetinin cereyan üzerinde çok büyük bir etkisi olduğunu ifade etmişlerdir. Cereyan ifadesini Denklem 15'deki gibi açıklamışlardır:

$$PD = (34 - t_a)(V - 0.0)^{0.62}(0.37Tu + 3.14) \quad (15)$$

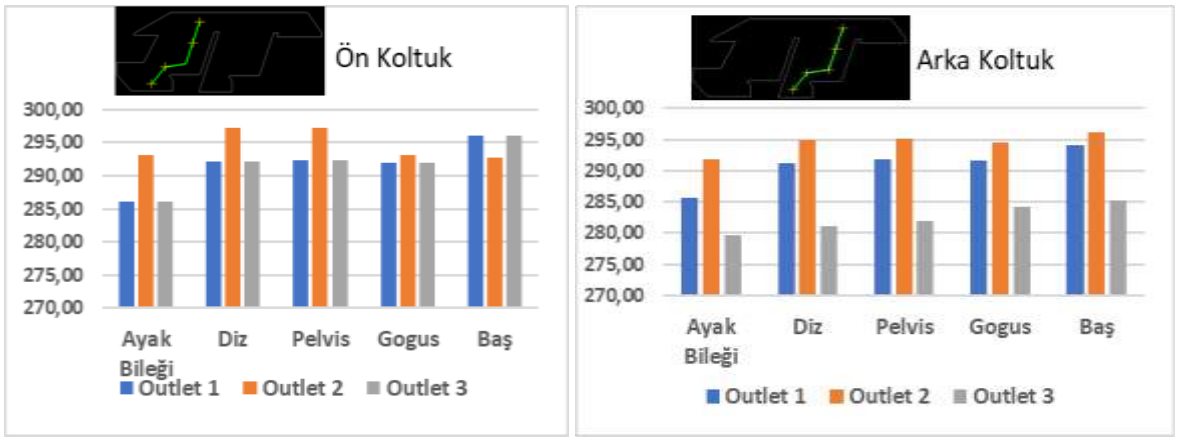
PPD, PMV ve PD değerleri ANSYS Fluent tarafından doğrudan çözülememektedir ve bu sebeple bu çözümlerin oluşturulabilmesi için ilgili yazılıma kullanıcı tanımlı fonksiyon (User Defined Functions-UDF) eklenmiştir.

3. SONUÇLAR

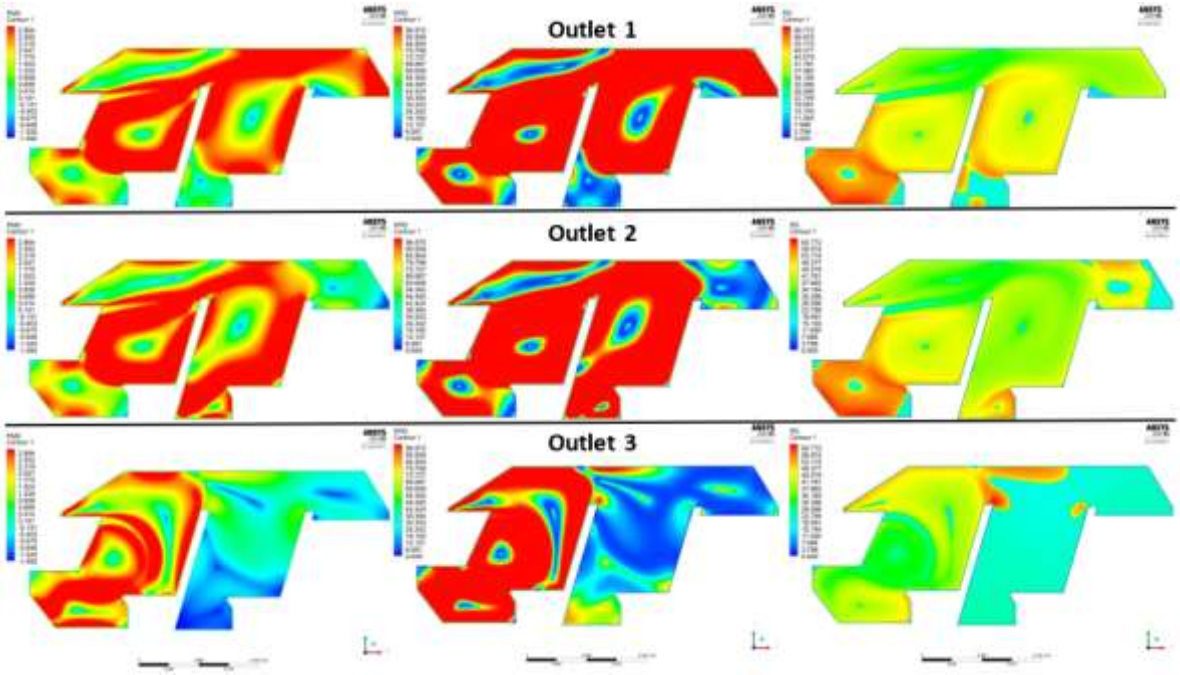
Şekil 6'da her bir geometri için hız ve sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Çıkışın arkada olduğu durum ile (Outlet 1), çıkışın ön koltuğun arkasında (Outlet2) olduğu durum arasında, sürücü koltuğu etrafında hız ve sıcaklık dağılımı yönünde benzerlik vardır. Çıkışın sürücünün ayak hizasında olduğu durumda (Outlet 3) üflenen hava çıkıştaki basınç farkının neden olduğu akış yapısı nedeni ile arka koltuğa ulaşamadan aracı terk etmektedir. Bu sebeple arka koltuk etrafında düşük sıcaklıklar oluşmaktadır fakat ön koltuk etrafında sıcaklık değerleri yükselmiştir. Araç kabininin arka kısmının en iyi ısındığı durum Outlet 2'de meydana gelmiştir. Oulet 1 ve Outlet 2'de ön koltuk etrafında neredeyse aynı sıcaklık dağılımı meydana gelmiştir. Outlet 3'te arka koltukta her bir vucut noktasına karşılık gelen sıcaklık diğer geometrilere göre daha düşüktür. En düşük sıcaklık Outlet 3'te, arka koltukta bulunan yolcunun ayak bileği etrafında meydana gelmiştir.



Şekil 6. Farklı çıkışlara sahip geometriler için hız dağılımı, vektör gösterimi ve sıcaklık dağılımları



Şekil 7. Farklı çıkışlar için ön ve arka koltukta vücut bölgeleri etrafındaki sıcaklıklar (K)



Şekil 8. Farklı çıkışlara sahip geometriler için PMV, PPD ve PD dağılımları



Şekil 9. Farklı çıkışlar için ön ve arka koltukta vücut bölgeleri etrafındaki PMV değerleri.

Şekil 8 ve Şekil 9 incelendiğinde hız ve sıcaklık dağılımlarında olduğu gibi Outlet 1 ve Outlet 2 geometrilerinde PMV değerleri ön koltuk etrafında birbirleri ile oldukça yakındır. Outlet 3 durumunda baş bölgesi sıcak jet akışının dışında kaldığı için ısınma etkisi içinde kalmamıştır ve bu bölgede PMV değerlerinde lokal bir düşüş söz konusu olmuştur. Ayak bileği ve baş bölgesi dışında tüm geometrilerde ısıl konfor ölçeğine göre "aşırı sıcak" durumu söz konusudur.

PPD değerleri incelendiğinde, Şekil 8'de görüldüğü gibi kabin içinde çoğu alan konforsuz olarak değerlendirilebilir. En konforlu bölge Outlet 3 geometrisinde arka koltuk etrafında oluşmuştur. Cereyan değerlerinde ise kabinde önemli bir rahatsızlık oluşturacak yüksek değerli bölgeler meydana gelmemiştir. Özellikle Outlet 3 geometrisinde arka koltuk etrafında cereyan değerleri sıfırdır. Outlet 1 ve Outlet 2'de ön sürücü ayak bilekleri etrafında düşük sıcaklıklar sebebiyle az da olsa rahatsız edici düzeyde yüksek cereyan değerleri oluşmuştur.

4. TARTIŞMA

Yapılan çalışma sonucunda görülmüştür ki araç kabinlerinde hava çıkışının yeri ısıl konfora önemli ölçüde etki etmektedir. İncelenen SUV tipi bir aracın geometrisinde çıkış yerinin konumu ön ve arka koltuktaki yolcular için farklı ısıl konfor parametrelerine sahip bölgeler oluşmasına sebep olmuştur. Kabinin tamamına etki edecek düzeyde homojen bir sıcaklık dağılımı elde etmek karmaşık bir mühendislik problemidir. Üfleme menfezinden çıkan sıcak hava jeti çıkışın konumundan önemli ölçüde etkilenmekte ve bu durum ısıl konfora yansımaktadır. Outlet 1 ve Outlet 2 geometrilerinde ön koltuk etrafında gerek sıcaklık dağılımı gerekse konfor indislerinin dağılımı aynı olmasına rağmen Outlet 3 geometrisinde bu dağılım önemli ölçüde farklıdır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin kabin içerisinde ısıl konforu elde etmek ve verimli bir klima sistemi kurmak için önemli bir araç olduğu görülmüştür.

REFERENCES

[1] Nash, G. D., (1999), "Federal Landscape: An Economic History of the Twentieth-Century West".

[2] Parsons, K., (2002), "Human Thermal Environments: The Effects of Hot, Moderate, and Cold Environments on Human Health, Comfort, and Performance", Third Edition (3rd ed.). CRC Press.

[3] Adhikari, V., Nassar, A., and Nagpurwala, Q., (2009), "Numerical Studies on the Effect of Cooling Vent Setting and Solar Radiation on Air Flow and Temperature Distribution in a Passenger Car," SAE Technical Paper 2009-28-0048.

[4] Patidar, A., (2009), "Simulation and Validation of Passenger Compartment Soaking and Cooling under Solar Load," SAE Technical Paper 2009-28-0050.

[5] Wang, M., Wolfe, E., Ghosh, D., Bozeman, J. et al., (2014), "Localized Cooling for Human Comfort," SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 7(2):755-768.

[6] Cengel, Y. A., Cimbala, J. M., (2017), "Fluid mechanics: Fundamentals and applications (4th ed.)", McGraw-Hill Education.

[7] Zhai, Z. (2006) 'Application of Computational Fluid Dynamics in Building Design: Aspects and Trends', Indoor and Built Environment, 15(4), 305–313..

[8] Yuce, B. E., Pulat, E., (2018), "Forced, natural and mixed convection benchmark studies for indoor thermal environments", International Communications in Heat and Mass Transfer, c. 92, 1–14.

[9] Launder, B. E., Spalding, D. B., (1974), "The numerical computation of turbulent flows", Comput. Methods Appl. Mech. Eng., c. 3, sayı 2, 269–289.

[10] Blay, D., Mergui, S., Niculae, C., (1992), "Confined turbulent mixed convection in the presence of horizontal buoyant wall jet", Fundamentals of Mixed Convection, 65–72.

[11] Celik, I. B., (1986), "Procedure for Estimation and Reporting of Discretization Error in CFD Applications", J. Fluids Eng.

[12] ISO, (2005), "ISO 7730: Ergonomics of the thermal environment Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria", Management, c. 3, 605–615.

[13] Ashrae Standard, "ASHRAE Handbook 2009 Fundamentals (SI Edition)", Ashrae Stand., 24–25, 2009.

[14] Alahmer, A., Abdelhamid, M., Omar, M., (2012), "Design for thermal sensation and comfort states in vehicles cabins", Appl. Therm. Eng., c. 36, sayı 1, 126–140.

[15] Fanger, P. O., Melikov, A. K., Hanzawa, H., Ring, J., (1989), "Turbulence and draft", ASHRAE J., c. 31, sayı 4.

OTONOM ARAÇLARDA MÜŞTERİ BEKLENTİLERİNİ KARŞILAYAN ÖN KOLTUK GELİŞTİRİLMESİ

Reyhan ÖZCAN BERBER[1], Recep KURT[1], Sertan TURAN[1], Enes BEKTAŞ[1], Varol KORKMAZ[1], Hüseyin DİNÇ[1], Tunay TUNA[1], Murat DAL[1], Koray ALTUN[2]

[1] Martur Fompak International, R&D Center, Bursa, Turkey
[2] Bursa Technical University, Industrial Engineering, Bursa, Turkey
[1] Corresponding Author: Reyhan ÖZCAN BERBER, reyhan.ozcan@marturfompak.com

ÖZET

Otomotiv trendleri ve OEM stratejileri, ileri ve tam otonom araçların hızla piyasaya gireceğini göstermektedir. Bununla birlikte müşteri ihtiyaçlarının değişeceği ve beklentilerinin artacağı öngörülmektedir. Özellikle kullanıcı ile sürekli temas halinde olan koltukların bu beklentileri karşılaması için farklı fonksiyonlar içermesi gerekecektir. Bu amaçla gerçekleştirilen çalışmada, ön koltuklar üzerinde değişen müşteri ihtiyaçlarını karşılayabilecek yeni tasarım fikirleri ortaya koyulmuş, QFD metodolojisi ile değerlendirilmiş, belirlenen fikirler doğrultusunda stil tasarım, CAD tasarım, sonlu elemanlar analizi ve test faaliyetleri gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda, müşteri beklentilerini karşılayan, tasarımı sonlu elemanlar analizi ve testler ile doğrulanmış otonom araç için ön koltuklar geliştirilmiştir.

Bu proje TÜBİTAK TEYDEB 1501 projesi kapsamında 3171072 proje kodu ile desteklenmiştir.

Anahtar kelimeler: Otonom araçlar, ön koltuk, QFD, fonksiyonellik, konfor, güvenlik, kişiselleştirme

DEVELOPMENT of FRONT SEAT for AUTONOMOUS VEHICLE in accordance with CUSTOMER EXPECTATIONS

ABSTRACT

Automotive trends and OEM strategies show that advanced and fully autonomous vehicles will enter the market quickly. In addition, it is predicted that customer needs will change and their expectations will increase. Especially since the seat is in contact with the user, it will need to include different functions to meet the expectations. In the study carried out for this purpose, new design ideas were found on the front seats to meet changing customer needs, were evaluated with the QFD methodology, style design, CAD design, finite element analysis and testing activities were carried out in line with the determined ideas. As a result of the study, the front seats have been developed for the autonomous vehicle, that meet customer expectations, confirmed by finite element analysis and tests.

Keywords: Autonomous vehicles, front seat, QFD, functionality, comfort, customization

1. GİRİŞ

Otonom araçlar, içerisinde bulundurdukları otomatik kontrol sistemleri sayesinde yolu, trafik akışını ve çevresini algılayarak sürücünün müdahalesi olmadan seyir halinde gidebilmektedir (URL1). Bu araçlar hedef istikametler arasında insan kontrolü olmadan seyahat edecek şekilde tasarlanmıştır. Kimi zaman "sürücüsüz araba", "kendi kendine giden araba", "otonom araba" veya "otonom araç" olarak da ifade edilir (URL 2).

ABD Otomotiv Mühendisleri Derneği, "Society of Automotive Engineers (SAE)" aracın "sürücüye bağımlılığı" kıstasını dikkate alarak "otonom sürüş" kavramını altı seviyede tanımlamaktadır. Seviye-3'e kadar halen sürücü sürüşe katkı sunmaktadır. Seviye-4 ve Seviye-5 "ileri otomasyon" ve "tam otomasyon" durumunu ifade etmekte, sürücüden bağımsız "otonom sürüş" seviyesini tanımlamaktadır (bkz. Tablo-1).

Otonom araçları klasik araçlardan farklı kılan en önemli özelliği; klasik araç sürücüsünün ihtiyacı olan, radyo kanalı değiştirme, cep telefonuyla konuşma, kısa mesaj gönderme/alma, araç içerisindeki diğer kişilerle konuşma ya da araç içinde başka bir işlemle meşgul olma gibi dikkatini dağıtan etmenlerin otonom araçta olmamasıdır (Yetim,2016). Kazaların %93'ü insan hatalarından kaynaklanmaktadır. Kazalardan dolayı dünyada her yıl 1.2 milyon insan hayatını kaybetmektedir. Klasik araçlar ile karşılaştırıldığında, otonom araçların trafik kazaları ile buna bağlı ölüm ve yaralanmaları azaltacağı tahmin edilmektedir (Maashoff, 2017).

Tablo 1. Otonom Sürüş Seviyeleri

	Otomasyon Durumu	Sürüşü Yapan	Sürücünün sürüşe katkısı	
Seviye 0	**Otomasyon yok**	Sürüş sürücü tarafından gerçekleştirilir.	Eller sürekli direksiyonda. Gözler açık.	
Seviye 1	**Sürücü Asistanı**	Sürüş görevinin çoğunluğunu sürücü gerçekleştirir.	Eller sürekli direksiyonda. Gözler açık.	
Seviye 2	**Kısmen Otomasyon**	Araç, sürüşe yardımcı olur.	Eller geçici direksiyonda. Gözler geçici kapalı.	
Seviye 3	**Koşullara Bağlı Otomasyon**	Bazı zamanlarda araç kendi gidebilir.	Eller serbest. Gözler kapalı.	
Seviye 4	**İleri Otomasyon**	Araç tam otonom olarak sürüş yapabilir.	Eller serbest. Bilinç kapalı.	
Seviye 5	**Tam Otomasyon**	Araç her koşulda kendi kendine gidebilir.	Eller serbest. Sürücü yok.	

Otonom araçlar, özelliklerini ayarlayabilen, kendi kendine öğrenebilme yeteneği sürekli gelişen, ihtiyaçlara göre yazılımını revize eden yani günümüz trendlerinden birisi olan kişiselleştirilebilen araçlardır (Yetim,2016).

Otonom araçlarla birlikte trafik sırasında zamanın sürüş dışı işler için kullanılabilmesi mümkün olacaktır (Maashoff, 2017). Araç kullanırken zamanını yolda "harcamak" zorunda kalan kişiler, otonom araçlar ile birlikte seyir esnasında zamanlarını daha verimli kullanabilecekler; örneğin seyir esnasında kitap okuyabilecek, işlerini takip edebileceklerdir.

Otonom Sürüşün Araç Koltukları Üzerine Etkisi

Klasik araçlardan çok daha fazla teknoloji içereceği bilinen ileri ve tam otonom araçların kokpitlerinin de farklı özelliklerle donatılacağını tahmin etmek zor değildir. Aracı sürmeye gerek kalmadığı için sürücüye gelen serbestlik ile birlikte beklentilerde artacaktır.

Önümüzdeki yıllarda, otonom araç teknolojisi otomotiv sanayinde artarak yerini alacaktır. Gelişmeler doğrultusunda koltuklar da dönüşüme uğrayacak ve farklı özelliklere sahip ürünlere ihtiyaç olacaktır. Ülkemizin en önemli ihracat sektörlerinden biri olan otomotiv sektörü için bu gelişmeleri takip etmek ve Ar-Ge ve Tasarım çalışmalarına bu doğrultuda yön vermek kaçınılmaz bir gerekliliktir.

Standart araçlarda yüksek önemi olan direksiyonu taşıyan ön panelin, otonom araçlarda kokpit içerisindeki önemini yitireceği düşünülmektedir (Maashoff, 2017). Araçta otururken insan vücudunun 1/4'ü koltukla temas etmektedir. Bu durum otonom araçların kokpitinde önemi daha da artacak parçalardan birinin koltuklar olacağını göstermektedir. Ayrıca artık sürücü bölgesi araç içerisindeki önemini yitirecek, tüm bölgeler en az sürücü bölgesi kadar önemli olacaktır. Seviye 4 ve 5 otonom araçlar için yeni koltuk yerleşimlerini kullanıcıların belirlemesi mümkün olabilecektir.

Reyber, 2'şer kişilik 9 grup ile yemek yeme, uyuma, sosyalleşme ve özel zaman geçirme gibi araç içi aktiviteler için koltuk yerleşim tercihleri üzerine anket yapmıştır. Araç içi aktivitelere izin verecek şekilde koltukların hareket etmesini mümkün kılan belirli patikaların olması kullanıcılar tarafından tercih edilmiştir. Kullanıcılar, uyurken, özel zaman geçirmek istediğinde ya da yemek yerken koltuklar arası maksimum uzaklık olmasını, sosyalleşme anında ise minimum uzaklık olmasını tercih etmiştir (Reyber, 2018). Jörlov, farklı bir anket çalışması ile ileri otonom araçlarda oturma pozisyonlarına ve aktivitelerine yönelik kullanıcı istekleri ve tutumları hakkında bilgiler elde etmiştir. BU ankete göre, araçta birden fazla yolcu varken, uzun sürüşler sırasında, koltuğun oturma odası pozisyonu olarak adlandırılan 90º-180º aralığında dönmesi tercih edilmektedir. Sadece daha kısa sürüşler sırasında, kullanıcılar öne dönük pozisyonunu korumayı, ancak koltuğun daha rahat bir konuma yatırılmasını tercih etmektedirler. Döndürülmüş ve yatık koltuklara sahip yeni oturma pozisyonları ilave güvenlik önlemleri gerektirecektir. Katılımcıların araç içerisindeki pozisyon değiştirme özgürlüğüne karşılık bu ekstra kısıtlamaları kabul edebilecekleri sonucuna varılmıştır (Jörlov, 2016).

Otonom araçlar için olası yeni koltuk konseptleri Şekil 1'de gösterilmektedir. Otonom araçlar için yeni konseptler, farklı koltuk pozisyonları dolayısıyla farklı güvenlik çözümleri, daha fazla elektronik kontrol ünitesi (ECU- Electronic Control Units) ve kişiselleştirilebilme talebi sebebiyle koltuk pozisyonlarının hafızaya alınması gibi yeni koltuk fonksiyonları içerecektir (Klapper,2018). Bu yeni fonksiyonlar incelenen müşteri ihtiyaçları ile çeşitlenmeye devam etmektedir.



Şekil 1. Otonom araçlarda yeni koltuk konseptleri

2. MATERYAL METOD

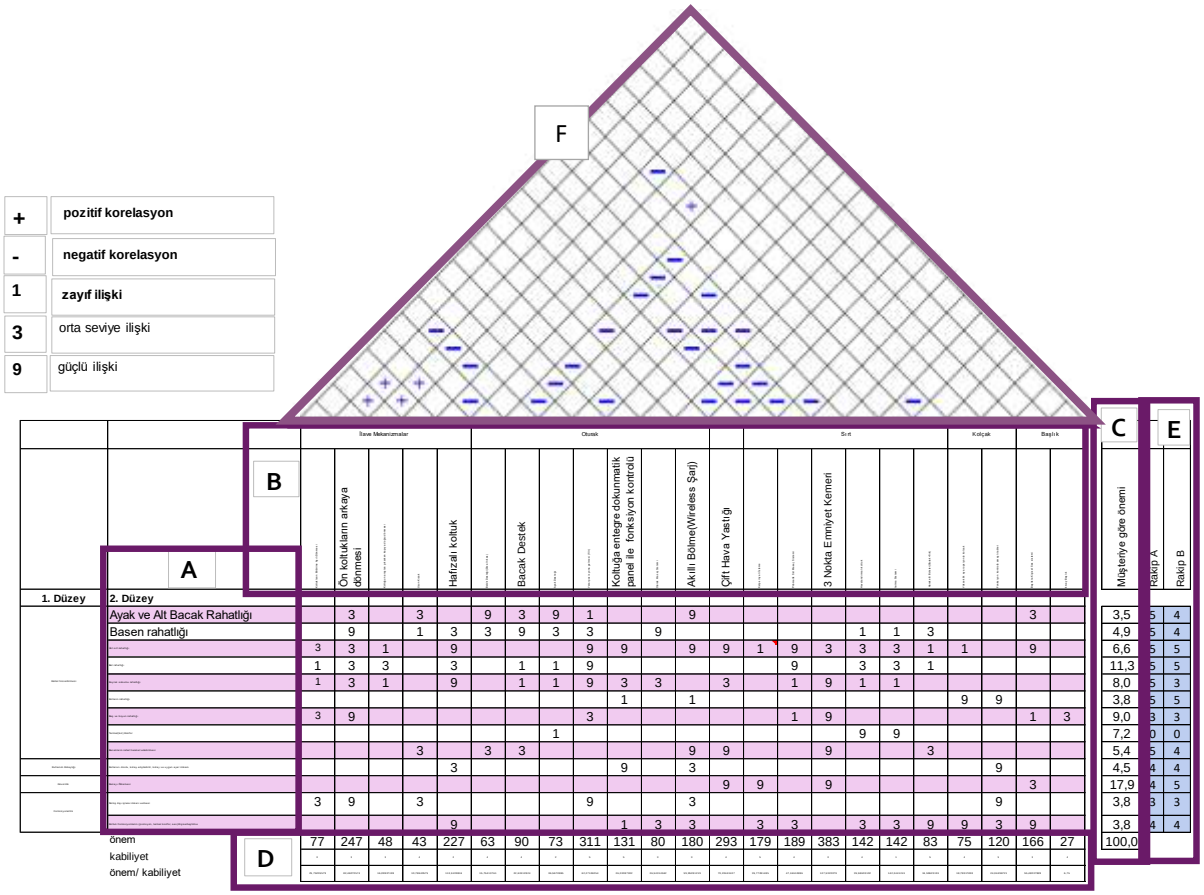
Otonom Araçlar İçin Ön Koltuk Tasarım Kriterlerinin Belirlenmesi ve Prototip İmalatı

Otonom araçlar için geliştirilecek koltukların birçok yeni fonksiyonu içerisinde bulundurması gerektiği yapılan araştırmalarda görülmüştür. Yapılan çalışmada yeni tasarım fikirleri, kalite fonksiyon göçerimi (QFD - Quality Function Deployment) metodolojisi kullanılarak değerlendirilmiştir. Şekil 2'de otonom araç ön koltuğu için oluşturulan "kalite evi" matrisi verilmiştir.

QFD dört aşamalı bir süreçtir. İlk aşama "kalite evi" olarak isimlendirilmektedir. Bu aşamada, müşteri beklentileri analiz edilmekte, sunulan ürün fonksiyonları ile eşleştirilmekte ve sonrasında rakip ürünler ile müşteri kıyaslamaları yapılarak "müşteriye sunulan değer (customer value)" açısından rekabet koşulları değerlendirilmektedir. Kalite evi bu analizler ile yeni konseptlerin ortaya çıkarılabilmesi hususunda sistematik bir araç olarak kullanılmaktadır. QFD'nin sonraki aşaması ürün fonksiyonlarının ürün bileşenlerine yayılımlarına olanak sağlayan "parça yayılımı" sürecidir. Kompleks bileşenlerden oluşan ürünlerde hangi alt bileşenin hangi ürün fonksiyonuna katkı sağladığı "iyileştirme" çalışmalarında önem arz etmekte ve hangi parçalara odaklanılması gerektiği hususu QFD'nin bu aşamasında çalışılmaktadır. İlerleyen aşamalarda ise ilk olarak ilgili parçaların "üretim süreçleri"ne ve sonrasında "üretim planları"na kadar ilerleyen bir yayılımı çalışmak mümkün olmaktadır. QFD bu kadar detaylı bir yayılıma olanak sağlamakla birlikte en fazla katma değerin oluşturulduğu "kalite evi" aşaması uygulamalarda sıklıkla kullanılmakta, diğer aşamaların kullanımı genellikle tercih edilmemektedir (Yu,2012). Yeni ürün konseptlerinin "müşteri bakış açısıyla" değerlendirilmesine olanak sağlaması nedeniyle sadece "kalite evi" çalışmalarının yapılması yeterli olmaktadır.

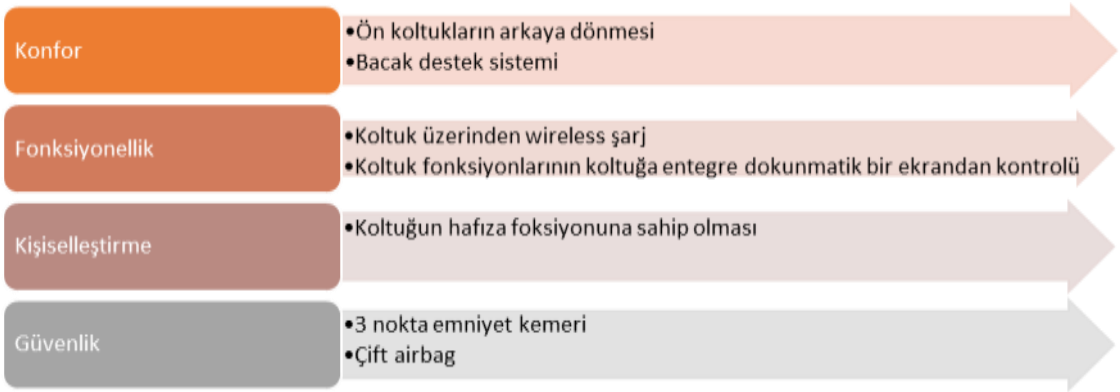
Otonom araç ön koltuk kalite evi çalışmasına ilk olarak müşteri beklentilerinin belirlenmesi ile başlanmıştır. Bu aşamada üzerinde çalışılan konu itibariyle son kullanıcı deneyimi henüz olgunlaşmadığı için "öncü kullanıcılar" ve/veya alanın uzmanlarının öngörülerinin kullanılması gerekmektedir. Bu itibarla, son kullanıcı gözüyle değerlendirmeler yapmak üzere yetkin 15 kişilik uzman bir ekip oluşturulmuş ve "otonom araç ön koltuklarından beklentiler" üzerine bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Literatür taraması ve pazar araştırması ile başlayan, beyin fırtınası ile devam eden çalışmalar sonucunda müşteri beklentileri (A) ve müşteriye sunulabilecek ilave koltuk fonksiyonları (B) kalite evinin satır ve sütununa yerleştirilmiştir. Sonrasında müşteri beklentileri ağırlıklandırılmıştır. Bu aşamada çok kriterli karar verme yöntemlerinden biri olan "Analitik Hiyerarşi Prosesi" (AHP) kullanılmıştır. Önceden tanımlanmış 1-9 önem skalası kullanarak ikili karşılaştırmalarla, müşteri beklentilerine ilişkin önem farklılıkları yüzde dağılımlara (C) dönüştürülmüştür. Sonuçta müşteri beklentilerinin önceliğinin belirlenmesi sağlanmıştır.

Kalite evi çalışması üzerinde çalışılan konu itibariyle biraz farklı ilerlemiştir. Ürün fonksiyonları bölümü hâlihazırda sunulan ürünün mühendislik karakteristiklerinden oluşmamaktadır. Otonom sürüş için ön koltuk kapsamında sunulabilecek yeni (ilave) fonksiyonlar kullanılmıştır. Müşterinin beklentisi olan fakat standart araçlarda hali hazırda sunulan fonksiyonlar (örnek olarak; koltuk havalandırma ya da ısıtma fonksiyonu) nihai ilave fonksiyon fikirleri listesinin dışında bırakılmıştır. Bu sayede gündemi oluşturan yeni ön koltuk fonksiyonlarının "otonom sürüş" müşteri beklentileriyle ilişkileri ve uyumu ortaya çıkmıştır. Beklentiye cevap veremeyen fonksiyonlar ilerleyen çalışmalarda göz ardı edilmiş ve hangi fonksiyonlar üzerine yoğunlaşılması gerektiği netleşmiştir. Tasarımı yapılıp prototipi gerçekleştirilecek, ilave fonksiyon fikirlerinin nihai listesine karar verilirken, müşteri ihtiyaçlarını karşılama düzeyinin yanı sıra çalışmanın gerçekleştirilmiş olduğu MARTUR Otomotiv'in fikri gerçekleştirebilme kabiliyeti (D), rakiplerin bu konudaki çözümleri (E) ve ilave fonksiyonların tamamı bir ürün üzerinde olacağı düşünüldüğünde yaşanabilecek teknik zorluklar (F) göz önünde bulundurulmuştur.



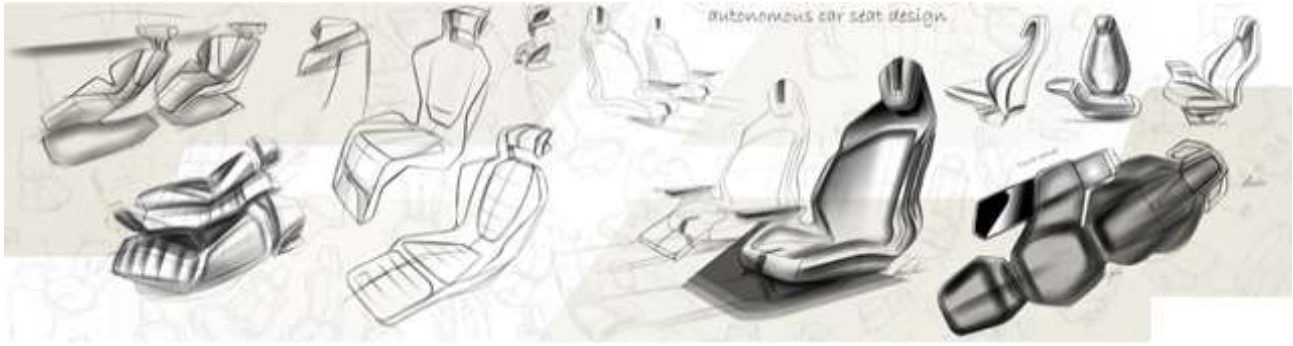
Şekil 2. Otonom araç ön koltuk kalite evi

Otonom araçlarda kullanılacak ön koltuklara doğru fonksiyonların adaptasyonu için sağlıklı kararların alınması, yeni ürün geliştirme sürecinde müşteri ihtiyaçlarını karşılamak amacıyla etkili bir yöntem olan kalite fonksiyon göçerimi (QFD) ile sağlanmıştır. Bunu yaparken müşteri gözüyle değerlendirme yapabilme yeteneğine sahip karar vericilerin/ uzmanların bilgi ve deneyimlerinden etkin olarak yararlanılmıştır. Otonom araçlarda kullanılacak ön koltuklar için öne çıkan fikirlerin nihai listesi Şekil 3'de verilmiştir.



Şekil 3. Otonom araç ön koltukları için öne çıkan fikirler

Kalite fonksiyon göçerimi metodu ile seçilen fikirlere uygun olarak endüstriyel tasarımcılar tarafından kişiye özel ayarlar yapılabilen, konfor ve güvenlik odaklı yeni stil tasarımları Şekil 4'de gösterilmektedir. Koltuğa adapte edilen ilave fonksiyonlara ilişkin detaylara aşağıda yer verilmiştir.



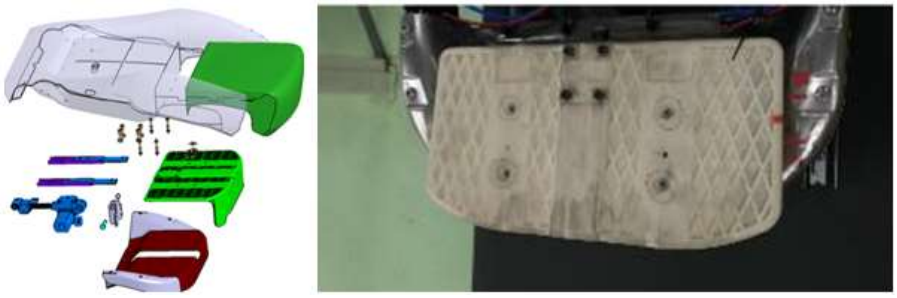
Şekil 4. Otonom araçlar için ön koltuk stil tasarım çalışmaları

Dönme mekanizması: Araç kullanıcılarının konforunu, iletişimini ve serbestliğini arttırabilmek amacıyla ön koltukların arkaya dönmesi kullanıcılar tarafından tercih edilmektedir (Reyber, 2018). Dolayısıyla bu işlevi gerçekleştirmek üzere dönme (swivel) mekanizmasının gerekliliği ortaya çıkmıştır. Dönme mekanizması, koltuğun ileri geri hareketini sağlayan kızak mekanizması üzerine konumlandırılmıştır. Tasarımı yapılan dönme mekanizması 2 metal plaka, dönmeyi sağlayan bilyalar, hareketi veren motor ile bağlantı elemanlarından oluşmaktadır. Şekil 5'de dönme mekanizmasına ait tasarımın ve koltuk içerisindeki yerleşiminin izometrik görünümü, mekanizma elemanları ve prototipi gösterilmektedir.



Şekil 5. Dönme mekanizması tasarımı CAD modeli ve prototipi

Bacak destek sistemi: Koltuğun oturak bölgesinin uzatılmasını temel alan, kullanıcılara dinlenme sırasında ekstra konfor sağlamak üzere tasarlanan bacak destek sistemine ait tasarım ve prototip Şekil 6'da görülmektedir. Koltuğun oturak bölgesinin 6 cm kadar uzamasını sağlamaktadır. Tasarım yapılan mekanizma, plastik destek parçası, bağlantı elemanları ve hareketi veren bir motordan oluşmaktadır. Koltuğun oturak parçasına monte edilmektedir.



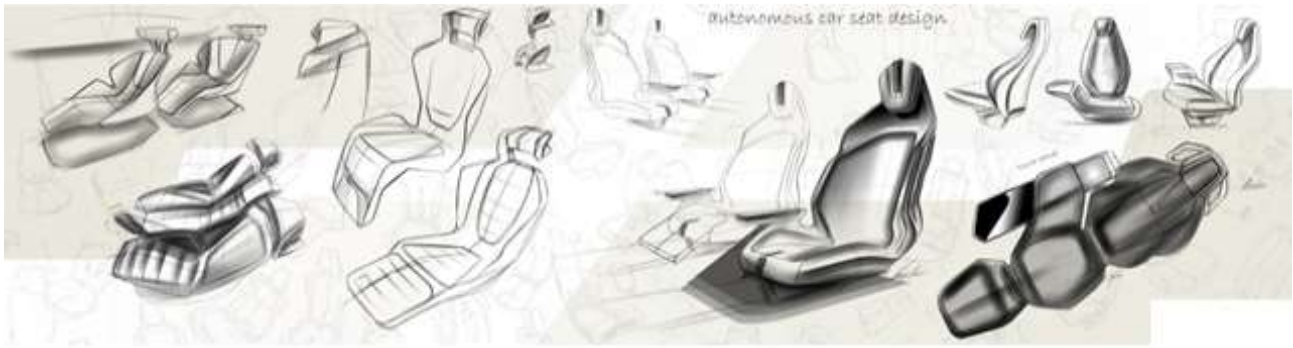
Şekil 6. Bacak destek sistemi tasarımı CAD modeli ve prototipi

Koltuğa entegre kablosuz şarj ünitesi: Kullanıcılar, standart araçlardan farklı olarak arkaya dönebileceklerinden dolayı ön panelde yer alan fonksiyonların koltuk üzerinde olması gerekmektedir. Hali hazırda lüks sınıf araçlarda ön veya orta konsol üzerinde bulunan kablosuz şarj ünitesinin koltuk yan plastiği üzerine entegre edilmesinin mümkün olabileceği düşünülmüştür. Bu amaçla gerçekleştirilen stil tasarım sonrasında ortaya çıkan kablosuz şarj ünitesi içeren koltuk yan plastiği modeli ve prototipi Şekil 7'de gösterilmektedir.



Şekil 7. Bacak destek sistemi tasarımı CAD modeli ve prototipi

Kolçağa entegre dokunmatik panel: Otonom araçlar için geliştirilen koltuğun dönme özelliği ile birlikte, ön panelden, direksiyondan ya da kapı panelinden yapılan koltuk ayarları, hafızaya alma, medya merkezi ve ses sistemi kontrolünün koltuk üzerinden yapılması gerekecektir. Bu amaçla, tüm kontrollerin yapılabileceği dokunmatik bir panel geliştirilerek bu ihtiyaçların karşılanabileceği düşünülmüştür. Kullanıcıya, kendine özel ayar yapabilme imkânı verilmesi yani kişiselleştirme son yılların en önemli trendlerindendir. Koltuğun ilgili ayarları hafızasına alarak kaydetmesi de bu açıdan önem teşkil etmektedir. Kullanım kolaylığı ve ergonomi göz önünde bulundurulduğunda koltuk üzerinde en uygun kısmın koltuk kolçağı olduğu tespit edilmiştir. Otonom araçlar için dokunmatik ekran entegre edilmiş kolçak stil tasarım çalışmaları Şekil 8'de ve CAD tasarımı ile prototip parçaları Şekil 9'da gösterilmiştir.



Şekil 8. Otonom araçlar için dokunmatik ekran entegre edilmiş kolçak stil tasarım çalışmaları ve prototip parçaları

Dokunmatik panel olarak, Şekil 10a'da gösterilen, üzerinde 4.3 inch büyüklüğünde kapasitif dokunmatik ekran bulunan STM32F746 Discovery Geliştirme Kartı kullanılmıştır. Ekran arayüzleri ise TouchGFX Designer programı kullanılarak hazırlanmıştır. Dokunmatik ekrandan gelen komutları ve motorlardan gelen pozisyon bilgisini değerlendirip motorlara gereken çıkışı vermesini sağlayan Şekil 10-b'de gösterilen koltuk kontrol ünitesi, STM32F407 discovery geliştirme kiti, VNH3SP30 motor sürücüleri ve MP1584 DC-DC step-down voltaj regülatörleri kullanılarak oluşturulmuştur. Kontrol ünitesinin yazılımı Keil derleyicisinde C++ dili kullanılarak hazırlanmıştır.



Şekil 9. Dokunmatik ekran entegre edilmiş kolçak CAD modeli ve prototipi



a b

Şekil 10. (a) Dokunmatik panel (STM32F746 Discovery Geliştirme Kartı) **(b)** Koltuk kontrol ünitesi (STM32F407 Discovery Geliştirme Kiti, VNH3SP30, MP1584)

Şekil 11'de gösterilen dokunmatik ekran arayüz yazılımı ile koltuk üzerinde bulunan 6 adet motor ileri-geri hareket ettirilmekte ve hareketi esnasında motorlarda bulunan hall-effect sensörlerden gelen veriler işlenerek pozisyon bilgisi elde edilmektedir. Bu sayede, kullanıcılar uygun olan koltuk pozisyonunu 3 farklı hafıza seçeneğine kaydedebilmektedir. Gerektiğinde 3 farklı hafıza seçeneğinden biri seçilerek koltuk konumu otomatik olarak istenilen pozisyona gitmektedir.



Şekil 11. Dokunmatik ekran ara yüz yazılımı

Güvenlik: Standart araçlarda bulunan üç nokta emniyet kemerinin, iki noktası araç üzerinde, bir noktası ise koltukta bulunmaktadır. Bu çalışmada, otonom araçlar için tasarlanan ön koltuk dönme işlevini gerçekleştirebilmesi için üç noktanın da koltuk üzerinde bulunması gerekmektedir. Bu zorunluluk koltuğun, standart olarak yapılan çarpışma testinde karşılaması gereken yükleri doğrudan etkilemektedir. Otonom araç için geliştirilen koltukta çarpışma sırasında emniyet kemerinden gelen yükleri doğrudan koltuğun karşılaması gerektiğinden dolayı malzeme ve tasarımın standart araç koltuklarına göre önemli oranda iyileştirilmesi gerekmektedir. İlaveten, koltuğun 180° arkaya döndüğü yeni pozisyonu için arttırılmış güvenlik gereklilikleri ortaya çıkmaktadır. Koltuğun yeni pozisyonu göz önünde bulundurulduğunda, güvenlik gerekliliklerini karşılamak üzere çift yan hava yastığı zorunlu hale gelecektir. Standart araçlarda koltuk ön pozisyondayken kullanıcıyı yandan çarpmalarda korumak üzere koltuğun kapıya yakın tarafında yan hava yastığı bulunmaktadır. Opsiyonel olarak çift hava yastığı bulunabilmektedir. Otonom araçlar için geliştirdiğimiz yeni koltuklar arkaya döndüğünde çift hava yastığı kullanımı gerekecektir.



Şekil 12. Üç nokta emniyet kemeri içeren koltuk tasarım CAD modeli ve prototipi

Otonom araç için geliştirilen ön koltuğun geliştirilmesi sürecinde, tasarımı iyileştirmek ve çarpışma güvenliği standartlarına uygunluğunu doğrulamak üzere sonlu elemanlar analizi yöntemi kullanılmıştır. Otonom araçlar için regülasyonlar ve NCAP şartnameleri henüz çalışma aşamasında olduğundan güvenlik açısından koltuk değerlendirilirken konvansiyonel araç koltukları için kullanılan şartnameler (FMVSS 208 - FMVSS 301) göz önünde bulundurulmuştur. Koltuğun dönme özelliği sebebiyle önden çarpma testi simulasyonu koltuğun öne ve arkaya baktığı (0º ve 180º) konumları için ayrı ayrı yapılmıştır. Emniyet kemeri bağlantı bölgeleri dayanımının yeterliliğini değerlendirmek için ilgili regülasyon olan UNECE R14 kullanılmıştır. Otonom araçlar için geliştirilen ön koltuk prototipi Şekil 13'de gösterilmektedir.



Şekil 13. Otonom araç için geliştirilen ön koltuk prototipi

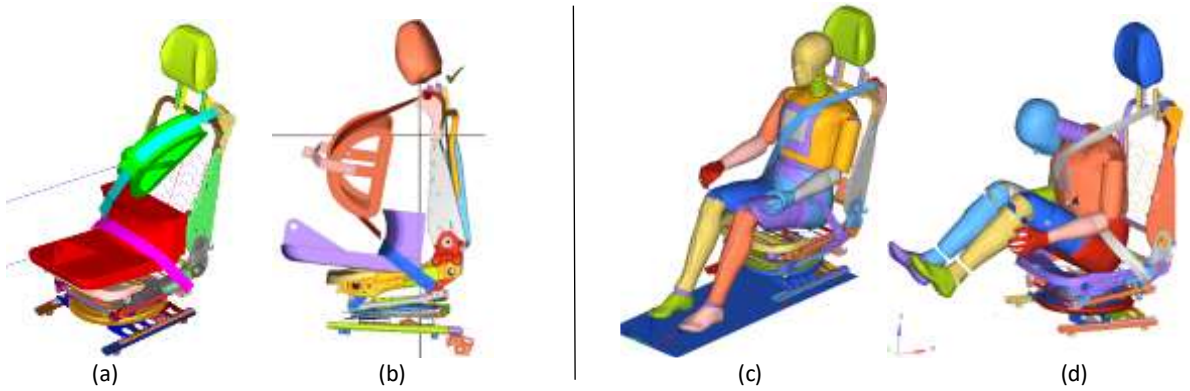
Otonom araç için geliştirilen ön koltuğun ilave yeni fonksiyonlarının kullanım ömrü boyunca dayanımını test etmek üzere FIAT 7.N5320 standardına göre araca giriş-çıkış testi yapılmıştır. Bu test araca binip inmeyi simule edecek şekilde programlanmış robot yardımıyla 18000 çevrim olacak şekilde yapılmaktadır. Test sonucunda koltukta oluşabilecek deformasyonlar gözlenmektedir.

İlaveten sürüş sırasında yoldan gelen titreşimlerin koltuk kaynaklı ses oluşumuna etkisi ve bu seslerin kullanıcıya verdiği rahatsızlığı tespit etmek üzere FIAT 7.N5181 ve FCA 7.N5182 standardlarına göre akustik testleri yapılmıştır.

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Otonom araçlar için geliştirilen ön koltukların tasarım doğrulaması için yapılan analiz ve test sonuçlarına ait detaylar aşağıda verilmiştir.

Emniyet kemer çekme, çarpışma testi simülasyonu: M1 araç sınıfı olarak adlandırılan sürücü dahil en fazla dokuz oturma yeri olan araçlar için kullanılan şartnameler kullanılmıştır. Emniyet kemer bağlantılarının dayanımı için ilgili regülasyon olan UNECE R14 regülasyonunda uygulanan emniyet kemer yükleri 13.500N'dur. Önden çarpma (FMVSS 208) şartnamesinde, NCAP çarpışma testlerini simüle etmek için 56 km/s hızla bariyer çarpma testi simülasyonu koltuğun öne ve arkaya (0º ve 180º) baktığı pozisyonlar için %50'lik test mankeni ile ayrı ayrı yapılmıştır. Tasarım süresince yapılan simülasyon çalışmaları ile tasarımda iyileştirilmesi gereken bölgeler incelenmiş ve gerekli önlemler alınarak ilgili şartnamelerin gereklerine uyan nihai ürün tasarımı elde edilmiştir. Standart araçlarda arkadan çarpma (FMVSS 301) sonrasında koltuğa gelen ivmeler önden çarpma ivmesine göre daha düşüktür. Bu sebeple daha ağır koşullarda yapılan önden çarpma analizleri yeterli olmuştur.



Şekil 14. (a) Emniyet Kemer Çekme Analizi Modeli, (b) Emniyer Kemer Çekme Analizi Sırasında Görüntü, (c) Çarpışma Analizi Modeli, (d) Çarpışma Analizi Sırasında Görüntü

Giriş - çıkış testi: Araca giriş çıkış sırasında koltukta oluşan deformasyon ve fonksiyon kayıplarını tespit etmek üzere FIAT 7.N5320 şartnamesine göre yapılmış robotlu testtir. Robot kişinin araca girişi çıkışını, robot üzerindeki aşındırıcı bez ise kişinin kıyafetlerini simüle eder. Test 18000 çevrimdir. Test öncesi, sırası ve sonrası görüntüleri Şekil 15'de verilmiştir. Test sonrasında fonksiyonel kayıp olmamıştır. Test sonucu başarılıdır.

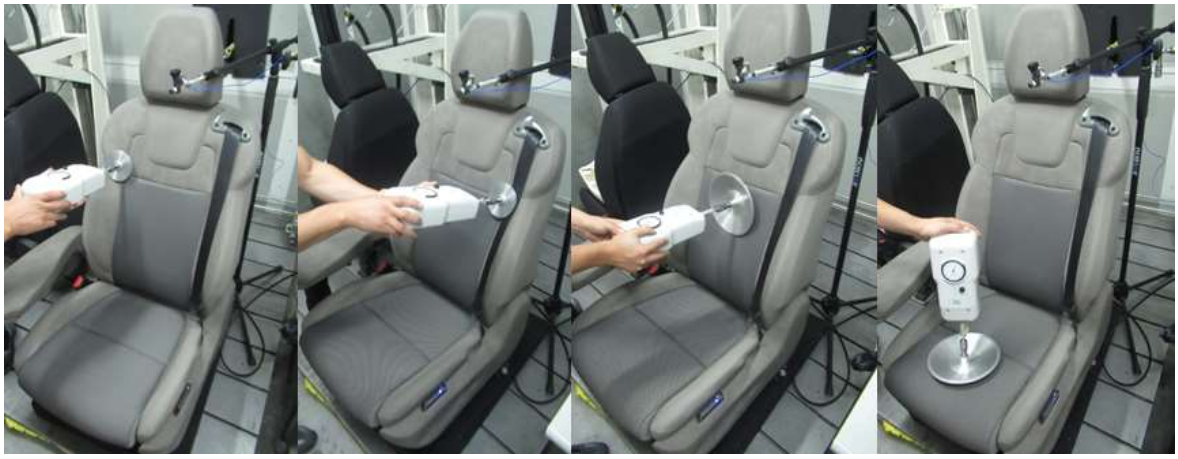


Şekil 15. FIAT 7.N5320 Giriş-çıkış testi öncesi, sırası ve sonrası görüntüleri

Akustik testleri: İki farklı akustik testi geçekleştirilmiştir. Birincisi koltuğun kullanımı sırasında koltuk sünger ya da iskeletinden gelen ses seviyesinin, ikincisi koltuk ayarı yaparken yani koltuk mekanizmalarının kullanımı sırasında çıkan ses seviyesinin tespit edilmesi amacıyla yapılmıştır.

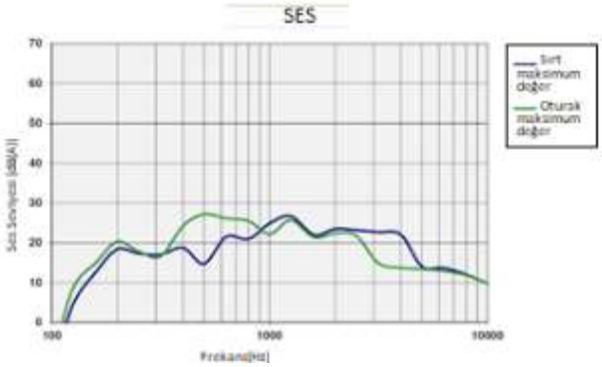
- FIAT 7.N5181 standardına göre yapılan akustik test

Koltuğun farklı bölgelerine dinamometre yardımıyla belirli yük uygulandığında çıkan gürültü seviyesinin belirlenmesi amacıyla akustik odada yapılır. Bu testin gerçekleştirilmesi sırasında koltuğun farklı yerlerine yük uygulanır. Test sırasında çekilmiş fotoğraflardan örnek Şekil 16'da verilmiştir.



Şekil 16. FIAT 7.N5181 Akustik testi sırasında çekilmiş fotoğraflar

Test sonucunda sırt ve oturak için ölçümlerden maksimum olanı raporlanmaktadır. Otonom araç için ön koltuk projesinde, sırt ve oturak için maksimum değer 27 dB olarak ölçülmüştür. Ölçüm Grafiği Şekil 17'de verilmiştir. Test sonucu subjektif olarak değerlendirilmektedir. Test sonucunun subjektif değerlendirmesi Şekil 18'de verilmiştir.



Şekil 17. FIAT 7.N5181 Akustik testi ölçüm grafiği

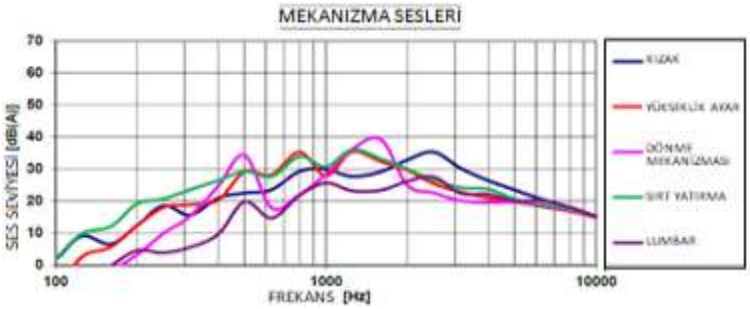
"SAE Değerlendirme Skalası /
SAE Evaluation Scale "

		KABUL EDİLEMEZ / NON ACCEPTABLE				KABUL EDİLEBİLİR / ACCEPTABLE					
MÜŞTERİ GÖRÜŞÜ / OPTICAL CUSTOMER Parametre Önceki Değerlendirme in front of the parameter to be evaluated	Karar Judgment	Çok Kötü Very poor	Kötü Poor	Orta Altı Less than Moderate	Orta Moderate	Kabul Edilebilir Limit Acceptable limit	Kabul Edilebilir Acceptable	Tolere Edilebilir Tolerable	İyi Good	Çok İyi Very Good	Mükemmel Excellent
	Tespit Detection	Bütün Müşteriler All customer	Ortalama Müşteriler Average customers			Kritik Müşteriler Critical customers		Deneyimli Müşteriler Experienced customers			
	Algılanabilirlik Perceptibility	YÜKSEK HIGH			ORTA MODERATE			AZ LITTLE		ÇOK AZ VERY LITTLE	YOK NOTHING
	Duyarlık Sensation	Hoşgörülemez Intolerability		Şiddetli Sıkıntı Strong Discomfort	Sıkıntılı Discomfort	Az Sıkıntılı Light Discomfort	Az Rahatsız Little disturbance		Hafif Rahatsız Light disturbance	Rahatsızlık Vermeyen No disturbance	
	Reaksiyon Reaction	Red Refusal		Protesto Protest		Şikayetler Complaints	Kabul Acceptance		Beğenme Appreciation		İstek-Şevk Enthusiasm
Alfa Numerik Skala Alphanumeric Scale	Oy Verme Voting	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Düzeltici Aksiyonlar Corrective actions		Radical ve Acil Müdahaleler Radical and immediate intervention		İyileştirici Müdahaleler Ameliorative timely intervention			Geliştirilebilir To be improved	Dikkat Gerektiren Requires attention		OK	

Şekil 18. FIAT 7.N5181 Akustik testi sonucu

- FCA 7.N5182 standardına göre yapılan akustik test

Koltuk üzerinde bulunan mekanizmaların çalışması sırasında çıkan gürültü seviyesinin ölçülmesi amacıyla akustik odada gerçekleştirilen testtir. Koltuk üzerinde kızak, yükseklik ayar, sırt yatırma, swivel, lumbar ve baldır destek olmak üzere 6 farklı mekanizma bulunmaktadır. Bu test tüm mekanizmalar için ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Ölçüm sonuçlarına ilişkin Şekil 19'da verilen grafikten de görüleceği üzere değerler limit değer olan 40 dB(A)'in altındadır. Tüm mekanizmalar için test sonucu başarılıdır.



	Ses Limiti dB(A)	Ölçülen ses dB(A)	Sonuç
Kızak	40	35,3	OK
Dönme	40	39,1	OK
Yükseklik Ayar	40	35,4	OK
Sırt Yatırma	40	36,1	OK
Lumbar	40	27,5	OK
Bacak Destek	40	32,8	OK

Şekil 19. Akustik FCA 7.N5182 test sonrası grafik ve test sonucu

4. SONUÇ

İncelenen trendler ve OEM stratejileri ileri ve tam otonom araçlar konusunda çalışmaların devam ettiğini göstermektedir. Aracın sürücüye verdiği serbestlik ile birlikte müşteri ihtiyaçlarının standart araçlardan farklı olacağı ve beklentilerinin artacağı öngörülmektedir. Otonom araçlarda kullanılacak ön koltuklara doğru fonksiyonların adaptasyonu için sağlıklı kararların alınması, yeni ürün geliştirme sürecinde müşteri ihtiyaçlarını karşılamak amacıyla etkili bir yöntem olan kalite fonksiyon göçerimi (QFD - Quality Function Deployment) ile sağlanmıştır. Belirlenen fikirlere uygun olarak endüstriyel tasarımcılar tarafından kişiye özel ayarlar yapılabilen, güvenliği ihmal etmeyen konfor odaklı yeni stil tasarımları yapılmıştır. Sonrasında CAD tasarımları yapılmış, sonlu elemanlar analizi yöntemi kullanılarak güvenlik şartları doğrulanmış ve prototip imalatı gerçekleştirildikten sonra yorulma ve akustik performansları test edilmiştir. Sonuçta otonom araçlarda kullanılabilecek özgün tasarımları simülasyon ve testler ile doğrulanmış ön koltuklar geliştirilmiştir.

TEŞEKKÜR

Bu proje TÜBİTAK TEYDEB 1501 projesi kapsamında 3171072 proje kodu ile desteklenmiştir.

KAYNAKÇA

[1] Jorlov S. (2016) "Defining and Evaluating New Load Cases in Autonomous Cars", Chalmers University of Technology, Applied Mechanics Department, Master's Thesis

[2] Klapper S., (2018) "Automotive Seating Component Market Trends-A Global Overview", 13. International Conference Innovative Seating, 20-22 Feb 2018, Dusseldorf

[3] Maashoff A. (2017) "Improving the experience of a world in motion", Innovative Seating Congress, Feb 2017 Dusseldorf

[4] Reyber T. (2018) "An Interior Proposal for a Future Shared Autonomous Car within Urban Cities", Delft University of Technology, Industrial Design Engineering, Master's Thesis

[5] URL 1: Muhammed Ahmet ALKAN, Sürücüsüz (Otonom) Araçlar, http://www.endustri40.com/surucusuz-otonom-araclar/

[6] URL 2: http://whatis.techtarget.com/definition/driverless-car

[7] Yetim S. (2016) "Sürücüsüz Araçlar ve Getirdiği / Getireceği Hukuki Sorunlar", Ankara Barosu Dergisi 2016/1, pp 125-184

[8] Yu C.H., Chen C. K., Chen W.H., Chang H. C. (2012) "Developing a revised QFD technique to meet the needs of multiple-customer groups: a case of public policy analysis", Total Quality Management & Business Excellence, 23:11-12, 1413-1431

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF SOME STRUCTURAL PARAMETERS OF AUTOMOTIVE SEAT COVER WOVEN FABRICS ON FRICTION PROPERTIES

Mine Akgun[1], Hayrünnisa Aydan Kamacı

Bursa Uludag University, Faculty of Engineering, Textile Engineering Department, Bursa, Turkey
[1]Corresponding Author: Mine Akgun, akgunm@uludag.edu.tr

ABSTRACT

The friction properties of textile surfaces with other surfaces are a quality parameter that should be considered in terms of the lifetime and comfort properties of the fabrics. Therefore, in terms of two textile surfaces in contact with each other, the structural parameters of the surface exposed to friction and the other surface rubbing on this surface should also be taken into account. In this study, the effect of some structural parameters forming 100% polyester woven fabrics used in automotive seat cover on the fabric friction coefficients was investigated. For this purpose, the friction coefficients between automotive seat cover fabrics and textile surfaces with different raw material (wool and polyester) properties were examined. Experimental results showed that the friction coefficient values of automotive seat cover fabrics vary depending on the structural parameters of the seat cover fabrics (yarn thickness and cover factors) and the structural properties of other textile surfaces (raw material, fiber type properties such as staple or filament, etc.).

Keywords: Seat cover woven fabric, fabric structural parameters, surface friction coefficient

1. INTRODUCTION AND MAIN SECTIONS

Essential design elements to be considered in the automotive seat cover fabric design process can be listed as follows; performance, fabric structural properties, suitability to be laid, weave pattern, color, fabric hand, cost, etc. (Powell, 2004; Akkuş, 2019). Fabric hand is defined as the subjective evaluation of the feeling received by touching the textile material. This feeling is related to the subjective evaluation of the roughness, smoothness, surface hardness, flexibility, thickness and similar properties of the textile material (Denton and Daniels, 1988). Fabric hand is as essential as the appearance and performance of the fabric in automotive seat cover fabric design. The feeling of softness left by the fabric texture creates comfort and aesthetic perception on the user. The feeling of softness can be obtained with pile fabrics. However, with the economic reasons and fashion factor, flat woven fabrics have more started to dominate in the market. In this case, the user's preference is that the automotive seat cover fabrics meet both the high durability and the soft feeling (Powell, 2004; Powell, 2006; Akkuş, 2019).

The main properties expected from automotive seat cover fabrics are high abrasion and UV resistance. In addition, fibers that do not release toxic gas when burned, have high ignition temperature, have high resistance to mold and rot, and high friction resistance are preferred as raw materials (Fung and Hardcastle, 2001). In general, polyester is preferred in automotive seat cover fabrics due to its properties such as high strength, high abrasion resistance, dimensional stability, high light fastness, flexibility, and anti-wrinkle properties, high melting and glass transition temperatures, excellent chemical and solvent resistance, mildew and aging resistance, etc. (Mukhopadhyay and Partridge, 1999).

Frictional properties of fabrics are essential for the determination of roughness degree, smoothness, tactile properties, and fabric properties such as abrasion, wear, and shrinkage. It is assumed in some studies that fabrics low friction is less affected from the mechanical effects resulting with low abrasion (Budinski, 2007; Das, Kothari and Vandana, 2005; Ajayi, 1992a). Since the friction of textile materials with each other or with other surfaces at each production stage and during use, the friction force and friction coefficient parameters formed between the textile materials are important properties. As a result of this friction, there is abrasion and loss of quality on textile surfaces. Since the surface friction properties of fabrics are important in terms of fabric handle and comfort, it is the subject of research (Gül, 2008).

Parameters affecting fabric surface friction; fabric weave, fabric density, peak heights of fiber bundles on the surface and fabric formation type. It was shown that fiber type and yarn structural parameters (yarn type, yarn twist, and spinning method) significantly affect the friction force and coefficient of fabrics. Filament yarns had a lower coefficient of friction than yarns spun from staple fibers (Das, Kothari, and Vandana, 2005; Carr, Posey, and Tincher, 1988; Wilson, 1963). It was observed that the geometric structure of woven fabrics was the most prominent feature in friction

properties (Jeddi, Shams, Nosraty, and Sarsharzadeh, 2003.). In studies conducted on woven fabrics, it was observed that the friction force increased with the increase in yarn densities, and the friction force decreased with the decrease in densities. It was found that the friction force and the amplitude of the stick-slip movement increased with the increase of the yarn crown heights in the fabric structure. (Jeddi, Shams, Nosraty, and Sarsharzadeh, 2003; Ajayi, 1992a; Ajayi, 1992b). In a study examining the friction properties of woolen woven fabrics, it was observed that the friction coefficient increased with the increase of weft yarn density. It was observed that the friction coefficient increased with the increase in the number of yarn connections per unit area of the fabric (Gül, 2008). A study investigating the relationship between fabric friction coefficient and smoothness stated that fabrics with low friction coefficients were smoother (Ajayi, 1992b). A study investigating the relationship between fabric friction coefficient and abrasion resistance found that fabrics with low surface friction coefficients had higher abrasion resistance (Layton, 2003).

During use, friction might occur due to contact between the automotive seat cover fabrics and the user's clothing. In terms of usage comfort and lifetime, it was desired that the friction coefficients between these two surfaces in contact with each other and the values of the friction force related to it were low to minimize the wear behavior due to friction that might occur on both surfaces. Therefore, in terms of two textile surfaces in contact with each other, the structural parameters of the surface exposed to friction and the other surface rubbing on this surface should also be taken into account. For this purpose, in this study, the friction coefficients between the automotive seat cover fabric structures and rubbing cloth with different raw material (wool and polyester) were investigated.

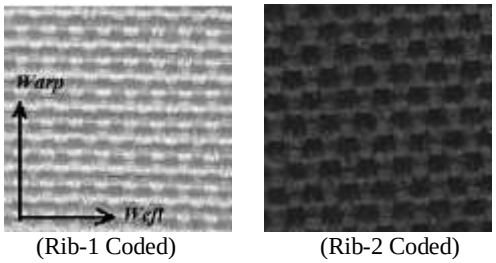
2. MATERIALS AND METHODS

2.1 Materials

Woven fabric structures are textile surfaces formed by the intersection of two yarn systems perpendicular to each other in the longitudinal direction called "warp" and the transverse direction called "weft" in various weave patterns (Fig.1). In the experimental study, 100% polyester face fabrics (without foam and unlined) woven with weft rib 2/2 weave structure, commonly encountered in automotive seat cover in industry, were used. A special finishing (coating etc.) process was not applied to the fabrics. The structural parameters of automotive seat cover fabrics were given in Table 1. Automotive seat cover fabric samples were presented in Figure 1. When the structural parameters forming the fabrics with weft rib 2/2 weave structure were examined (Table 1), it was seen that they had different yarn thickness and density values. However, these two fabric structures had the same fabric cover factor values.

Table 1. Structural parameters of automotive seat cover fabrics

Fabric Code	Yarn Count (Nm)		Yarn Density (thread/cm)		Cover Factor			Fabric Unit Weight (g/m^2)
	Warp	Weft	Warp	Weft	Warp (K_{wa})	Weft (K_{we})	Fabric (K_f)	
Rib-1	28	16	16	14	9.98	11.55	17.41	228
Rib-2	12	12	12	10	11.43	9.53	17.07	324



(Rib-1 Coded) (Rib-2 Coded)

Figure 1. Images of automotive seat cover fabrics

2.2 Method

Surface Friction Measurement

The dimensionless ratio of the friction force (F) between two materials to the normal force (N) pressing the bodies together is defined as the friction coefficient (μ). It was given in Equation (1) (Budinski, 2007):

$$\mu = F/N \qquad (1)$$

The phenomenon of coefficient of static (μ_s) and kinetic (μ_k) friction arises during the movement of two contacting surfaces. Static friction is the one between two solid objects that are not moving relative to each other. An applied force must overcome the static friction force before an object can move. Kinetic (or dynamic) friction occurs when two things

move relative to each other and rub together. The static friction coefficient is usually higher than the kinetic friction coefficient for the same materials (Okur, 2002; Becerir, Akgun and Alpay, 2016).

Friction coefficients (static and kinetic) of automotive seat cover fabrics were measured by Labthink Param MXD-02 friction tester according to ASTM D 1894. Friction coefficients of the samples were measured by fabric-to-fabric friction by using two different types of textile materials as rubbing surfaces. (i.e., seat cover fabric-to-rubbing cloth). The rubbing cloth (Fig.2) under test was mounted on the sled (mass of sled: 200 g), and seat cover fabric d fabric sample was mounted on the moving plate (test speed: 150 mm/min; stroke 150 mm) of the coefficient tester. Friction measurements were performed in the warp and weft direction of fabric samples. Three measurements were recorded at each fabric sample, and the mean was calculated.

Wool and polyester woven fabric structures with a plain weave structure were used as other textile surfaces that rub with automotive seat cover fabrics. These fabrics were defined as "rubbing cloth" in this study. In this study, natural and synthetic based fabric structures were used as rubbing cloth. Thus, it was planned to examine the friction behavior of fabric structures woven with both staple (like wool fabric) and filament (like polyester fabric) yarns with automotive seat cover. Firstly, wool fabric structure used in this study is a standard abrasive cloth (ASTM D 4966) used in textile abrasion tests. Secondly, a polyester fabric woven with filament yarns was chosen as a rubbing cloth as a synthetic-based fabric due to its widespread use in clothing. The properties and optical images of rubbing cloth samples were presented in Table 2 and Figure 2, respectively.

Table 2. Structural parameters of rubbing cloths

Rubbing Cloths	Yarn Count (Tex)		Yarn Density (thread/cm)		Yarn Twist (turns per meter)		Cover Factor			Fabric Unit Weight (g/m^2)
	Warp	Weft	Warp	Weft	Warp	Weft	Warp (K_{wa})	Weft (K_{we})	Fabric (K_f)	
Wool*	63	74	17	12	Single twist: 540 Z; Twofold twist: 450 S	Single twist: 500 Z; Twofold twist: 350 S	14.08	10.77	19.43	195
Polyester	33	33	30	20	Texturized	Texturized	18.07	12.05	22.34	170

*Standard abrasive cloth (wool) (ASTM D 4966)



(a) (b)

Figure 2. Optical images of rubbing cloths (a) wool cloth, (b) polyester cloth (30 times magnification)

Fabric Unit Weight

Fabric unit weight is important parameters that affect most fabric physical properties. Therefore, fabric unit weight was measured according to ASTM D3776.

Cover Factor

For any fabric there are two cover factors; warp cover factor (K_{wa}) and weft cover factor (K_{we}). Cover factors in SI units were calculated by multiplying the threads per centimeter by 3.3 and dividing by the square root of yarn linear density (in Nm count) (Eq. (2) and Eq. (3) according to Peirce (Peirce, 1937):

$$K_{wa} = \frac{3.3\ x\ n_1}{\sqrt{Nm_1}} \quad (2)$$

$$K_{we} = \frac{3.3\ x\ n_2}{\sqrt{Nm_2}} \quad (3)$$

where, n_1 and n_2 are warp and weft yarn densities (thread/cm); Nm_1 and Nm_2 are warp and weft yarn count in Nm (metric count; length in meters of 1 g of yarn), respectively. Calculation of fabric cover factor (K_f) given by Peirce (Peirce, 1937; Seyam, 2002) was presented in Eq. (4).

$$K_f = K_{wa} + K_{we} - \frac{K_{wa} \, x \, K_{we}}{28} \qquad (4)$$

where "*f*" stands for fabric, "*wa*" stands for warp, and "*we*" stands for weft.

3. EXPERIMENTAL RESULTS

Friction coefficients between automotive seat cover fabrics and textile surfaces with different raw material (wool and polyester) were presented in Figure 3.

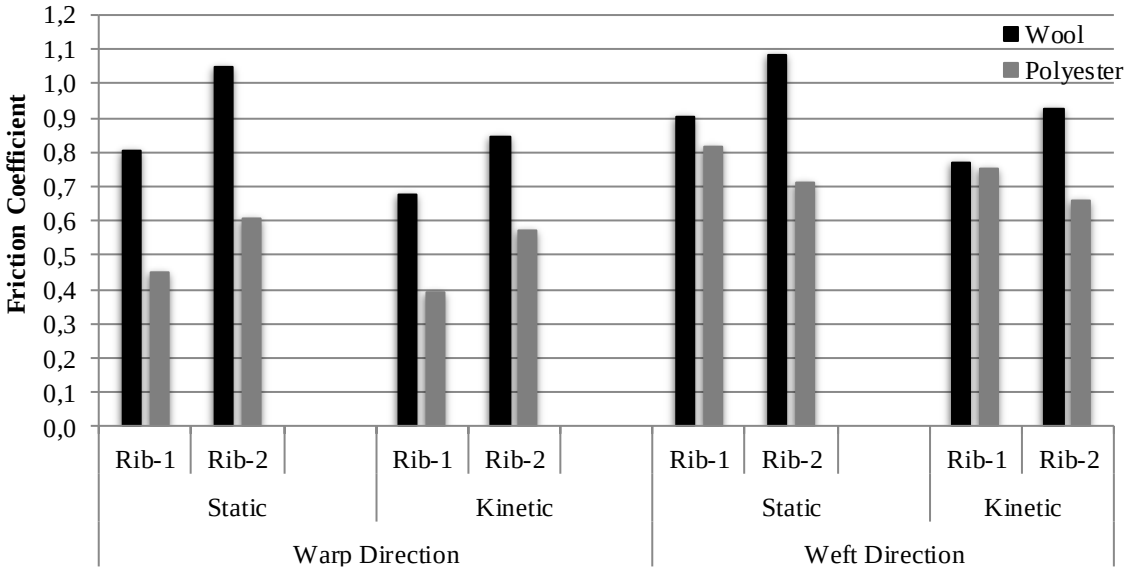


Figure 3. Friction coefficients of automotive seat cover fabrics

In Fig.3, it was seen that the coefficients of friction between automotive seat cover fabrics and a wool rubbing cloth surface were high in both warp and weft directions. When the structural properties of rubbing cloth were examined in Table 2, although the cover factor value of wool fabric was lower than polyester fabric, it gave higher friction coefficient values rubbing with the automotive seat cover fabric surface.

This study's wool rubbing fabric structure is also used as an abrasive cloth in standard textile abrasion tests. It was observed that the raw material feature of the wool fabric (resulting from the natural structure of wool) and the structural property of the yarns (plied and being twisted etc.) that make up the wool fabric created the high friction coefficients between the wool fabric and the other surface.

When the friction coefficients between automotive seat cover fabrics and wool rubbing cloth were examined, it was seen that Rib-2 coded fabric gave higher friction coefficient values than Rib-1 coded fabric at both measurement directions. This result was thought to be due to the warp and weft yarn thicknesses forming the Rib-2 coded fabric structure were higher than the Rib-1 coded fabric structure. It was considered that thick yarns increased the friction coefficient values between the two friction surfaces as the yarn intersection crowns were more pronounced on the fabric surface during fabric formation.

Generally, the force required to initiate motion (static friction) is greater than the force required to maintain motion (kinetic friction) (Okur, 2002). Therefore, as expected, it was seen that the static friction coefficient values were higher than the kinetic friction coefficient values in all fabrics (Fig. 3).

In Figure 3, when the friction coefficients between automotive seat cover fabrics and polyester rubbing cloth were examined, it was seen that the friction coefficients were lower than the friction coefficients between automotive seat cover fabrics and wool rubbing cloth. The polyester rubbing cloth surface used in this study did not have an abrasive effect like wool rubbing cloth. Polyester rubbing cloth was preferred to examine the friction coefficients between automotive seat cover fabrics and synthetic textile surface. When the changes in the friction coefficients between the

automotive seat cover fabrics and a polyester woven surface made of synthetic filament yarns were examined, it was seen that the changes in the friction coefficients depend on the fabric measurement direction.

The literature emphasized that the friction direction did not change due to the unevenness of the surface in fabrics made of staple fibers. However, the friction direction had an important effect on fabric surface friction made of filament yarns. (Wilson, 1963). In literature, it was observed that the friction force changed depending on the direction in woven fabrics (Ajayi, 1992a; Zurek, Jankowiak and Frydrych, 1985). Since the yarn count in the weft or warp direction changes the surface roughness depending on the direction, it was observed that the friction force also changes (Ajayi, 1992).

This study observed that the changes in the friction coefficient values between automotive seat cover fabrics and wool fabrics made of staple fiber yarns used as rubbing cloth have the same tendency in the seat cover fabric direction of warp and weft (Fig.3). In Fig.3, when the warp direction friction coefficients between the polyester rubbing surface and the seat cover fabric were examined, it was seen that the Rib-2 coded fabric gave higher friction coefficient values than the Rib-1 coded fabric. However, when the weft direction friction coefficients between the polyester rubbing surface and the seat cover fabric were examined, it was seen that the Rib-1 coded fabric gave higher friction coefficient values than the Rib-2 coded fabric. In the friction tests with synthetic rubbing fabric, it was observed that the friction coefficients changed depending on the fabric measurement direction.

When Table 1 was examined, it was seen that the warp cover factor (K_{wa}) value of the Rib-2 coded fabric was higher than the K_{wa} value of the Rib-1 coded fabric. In Fig. 3, the warp friction coefficient value of Rib-2 fabric with a higher warp cover factor value was obtained higher. Also, the weft friction coefficient value of Rib-1 fabric with a higher weft cover factor value was obtained higher. As a result, it was considered that the friction coefficient tendencies of the fabrics, which showed a varying trend depending on the measurement direction, could be affected by the warp and weft cover factors of the fabrics. This result indicated that when there was a directional change in the friction coefficients, the cover factors of the yarns in the direction in which the friction coefficient was tested could affect this change. Friction coefficients in the direction of the fabric with a high yarn cover factor were obtained higher. It was considered that the high cover factor value could be increased friction coefficient values as it increased the contact area between the two contacted surfaces.

4. CONCLUSIONS

During daily use, automotive seat cover fabrics contact the user's clothing textiles or various textile surfaces with different raw materials for various reasons. In terms of usage comfort and lifetime, it was desired that the friction coefficients between these two surfaces in contact with each other and the values of the friction force related to it were low to minimize the wear behavior due to friction that might occur on both surfaces. For this purpose, the friction coefficients between automotive seat cover fabrics and textile surfaces with different raw material (wool and polyester) properties were investigated.

It was observed that the friction coefficients between automotive seat cover fabrics and wool rubbing cloth were significantly higher than the friction coefficients between automotive seat cover fabrics and polyester rubbing cloth, and also showed a similar tendency in both warp and weft directions of automotive seat cover fabric. However, it was observed that the friction coefficients between automotive seat cover fabrics and polyester rubbing cloth varied depending on the measurement direction of automotive seat cover fabric. As the reason for the directional change, it was found that the higher the cover factor value of the yarns that make up the automotive seat fabric in the direction subjected to friction, the higher the friction coefficient value in that direction was obtained.

Experimental results showed that the friction coefficient values of automotive seat cover fabrics vary depending on the structural parameters of the seat cover fabrics (yarn thickness and cover factors) and the structural properties of other textile surfaces (raw material, fiber type properties such as staple or filament, etc.).

REFERENCES

[1] Powell, N. (2004) “Design Driven: The Development of New Materials in Automotive Textiles”. Journal of Textile Apparel, Technology and Management, 3(4), pp.1-19.
[2] Akkuş, İ. (2019) “Investigation of Factors Determining Design and Fabric Design for Automotive Upholstery”, Eskişehir Technical University, Department of Industrial Art Fashion Design Programme, M.Sc. Thesis, 101 pages.
[3] Denton, M.J., Daniels, P.N. (1988) “Textiles Terms and Definitions”, The Textile Institute, Manchester.
[4] Powell, N. (2006) “Design management for performance and style in automotive interior textiles”, The Journal of the Textile Institute, 97(1), pp.25-37.
[5] Fung, W., Hardcastle, M. (2001) “Textiles in Automotive Engineering”, Woodhead Publishing Limited, Cambridge, England, 384 pages.

[6] Mukhopadhyay, S., Partridge, J. (1999) "Automotive Textiles", Textile Progress, 29(1-2), pp.1-125.
[7] Gül, M. (2008), "Investigation on Friction Properties of Woven Woollen Fabrics", İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, M.Sc. Thesis, 74 pages.
[8] Budinski K.G. (2007) "Guide to Friction, Wear and Erosion Testing", ASTM Stock Number: MNL56, ASTM International, p.95.
[9] Das, A., Kothari, V.K., Vandana, N. (2005) "A Study on Frictional Characteristics of Woven Fabrics", AUTEX Research Journal, 5(3), pp.133-140.
[10] Carr, W.W., Posey, J.E., Tincher, W.C. (1988) "Frictional Characteristics of Apparel Fabrics", Textile Research Journal, 58(3), pp.129-136.
[11] Wilson, D. (1963) "A study of fabric–on–fabric dynamic friction", Journal of Textile Institute, 54, T143.
[12] Jeddi, A.A.A., Shams, S., Nosraty, H., Sarsharzadeh, A. (2003) "Relations Between Fabric Structure and Friction Part I: Woven Fabrics", Journal of Textile Institute, 94, pp.223-234.
[13] Ajayi, J.O. (1992a) "Effects of Fabric Structure on Frictional Properties", Textile Research Journal, 62(2), pp.87-93.
[14] Ajayi, J.O. (1992b) "Fabric Smoothness, Friction, and Handle", Textile Research Journal, 62(1), pp.52-59.
[15] Okur, A. (2002) "A Study on the Frictional Behaviour of Fabrics, Part I: Examination of Fabric on Fabric Static and Kinetic Frictional Forces", Tekstil Maraton, 12(59), pp. 47-57.
[16] Becerir, B., Akgun, M., and Alpay, H. R. (2016) "Effect of some yarn properties on surface roughness and friction behavior of woven structures", Textile Research Journal, 86(9), pp. 975-989.
[17] Peirce, F.T., Womersley, F.T. (1937) "Journal of the Textile Institute", 28, 48.
[18] Seyam, A.M. (2002) "Textile Progress", 31, 11.
[19] Layton, J. M. (2003) "Friction in Textiles", The Textile Institute, 34, pp.1-92.
[20] Zurek W., Jankowiak D., Frydrych I. (1985) "Surface Frictional Resistance of Fabrics Woven from Filament Yarns", Textile Research Journal, 55(2), pp.113-121.

HİDROJEN ENERJİLİ ARAÇLARDA KULLANILAN PEM YAKIT PİLİNİN MANİFOLD SİSTEMİNİN AKIŞ VE TERMAL PERFORMANSA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Ömer SEL[1], Oğuzhan AYDIN[1], Furkan AVCI[1], Adem KARAKETİR[1], Mert Ali ÖZEL[1,2], Akın Burak ETEMOĞLU[1]

[1] Bursa Uludag University, Mechanical Engineering, Bursa, Turkey
[2] Correponding Author: Mert Ali ÖZEL, mertaliozel@uludag.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada, hidrojen gazı iletiminin yakıt pili yığını içerisindeki hücrelere dışarıdan konumlandırılmış manifold sistemiyle sağlanmasının yakıt pili performansına etkisi hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile incelenmiştir. Manifold sistemi sayesinde, yakıt pili hücrelerinin basınç dağılımlarını iyileştirmek ve manifold üzerinde bulunan aktif termal yönetim sistemiyle hidrojen gazının sıcaklık kontrolü yapmak mümkün hale gelmektedir. Bunun yanında, hidrojenin hücre içindeki kanallar yerine hücre dışında bulunan manifold ile iletilmesiyle yakıt pilinin efektif alanı arttırılabilmektedir. Çalışmanın sonucunda, manifold sisteminin hücre içinin basınç dağılımını içten kanallı yapıya kıyasla daha homojen hale getirdiği ve termal performansa katkı sağladığı görülmüştür. Çalışmanın, yakıt pili manifold sistemi üzerine yapılacak gelecek çalışmalara temel olacağı düşünülmektedir.

Anahtar kelimeler: PEM yakıt pili, manifold, hidrojen enerjisi, hidrojen enerjili elektrikli araç.

INVESTIGATION OF FLOW DISTRIBUTION AND THERMAL PERFORMANCE OF PEM FUEL CELL CONSIDERING MANIFOLD SYSTEM FOR HYDROGEN ELECTRIC VEHICLES

ABSTRACT

In this study, the performance of the externally positioned manifold system which is supplied the hydrogen fuel to the PEM fuel cell stack was investigated with computational fluid dynamics. It becomes possible to improve the flow distribution of the fuel cell cells and to control the temperature of the hydrogen fuel with the active thermal management system on the manifold. In addition, the effective area of the fuel cell can be increased by transmitting hydrogen through the manifold from outside to the cells instead of the inside flow channels. As a result of the study, it was seen that the manifold system made the pressure distribution of the cell interior more homogeneous and contributed to the thermal performance. It is thought that the study will be the basis for future studies about the fuel cell manifold system.

Keywords: PEM Fuel Cell, manifold, hydrogen energy, hydrogen fuel cell electric vehicle.

1. GİRİŞ

Hidrojen enerjisi, bilim insanlarının hızla artan nüfus neticesinde enerji ihtiyacına olan yoğun talebe çözüm olarak düşündüğü enerji kaynaklarından birisi olarak görülmektedir, [1-3]. Hidrojen elementinin, sahip olduğu enerji yoğunluğu ve çevreci olması sebebiyle diğer yakıt türlerinden üstün özellikleri bulunmaktadır. Bunların yanında, hidrojen gazının üretim yöntemleri incelendiğinde yenilenebilir veya yenilenemeyen enerji kaynaklarıyla üretilebileceği görülmektedir. Hidrojen gazı, sıkıştırılmış gaz veya sıvı hale getirilerek depo edilebilme ve nakledilebilme özelliğine sahiptir. Gerekli önlemler alındığında güvenli olan bu gazın, enerjisinden yararlanmak üzere teknolojiler geliştirilmeye devam edilmektedir. Bu teknolojilerden biri de yakıt pili teknolojisidir, [4-5].

Yakıt pili; hidrojen ve oksijenin tepkimeye girerek tersine elektroliz sonucu enerji üreten teknolojik bir sistemdir. Çeşitli türleri bulunan yakıt pillerinin, kullanımı yaygın olan türlerinden biri de Polimer Elektrolit Membranlı (PEM) yakıt pilleridir. PEM yakıt pillerinin çalışma sıcaklıklarının çok yüksek olmaması (ortalama 55°C) ve yüksek verimlilik potansiyeline sahip olması (teorik verimlilik %80) hasabiyle bu yakıt pillerinin çeşitli alanlarda kullanılmasının önünü açmaktadır. Ulaşım, ev, işyeri, hastane, taşınabilir ürünlerde kullanımı yaygınlaşmıştır, [6-8].

PEM yakıt pillerinin verimli bir şekilde çalışabilmesi için tasarım sürecinden itibaren bazı parametrelere dikkat edilmelidir. Yakıt pilindeki hücrelerinin içindeki akış plakalarında hidrojen ve oksijenin tepkimeye girdiği yüzeylerin alanının (efektif alan) mümkün olan en fazla değerine ulaşması, hücre içi basınç dağılımın homojen olması ve yakıt

pilinin çalışma sıcaklığının optimum değerde tutulması gibi yakıt pilinin verimini etkileyen özellikler hakkındaki çalışmalar halen devam etmektedir, [9-10].

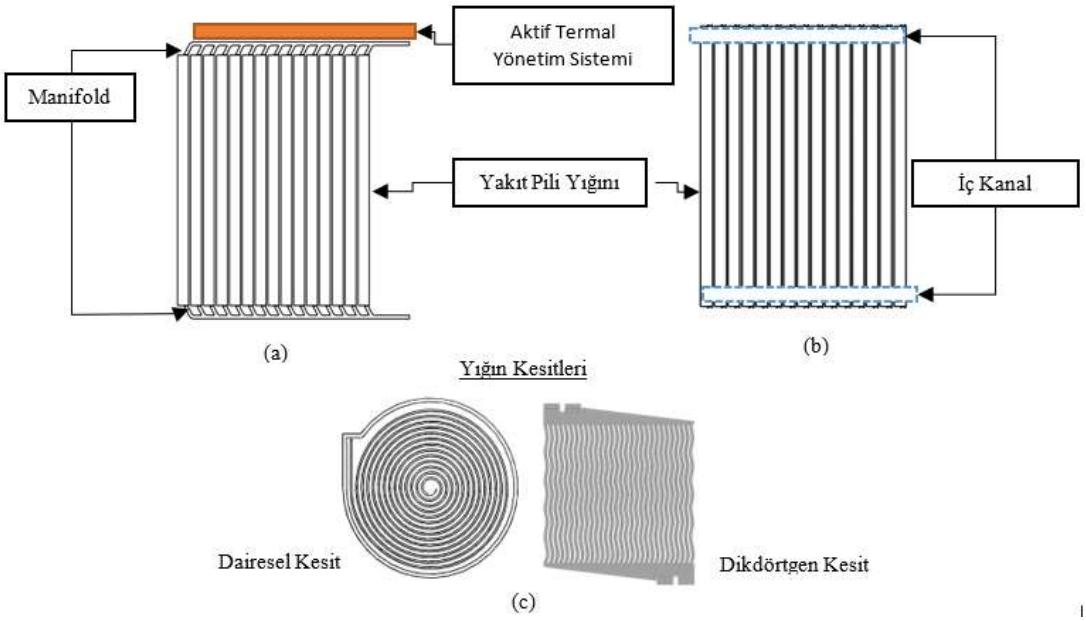
Yakıt pillerinin termal çalışma koşulları çeşitlilik gösterebilmektedir. Özellikle sıcaklık farklarının yüksek olduğu şartlar gözetilerek yakıt pilinin değişken koşullarda optimum sıcaklıkta tutulması performansı ve devamlı çalışması için önemlidir. Bunun için tasarım sürecinde seçilen malzemelerin ısıl iletkenliği gibi karakteristik özelliklere ve termal yönetim sistemi tasarımına dikkat edilmelidir. PEM yakıt pillerinin soğuk hava koşullarında yaşadığı donma problemlerini önlemek için faz değişim malzemeleri (PCM)i elektronik ısıtıcılar, hava ve sıvı termal yönetim sistemleri kullanılabilir, [11]. Bunun yanında, sıcaklığın fazla yükselmesi yakıt pilinin performansı için dezavantaj sayılmaktadır. Ek olarak, yakıt pili hücrelerinin içerisinde de yapılabilecek çalışmalar mevcuttur. Akış alanının soğutulması için geometrik iyileştirmeler bu uygulamalardan biridir, [12]. Optimum termal sıcaklık için yakıt pilindeki gaz difüzyon katmanlarının ısıl iletkenliğinin de performansa direkt olarak etkisi görülmektedir, [13]. Çalışma şartlarının yüksek olduğu kullanımlarda performansı etkileyen bir diğer etken de yakıt pilinin kullandığı havanın bağıl nemidir. Yakıt pilini nemlendirmenin çalışma verimine olumlu etkisi olduğu gözlemlendiği gibi ihtiyaç duyulan gazların bağıl neminin akış kanalı kesitinin boyutlandırılmasını da etkilediği görülmüştür, [14,15].

Termal iyileştirme çalışmalarının yanında yakıt pilinin verimliliğini akış kanallarının geometrisi de etkilemektedir. Literatürde mevcut olan akış geometrileri incelendiğinde her bir akış geometrisinin avantajı ve dezavantajı vardır, [16]. Tasarımda dikkat edilen önemli bir diğer husus ise basınç değişimidir ve yüksek basınç düşüşlerinin olması yakıt pilinin performansını olumsuz yönde etkilemektedir, [17]. Geometri belirlendikten sonra hidrojen basıncı, yakıt pilinin hava ile beslenme hızı, manifold genişliği gibi parametrelerin optimizasyonu ile hidrojenin ve oksijenin tüm hücrelere homojen dağılmış, yüksek basınç düşümleri olmadan bir yakıt pili oluşturmak mümkündür, [18,19]. Yi ve ark. [20], akış plakalarının geometrisinin yanında bu gazların hücre içine yayılma şekilleri hakkında analizler gerçekleştirilmiş ve gazların yakıt pilinin üst kısmı ile düşey dik açı ile hücrelere dağıtılmasının performansa olumlu etkileri gözlemlenmişlerdir.

Bu çalışma kapsamında, dikdörtgen ve dairesel kesitli yakıt pili yığını için her bir hücreye ayrı ayrı hidrojen gazını ileten manifold sisteminin hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımıyla basınç dağılımına ve termal performansa olan etkisi incelenmiştir. Basınç dağılım performansları, aynı geometrilerin eşleniği olan içten kanallı yakıt pilleri ile mukayese edilmiştir. Termal performansın incelenmesinde iki farklı senaryo incelenmiştir. Sıcak senaryoda, manifold sistemi sayesinde soğutulan hidrojen gazının hücre içinde sebep olduğu sıcaklık değişimi incelenmiştir. Soğuk senaryoda ise, yakıt pilinin soğuk havada çalışma şartında aktif termal yönetim sistemi vasıtasıyla ısıtılan hidrojen gazının yakıt pilinde meydana getirdiği sıcaklık artışı incelenmiştir. Her iki senaryo için, hücre içine gönderilen akışın debisinin etkisi incelenmiştir. Analiz çalışmaları neticesinde, manifold sisteminin basınç dağılımını her iki kesit için iyileştirdiği ve sıcak ve soğuk senaryo için termal performansa katkı yaptığı görülmüştür.

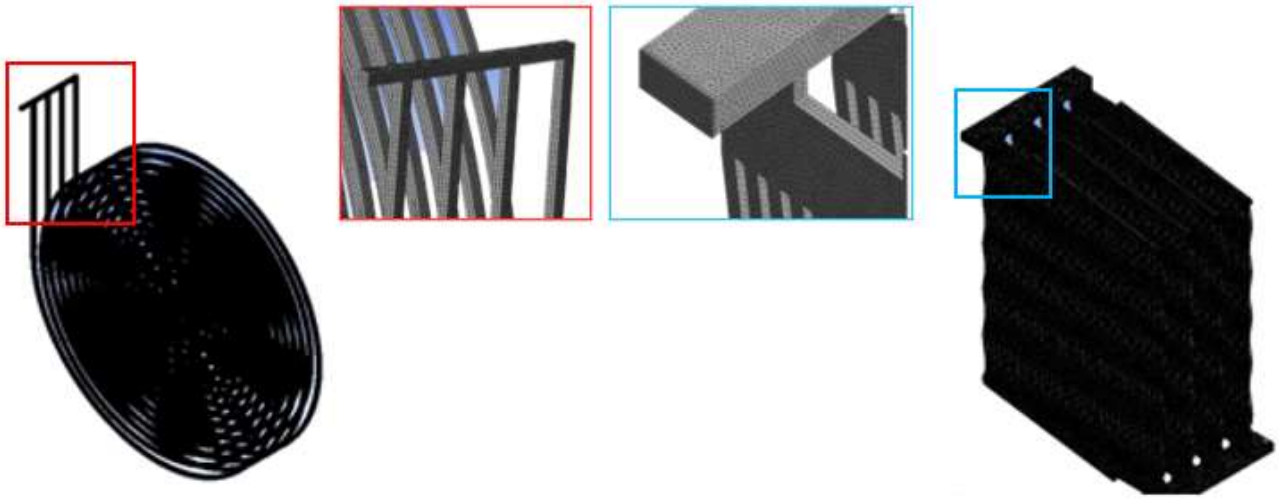
2. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde, yapılan analiz çalışmasının detayları sunulacaktır. Şekil 1a'da, hidrojen gazının dışarıdan her hücreye ayrı ayrı iletildiği manifold sistemi tanıtılmıştır. Manifold sisteminin temel amacı, hidrojen gazını her bir hücreye yaklaşık aynı debide ya da basınçta hidrojenin iletilmesini sağlamaktır. Böylece hücreler arası meydana gelen basınç ve debi farklılıklarının önlenmesi sağlanmaktadır. Bunun yanında, manifold sisteminin dışarıya alınması neticesinde aktif termal kontrol sistemleriyle hidrojenin giriş sıcaklığı kontrol altına alınabilmektedir. Bu çalışmada, düşük güçteki yakıt pili için (500 W) peltier sistemi kullanılacaktır. Manifoldun ısıtma ve soğutma işlemleri peltier vasıtasıyla yapılacaktır. Manifold sisteminin dışarıda olmasının bir diğer avantajı ise, Şekil 1b'de görülen iç kanal ile hücrelere hidrojeni ileten geleneksel sisteme göre efektif alanı işgal etmemesidir. Böylece, yakıt pilinin efektif alanı arttırılarak güç/ağırlık oranı arttırılabilmektedir. Referans tasarımda, bir hücreden yaklaşık 0.25 cm2 alan artışı sağlanmakta ve seri hücre sayısı fazla olan yakıt pilleri için bu önemli bir artış olmaktadır. Bunun yanında, iç kanallı sistemde termal kontrol yapılamamaktadır. Çalışma kapsamında manifolda sahip sistem ile iç kanallı sistem, iki farklı yakıt pili geometrisi kullanılarak kıyaslanacaktır. Çalışmada, Şekil 1c'de görülen dairesel ve dikdörtgen geometriler tercih edilmiştir.



Şekil 1.
Yakıt Pili Manifold ve İç Kanal Sistemi

Referans geometriler kullanılarak, oluşturulan akış hacimlerinin ağ yapıları Şekil 2'de tanımlanmıştır. 500 W gücündeki yakıt pilinde, 24 adet hücre bulunmaktadır. Analizde ise dört adet hücre için inceleme yapılacaktır. Sıkı ağ yapıları her iki geometri için oluşturulmuştur.



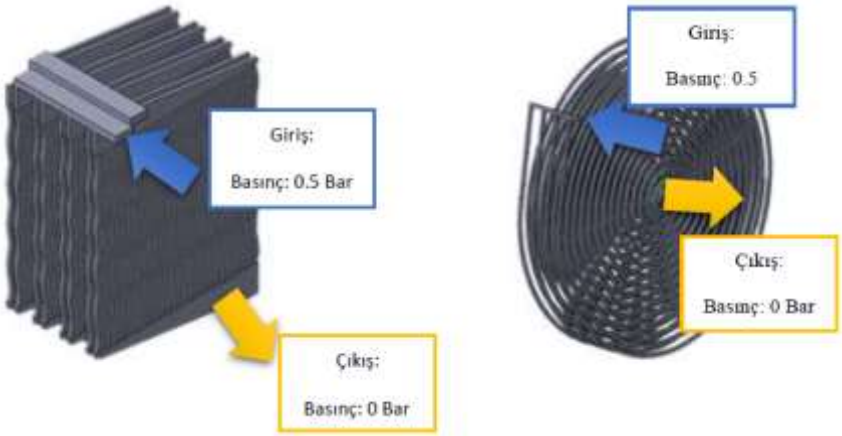
Şekil 2.
Geometrilerin Ağ Yapısı

Ağdan bağımsızlık çalışması neticesinde, çözüm süresi ve sonuçlara olan etkisi dikkate alındığında sık ağ yapısı tercih edilmiştir. Şekil 2'de tanımlanan ağ yapılarının özelikleri Tablo 1'de paylaşılmıştır.

Tablo 1. Ağ yapısı özellikleri

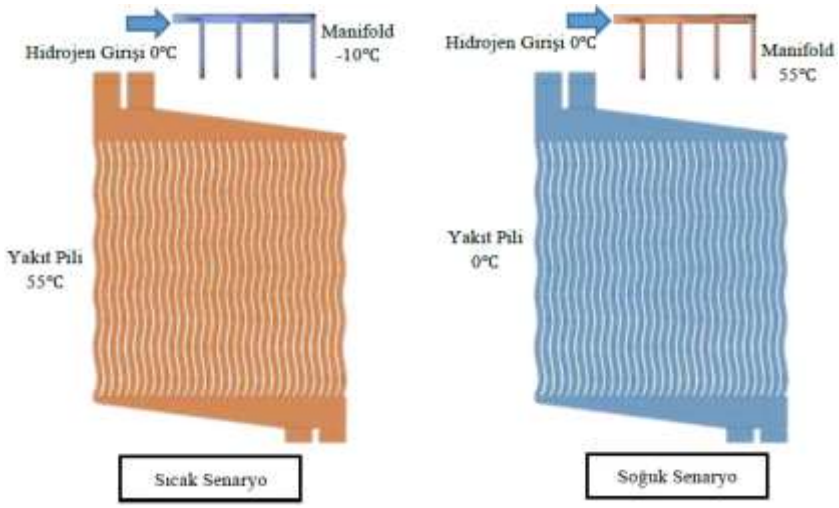
	Dikdörtgen	***Dairesel***
Düğüm Noktası	585363	565007
Eleman Sayısı	2324647	2226587
Eleman Tipi	Tetrahedral	Tetrahedral

0.5 bar (manometrik) çalışma basıncına sahip yakıt pilinde, her iki kesit için sınır şartları Şekil 3'te tanımlanmıştır. Bu analizde, yakıt pilinin egzoz valfinin açık olduğu kabul edildiğinden, çıkış basıncı manometrik 0 bar alınmıştır.



Şekil 3.
Akış Analizi Sınır Şartları

Manifoldun, termal performansa etkisi iki farklı senaryo üzerinden incelenecektir. Sıcak senaryoda; yakıt pili 55°C ve manifold üzerinde bulunan aktif termal yönetim sistemi -10°C sıcaklık değerindedir. Aktif termal yönetim sistemi bu sayede 0°C giriş sıcaklığı değerine sahip hidrojen gazını soğutmaktadır. Sıcak senaryoda, yakıt pilinin yüksek güç değerinde çalışması neticesinde yakıt pili hücrelerinin ısındığı hali ve hidrojen tüpünün basıncının azalması sebebiyle hidrojen gazının sıcaklığının 0℃ olduğu hal incelenmiştir. Soğuk senaryoda ise, 0℃ sıcaklıkta bulunan yakıt piline 0℃ giriş sıcaklığı değerine sahip hidrojen gazının 55℃ sıcaklığa sahip manifold ile ısıtılması sağlanacaktır. Soğuk senaryo, çevre sıcaklığının 0℃ olduğu ve yakıt pilinin ilk çalışma anını simüle etmektedir. Tanımlanan sınır şartları, dairesel kesit içinde aynı şekilde kullanılacaktır.



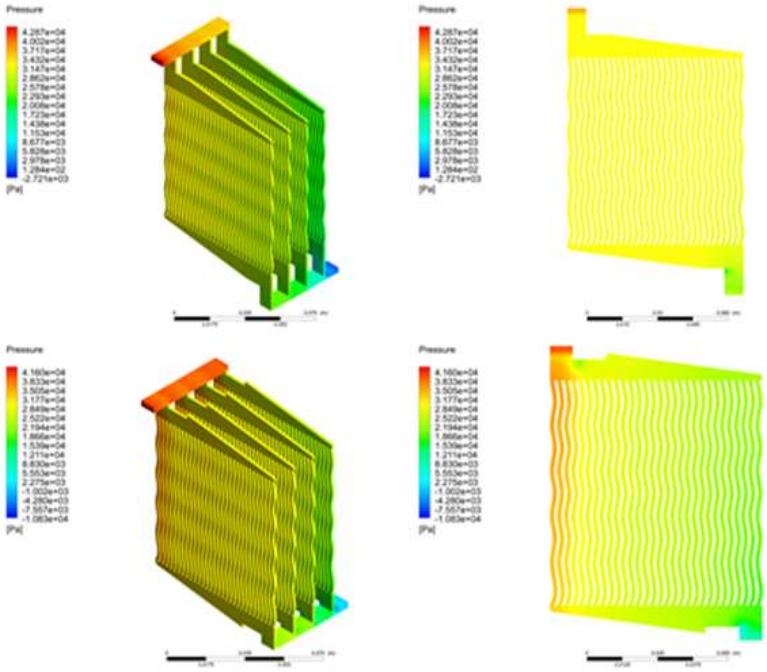
Şekil 4.
Termal Analiz Sınır Şartları

Bu başlıkta tanımlanan analiz geometrisi, ağ yapısı ve sınır şartları değerlerine istinaden yakıt pilinin akış ve termal analizi ANSYS FLUENT yazılımında SIMPLE algoritmasıyla çözdürülmüştür.

3. ARAŞTIRMA SONUÇLARI

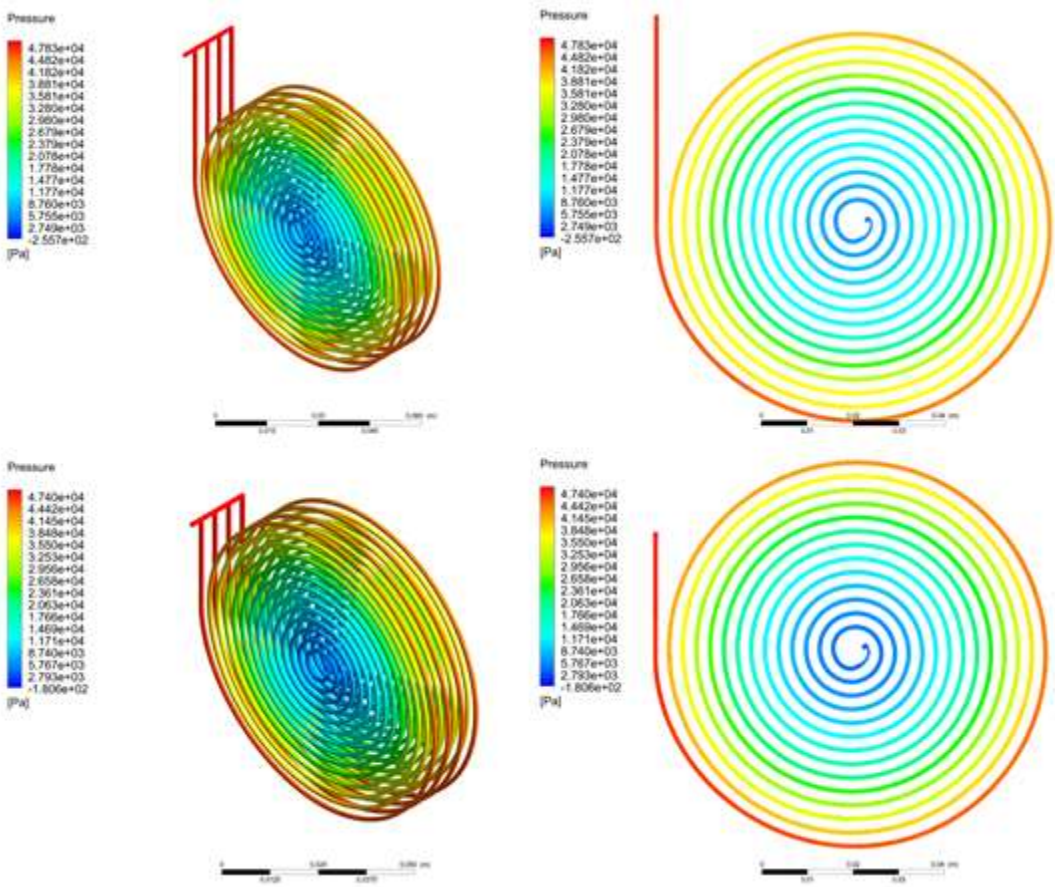
Bu bölümde, ikinci başlık altında tanımlanan analiz sonuçlarından bahsedilecektir. Şekil 5'te dikdörtgen kesitli basınç dağılımının sonuçları paylaşılmıştır. Burada görüldüğü üzere, manifold sistemi hücre içerisindeki basınç dağılımını daha homojen hale getirdiği açıkça görülmüştür. Hücre içerisinde basınç dağılımının homojen olmaması durumunda, belli bölgelerde hidrojen ve oksijen daha verimli tepkimeye girerken belli bölgelerde ise verimsiz

tepkimeye neden olmaktadır. Bunun yanında homojen olmayan basınç dağılımı, homojen olmayan tepkimeye sebebiyet vermesi sebebiyle sıcaklık dağılımının homojenlik durumunu olumsuz etkilemektedir.



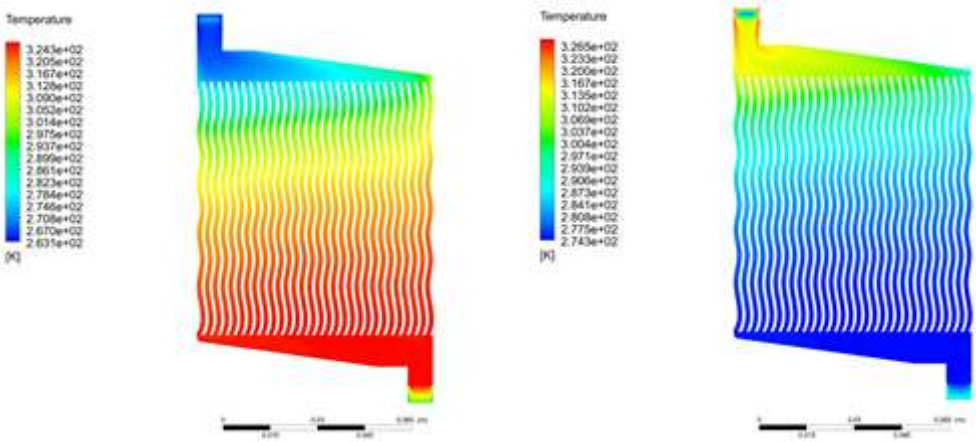
Şekil 5.
Dikdörtgen Kesitli Manifoldlu Sistemin (üstte) ve İç kanallı Sistemin (altta) Basınç Dağılımı

Şekil 6'da, aynı analiz şartları için dairesel kesitin basınç dağılımı paylaşılmıştır. Elde edilen sonuçlar, dikdörtgen kesitle benzerlik göstermektedir. Manifold sistemiyle birlikte daha homojen bir basınç dağılımı elde edilmiştir.



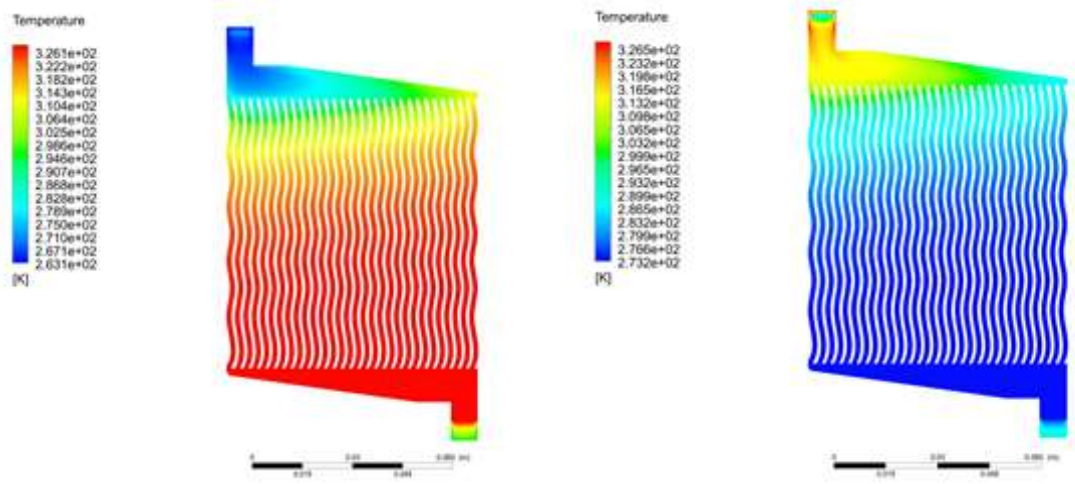
Şekil 6.
Dairesel Kesitli Manifoldlu Sistemin (üstte) ve İç kanallı Sistemin (altta) Basınç Dağılımı

Şekil 4'te tanımlanan sınır şartları kullanılarak dikdörtgen kesit için termal dağılım analiz edilmiştir. Analizde, hidrojen debisinin etkisini de incelemek için 10 L/dak giriş şartı ve 5 L/dak giriş şartları incelenecektir. Şekil 7'de görülen 10 L/dak debi değeri için, sıcak senaryoda hücrenin özellikle giriş kısmında sıcaklığın düşürülmesi sağlanmıştır. Soğuk senaryoda da benzer olarak özellikle giriş safhasında, hücrenin ısıtılması sağlanmıştır. Bunun yanında, her iki senaryo için de homojen bir sıcaklık dağılımı elde edilememiştir. Homojen sıcaklık dağılımı için, manifold sisteminin geometrisinin iyileştirilmesi gerekmektedir. Bunun yanında, manifold sisteminin, yakıt pilinin termal yönetiminde bir yardımcı sistem olarak kullanılması tavsiye edilmektedir.



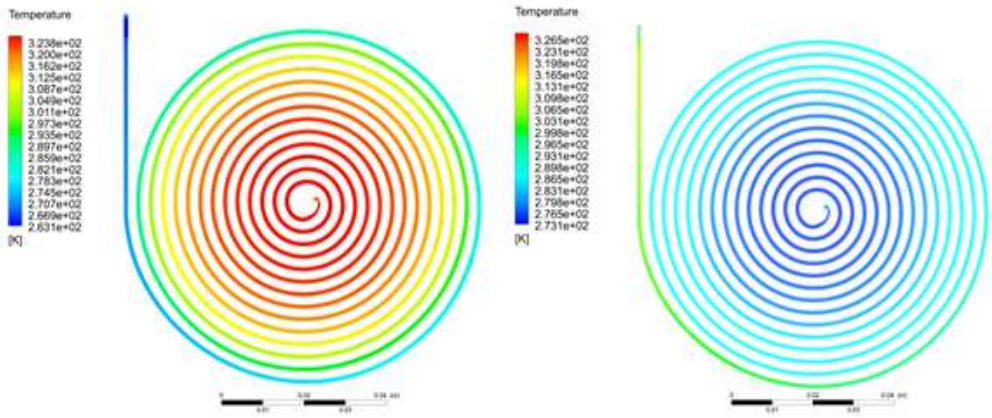
Şekil 7.
10 L/dak debi için (a) sıcak senaryo (b) soğuk senaryo

Şekil 8'de giriş debisinin 5 L/dak olduğu durumda, ısıtma ve soğutma performansının düştüğü görülmektedir. Özellikle düşük yakıt tüketimi esnasında, manifoldun termal performansı da düşmektedir.



Şekil 8.
5 L/dak debi için (a) sıcak senaryo (b) soğuk senaryo

Şekil 9'da benzer senaryo 10 L/dak debi için dairesel kanalda incelenmiştir. Burada özellikle, kanal tasarımı neticesinde, ısıtılan ve soğutulan alanın daha fazla olduğu görülmektedir. Manifold tasarımında aynı zamanda hücre içi akış kanallarının da dikkate alınması, termal performansın iyileştirilmesine destek olabilmektedir.



Şekil 9. 10 L/dak debi için (a) sıcak senaryo (b) soğuk senaryo

4. TARTIŞMA

Bu çalışma kapsamında hidrojen gazının hücrelere iletiminin yakıt pilinin dışında bulunan manifold yardımıyla yapıldığında, yakıt pilinin performansına etkisi olan basınç dağılımı ve sıcaklık dağılımın değişimi referans iç kanallı yakıt pili ile kıyaslanmıştır. Kıyaslamada, hem dikdörtgen hem de dairesel kesitli geometriye sahip yakıt pili dikkate alınmıştır. Hücre içi basınç dağılımının homojen olması, yakıt pilinin verimini iyileştiren bir etkendir. Homojen basınç dağılımına sahip yakıt pillerinin sıcaklık dağılımları da homojen olmakta ve böylece daha kararlı bir sistem elde edilmektedir. Çalışma sonucunda, dıştan manifold sistemi, içten kanallı sisteme göre basınç dağılımının daha homojen olmasını sağlamıştır. Bunun yanında, hücre sayısı fazla olan yakıt pillerinde, değişken kesitli yakıt pili tasarımıyla ilk sırada olan hücreye ve en sonda olan hücreye yaklaşık aynı debide ya da basınçta hidrojen gazı iletilmesi mümkündür. Manifold sisteminin dışarıdan olması aynı zamanda yakıt pilinin efektif alanını artırmakta ve bu da yakıt pilinden daha fazla güç alınmasını sağlamaktadır. Özellikle hücre sayısı fazla olan yakıt pillerinde bu etkinin daha fazla olacağı beklenmektedir.

Manifold sisteminin dışarıda olmasının bir diğer avantajı ise, aktif termal kontrol sistemi yardımıyla hidrojenin hücrelere giriş sıcaklığı kontrol edilebilmektedir. Bu sayede yakıt pilinin sıcaklık kontrolüne katkı sağlanabilir. Analiz sonuçlarında, özellikle giriş kısımlarında ısıtma ve soğutma performansının karşılandığı ama genel olarak homojen bir

soğutma ya da ısıtma görülmediği sonucuna varılmıştır. Manifold sistemi tasarımının iyileştirilmesi ya da harici bir termal yönetim sistemiyle homojen dağılımın elde edilebileceği düşünülmektedir. Bunun yanında, yüksek debi şartında performansın iyileştiği görülmüştür. Çalışma sonucunda, manifold sisteminin yakıt pili performasına katkı yaptığı görülmüştür. Gelecek çalışmalarda, manifold tasarımının iyileştirilmesi ve yapılacak deneysel çalışmalarla analiz sonuçlarının doğrulanması amaçlanmaktadır.

KAYNAKLAR

[1] Kim I., Kim J., Lee J. Dynamic analysis of well-to-wheel electric and hydrogen vehicles greenhouse gas emissions: Focusing on consumer preferences and power mix changes in South Korea. Applied Energy 2020; 260:114281. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.114281

[2] Wang Q., Xue M., Lin B., Lei Z., Zhang Z. Well to wheel analysis of energy consumption, greenhouse gas and air pollutants emissions of hydrogen fuel cell vehicle in China. Journal of Cleaner Production 2020; 275:123061. https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.123061

[3] Lathia R., Dobariya K., Patel A. Hydrogen Fuel Cells for Road Vehicles. Journal of Cleaner Production 2017; 141:462. https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2016.09.150

[4] Ahmadi P. Environmental impacts and behavioral drivers of deep decarbonization for transportation through electric vehicles. Journal of Cleaner Production 2019;225: 1209-1219. https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.03.334

[5] Xiong H., Liu H., Zhang R., Yu L., Zong Z., Zhang M., Li Z. An energy matching method for battery electric vehicle and hydrogen fuel cell vehicle based on source energy consumption rate. Journal of Hydrogen Energy 2019; 44-56:29733-29742. https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.02.169

[6] Bartolozzi I., Rizzi F., Frey M. Comparison between hydrogen and electric vehicles by life cycle assessment: A case study in Tuscany, Italy. Applied Energy 2013; 101: 103-111. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.03.021

[7] Grüger F., Dylewski L., Robinius M., Stolten D. Carsharing with fuel cell vehicles: Sizing hydrogen refueling stations based on refueling behavior. Applied Energy 2018; 228:1540-1549. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.07.014

[8] Wen C., Rogie B., Kaern M.R., Rothuizen E. A first study of the potential of integrating an ejector in hydrogen fuelling stations for fuelling high pressure hydrogen vehicles. Applied Energy 2020; 260:113958. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113958

[9] Cao S., Alanne K. The techno-economic analysis of a hybrid zero-emission building system integrated with a commercial-scale zero-emission hydrogen vehicle. Applied Energy 2018; 211:639-661. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.11.079

[10] Nagasawa K., Davidson F.T., Lloyd A.C: Webber M.E. Impacts of renewable hydrogen production from wind energy in electricity markets on potential hydrogen demand for light-duty vehicles. Applied Energy 2019; 235:1001-1016. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.10.067

[11] Sasmito A. P., ShamimT., Mujumdar A. S. 2013. Passive thermal management for PEM fuel cell stack under cold weather condition using phase change materials (PCM). Applied Thermal Engineering 58 (2013) 615-625. https://doi.org/10.1016 /j.applthermaleng.2013.04.064

[12] Rahgoshay S. M., Ranjbar A. A., Ramiar A., Alizadeh E. 2017. Thermal investigation of a PEM fuel cell with cooling flow field. International journal of energy. https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.05.151

[13] Alhazmi N., Ingham D. B., Ismail M. S., Hughes K. J., Ma L. Pourkashanian M. Effect of the anisotropic thermal conductivity of GDL on the performance of PEM fuel cells. . International journal of hydrogen energy 38 (2013) 603-611. https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2012.07.007

[14] Al-Anazi A., Wilberforce T., Khatib F. N., Vichare P., Olabi A. G., 2020. Performance evaluation of an air breathing polymer electrolyte membrane (PEM) fuel cell in harsh environments e A case study under Saudi Arabia's ambient condition. International journal of hydrogen energy. https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2020.10.258

[15] Mahmoudimehr J., Daryadel A., 2017. Influences of feeding conditions and objective function on the optimal design of gas flow channel of a PEM fuel cell. International journal of hydrogen energy 42(2017) 23141-23159. https://doi.org/ 10.1016/j.ijhydene.2017.07.196

[16] Wilberforce T., El-Hassan Z., Khatib F.N., Al Makky A., Mooney J., Barouaji A., Carton James G., Olabi A., 2017, "Development of Bi-polar plate design of PEM fuel cell using CFD techniques", International Journal of Hydrogen Energy 42, 25663-25685. https://doi.org/10.1016/ j.ijhydene.2017.08.093

[17] Kalaiyarasan A., Srinivasan C., Sundaram S., 2018, , "Design and Analysis of Bipolar Plate for 500w Pem Fuel Cell Stack", American Journal of Engineering and Applied Sciences, 11(1), 121-128. https://doi.org/10.3844/ajeassp.2018.121.128

[18] Chen C., Jung S., Yen S. 2007. Flow distribution in the manifold of PEM fuel cell stack. Journal of Power Sources 173 (2007) 249–263. https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2007.05.007

[19] Wilberforce T., Khatib F. N., Ijaodola O. S., Ogungbemi E., El-Hassan Z., Durrant A., Thompson J., Olabi A. G. 2019. Numerical modelling and CFD simulation of a polymer electrolyte membrane (PEM) fuel cell flow channel using an open pore cellular foam material. Science of the Total Environment 678 (2019) 728–740. https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2019.03.430

[20] Yi Y., Zheng-kai T., Zhi-gang Z., Mu P. 2011. Gravity effect on the performance of PEM fuel cellstack with different gas manifold positions. International journal of energy research 36: –845 855. https://doi.org/10.1002/er.1837.

KULLANICI ODAKLI AKILLI VE YALIN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM PROGRAMI ÇİZEN İÇİN E-KATALOG UYGULAMASI

Harun ÖZTÜRK[1], Cengiz ÖZ[2], Mustafa BİNTAŞ[3], Gül Çiçek ZENGİN BİNTAŞ[4]

[1,2,3,4] Mubitek Tasarım Bilişim Makina San. ve Tic. Ltd. Şti., Bursa, Türkiye

ÖZET

İmal edilecek ürünler istenilen özelliklerde ve ölçülerde Bilgisayar Destekli Tasarım (BDT) programları ile tasarlanmakta, ürünlerin analiz ve modifikasyonu gerçekleştirilmektedir. 2010 yılından itibaren Türkiye'de BDT geliştirme çalışmalarına başlanmış sac kalıp tasarım sektörüne özgü ilk yerli ve milli program ÇİZEN geliştirilmiştir. Endüstri 4.0 devriminin başladığı bu dönemde başarılması gereken ara hedeflerden bir tanesi "akıllı ürünler" yaratmaktır. Akıllı ürünlerin hayatımıza yön verdiği bir dünyada ürünler ekipmanlarla iletişim kurup neler yapmaları gerektiğini söylüyor olacaktır. Vizyonumuz, ÇİZEN'i ekipmanlarla iletişim kurabilir hale getirmektir. Bahsi geçen amaç kapsamında müşteriye özgü bir çözüm olan Çizen E-katalog yazılımı geliştirilmiştir. Bu bildiride standart parça üreticileri ile tedarikçileri için bir çözüm niteliği taşıyan, Çizen ile tasarlanmış standart parçalardan oluşan E-Katalog yazılımı detaylı olarak anlatılmıştır. Standart parçalar tedarikçi firmalar tarafından üretici firmaların web sitelerinden indirilebilecek, CD ile dağıtıldığında ise internet bağlantısı sayesinde güncelleştirmeler otomatik olarak alınabilecek ve korunabilecektir. Ayrıca web servis sayesinde hangi firmaların standart parçalarını kullandığı bilgisine ulaşılabilecektir.

Anahtar Kelimeler: Yerli CAD Programı, Kalıp Tasarımı, E-Katalog

E-CATALOG APPLICATION FOR A SMART AND LEAN COMPUTER AIDED DESIGN PROGRAM ÇİZEN

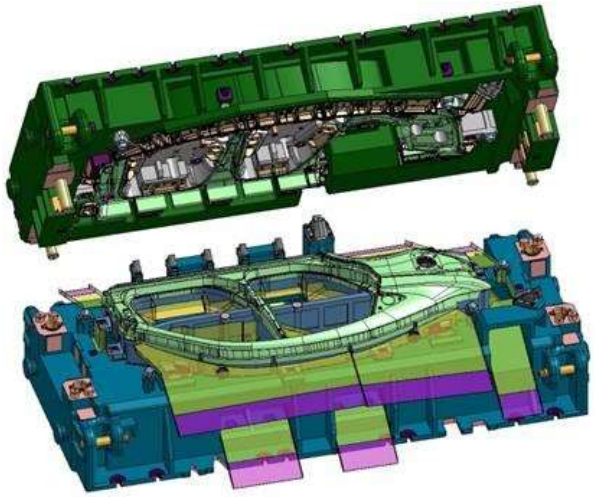
ABSTRACT

The products to be manufactured are designed with Computer Aided Design (CAD) programs with the desired features and sizes, and the products are analyzed and modified. Since 2010 Turkey has been started in the first local and national programs specific to the steel sector die design development ÇİZEN that the CAD has been developed. One of the intermediate goals to be achieved in this period when the Industry 4.0 revolution started is to create "smart products". In a world where smart products guide our lives, products will communicate with equipment and tell them what to do. Our vision is to make ÇİZEN able to communicate with the equipment. Within the scope of the said purpose, a software unique to the customer, ÇİZEN E-catalog software has been developed. In this paper, the E-Catalog software, which consists of standard parts designed with ÇİZEN, which is a solution for standard parts manufacturers and suppliers, is explained in detail. Standard parts can be downloaded from the manufacturer's websites by the supplier companies, and when distributed with a CD, updates can be automatically obtained and maintained through the internet connection. Also, thanks to the web service, it will be possible to find out which companies are using the standard parts.

Keywords: Local CAD Program, Die Design, E-Catalog

1. GİRİŞ

Kalıp tasarımı ve kalıpçılık sektörü tüm dünya ülkelerinde ekonominin tabanını oluşturmaktadır. Her gün kullandığımız cep telefonu, otomobil, televizyon, klima vb. ürünlerin tüm plastik ve metal parçalarının her birinin ayrı ayrı kalıp yardımıyla seri üretiminin gerçekleştirildiği düşünüldüğünde kalıp üretiminin teknolojideki ve ekonomideki yerini anlamamız kolaylaşır. Örneğin bir otomobil üretimi için 300-350 parça ve bunun için de yaklaşık 1200 kalıp yapılması gerekmektedir (kalıp tasarım örneği için bkz. Şekil 1). Bir kalıbın tasarlanma süreci parçanın boyutlarına ve özelliklerine göre 30 ila 400 saat arasında sürmektedir. Nihai ürüne doğrudan etki yapmasıyla kalıp tasarımı ve imalatı oldukça teferruatlı, hassas, teknik işçilikli, ileri teknoloji yazılımlarıyla bilgisayar ortamında modellemeye ihtiyaç duyulduğundan ve ağır sanayi makinelerinin kullanılmasını gerektirdiğinden dünyanın her ülkesinde yüksek maliyetli bir hizmettir. Kalıp tasarım sürecinde yapılan iyileştirmeler, büyük oranlarda kalıp termin sürelerini etkilemektedir. Kalıp tasarım sürecinin olabildiği kadar hatasız ve verimli geçmesi, parça maliyetlerini düşürmektedir.



Şekil 1: Kalıp Tasarım Örneği (Otomobil Yan Çerçeve Kalıbı)

Bir kalıp tasarımında çok fazla sayıda standart parça kullanılmaktadır. Standart parça üretıcı firmaları, ürünlerini Web ortamında, DVD şeklinde, Baskı Katalog şeklinde, 3d PDF şeklinde yada Uygulamalar şeklinde kullanıcılara sunabilmektedir (katalog yöntemleri için bkz. Şekil 2). Baskı yöntemini tercih eden standart parça üreticisi firmalar, kalıp tasarımı yapan firmaların, standart parçaların tasarımlarına ulaşabilmesi için kitapçık halinde kataloglar yayınlamaktadır. Bu katalogların içerisinde standart parçalar ve tipleri bulunmaktadır. Yüzlerce sayfadan oluşan bu katalogların içerisinden tasarıma uygun standart parçayı bulmak ve sonrasında sipariş koduna göre standart parçanın bulunup tasarımda kullanılması çok fazla zaman kaybına sebep olmaktadır. Katalogların kitapçık halinde dağıtılması kalıp tasarımı yapan firmaların standart parçaların güncelliklerini takip etmesini zorlaştırmaktadır.

ÇİZEN, parametrik parça tasarımını ve yönetimini sağlayan bir CAD programıdır. ÇİZEN E-KATALOG parça üreticileri ve kalıp tasarımı yapan firmalar için güncel standart parçalara erişim noktasında çözüm sunmaktadır. Böylelikle parça üreticileri, onların ürünleri ve alıcıları arasında bir köprü görevi görecektir. ÇİZEN E-KATALOG tasarım firmaları tarafından kullanılacak ve tasarım sürelerinin ciddi oranda kısalmasını ve bu yazılım sayesinde bir çok sektörde çalışan mühendis ve tasarımcılara standart parçalara kolayca erişim imkanı sağlayacaktır.

ÇİZEN E-KATALOG, web uygulamalarının yanında mobil ve tablet uygulamaları ile de kullanılabilecektir. Literatürde E-Katalog çalışmaları ile ilgili olarak birçok örnek bulunmaktadır. Bildiride bu kapsamda yer alan E-Katalog örneklerine de yer verilmiştir.



Şekil 2: Standart Parça Kataloğun Web, DVD, Baskı, 3D Pdf ve Uygulama Olarak Sunulması

1.1. Yurtdışı Kaynaklı E-Katalog Çözümlerinin İncelenmesi

1.1.1. CADENAS eCATALOGsolutions

CADENAS, 1992 yılında Almanya'da mühendislik hizmetleri veren bir ofis olarak kurulmuştur. 1995 yılında PARTsolutions yazılımı ile 3D CAD dünyasına adım atan ve müşterilerine e-katalog çözümleri sunan ilk firmadır. Firmanın önemli teknoloji iş ortaklarından bazıları; Siemens, Dassault System SolidWorks, Cimatron, ZWCAD, Creo, Microsoft'tur.
CADENAS eCATALOGsolutions elektronik ürün kataloglarını oluşturmaya, yönetmeye ve pazarlamaya yarayan; standart parça üreticileri ve tedarikçileri için oluşturulmuş yazılım çözümlerini içermektedir. CADENAS'ın Elektronik Ürün Katalogları tüm dijital ürün bilgilerini ilgili müşteri hedef kitlesi için ulaşılabilir hale getirmektedir. CADENAS'ın ürettiği yazılım çözümleri, hedef kitle grubundaki mühendis ve alıcıların bilgisayarlarına kurup lokal olarak kullanabileceği program şeklinde de verilebilmektedir. Bu program sayesinde kullanıcıya off-line çalışma imkanı sunulmaktadır.

1.1.2. Trace Parts

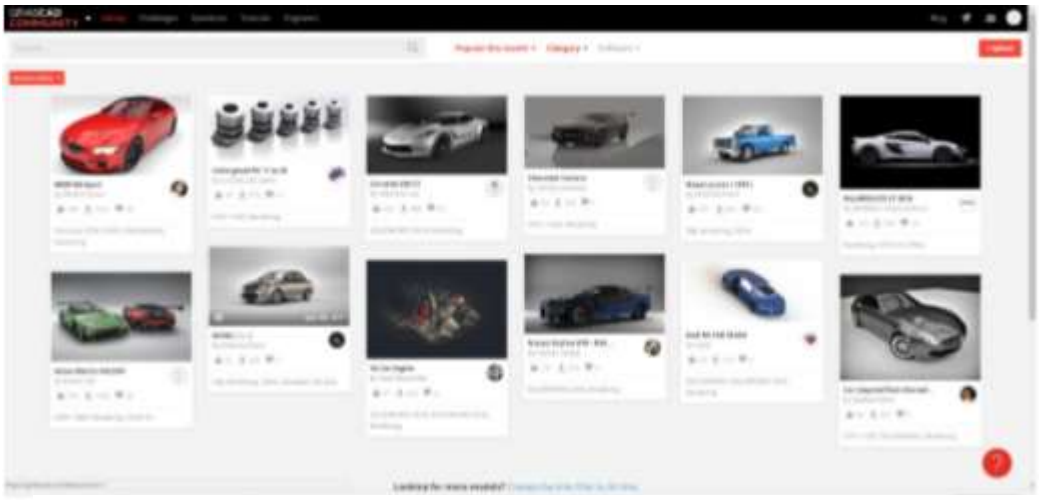
Traceparts'da sektörde çok tercih edilen, elektronik ürün kataloglarını oluşturmaya ve yönetmeye yarayan; standart parça üreticileri ve tedarikçileri için oluşturulmuş yazılım çözümlerini içermektedir. CADENAS ile ilgili birçok detay açıklandı, Traceparts ile ilgili belli başlıklar altında bazı bilgiler verilecektir.
Traceparts;

- Webden 3D data indirmeye olanak sağlamaktadır.
- Mobil ve tablet uygulamaları bulunmaktadır.
- İstatistiki raporlama yapabilmektedir.

Traceparts'ın masaüstü CAD kütüphanesi için bir yazılımı bulunmakta ve tamamen online çalışmaya müsaade etmektedir. Offline çalışma söz konusu değildir.

1.1.3. Grabcab

GrabCAD ürün tasarımcıları, mühendis ve öğrencilerin bulunduğu bir web platformdur. 2010 yılından beri milyonlarca kullanıcı CAD dosyalarını platform üzerindeki kütüphanede paylaşmaktadır. Kütüphanede bulunan CAD dosyaları kategorilere, yazılıma ve indirme sıklığına göre filtrelenebilmekte ve CAD dosyaları ücretsiz olarak indirilebilmektedir (Örnek Grabcad 3D Kütüphanesi için bkz. Şekil 3).



Şekil 3: Grabcab 3D Kütüphane

1.1.4. Diğer

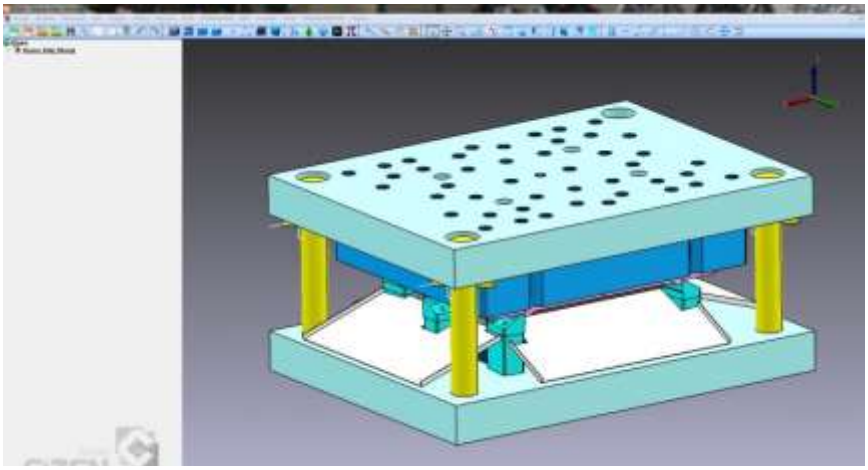
CADENAS, TRACEPARTS dışında hitap ettiğimiz sektöre özgü işler yapmakta olan CAD DATA SOLUTION (CDS) da bulunmaktadır. CDS'de, webden 3D data indirmeye olanak sağlamaktadır. Ayrıca mobil ve tablet uygulamaları bulunmaktadır. Bunun yanı sıra bizim hitap ettiğimiz sektörün dışında endüstriyel tasarıma yönelik geliştirilmiş 3D CAD modellerinin bulunduğu web siteleri aşağıda listelenmiştir:

- https://grabcad.com/
- https://www.thingiverse.com/
- https://3dexport.com/
- http://www.3dmodelspace.com/

- http://archive3d.net/
- https://www.cgtrader.com/

2. YERLİ CAD PROGRAMI ÇİZEN

Tasarım üretim için yapılan bir plandır. Üretimin hatasız, kaliteli ve zamanında yapılabilmesi için tasarımdan üretime doğru bilgi akışını sağlayan CAD teknolojilerini verimli şekilde kullanmak gerekmektedir. Bu gerekliliği ise Endüstri 4.0'ı temel alan yeni nesil özel yazılımlarla gerçekleştirmek büyük önem arz etmektedir. Sanayide kullanılan mevcut CAD programları genel amaca yöneliktir. Yerli sanayinin ihtiyaçları doğrultusunda özel çözümler içermemektedir. Ayrıca söz konusu CAD programlarının yabancı menşeili olması ve maliyetlerinin çok yüksek olması nedeniyle özellikle mikro ve küçük ölçekli KOBİ'ler tarafından kullanılmamakta ya da lisanssız kullanıma olan eğilim artmaktadır.
İlk yerli ve milli CAD program olan ÇİZEN hedef kitlemiz KOBİ'lere maliyet olarak yük getirmeyecek, sanayinin ihtiyaçlarını karşılayabilecek çözümler içeren yerli bir CAD programıdır. Uzmanlık alanımız gereği kalıpsız üretim olmaz gerçeğinden yola çıkarak ilk çalışma sac kalıpçılık sektörü üzerine yapılmıştır (Çizen ile tasarlanmış Çevre Kesme Kalıbı Örneği için bkz. Şekil 4 ve Derin Çekme Kalıbı örneği için bkz. Şekil 5).



Şekil 4: ÇİZEN ile Tasarlanmış Çevre Kesme Kalıbı

ÇİZEN dört ana modülden oluşmaktadır. Bunlar; Temel CAD Fonksiyonları, Parametrik Modelleme, Ürün Yaşam Döngüsü (PLM) ve Kalıp Teklifi Hazırlama (açınım hesaplama, nesting, bounding box, mühendislik hesapları) dır.
ÇİZEN'i diğer CAD programlarından ayıran en önemli yenilik ise müşteri firmanın standartlarına göre parametrik yapıda özelleştirilebilmesi özelliğidir. Çünkü sektörde kullanılan CAD programları yerli sanayiye rekabet edebilme gücünü kazandıracak özel uygulamalar içermemektedir. Projemiz ile müşteri firmanın standartları programa dahil edilerek firmaya hız ve kalite kazandıracak üç boyutlu model veri tabanı oluşturmaktadır.



Şekil 5: ÇİZEN ile Tasarlanmış Derin Çekme Kalıbı

Ayrıca sanayinin kayıpsız data dönüşümünü yapabilmesi için programa ürün ağacı bilgisi, model renkleri korunarak ve kayıpsız STEP, IGES, STL veri dönüşümü/transferi özelliği bulunmaktadır.

TÜBİTAK ve KOSGEB Projeleri kapsamında desteklenen ÇİZEN programı, ilk başlandığı günden itibaren sürekli geliştirilen bir programdır. Müşteri ihtiyaçlarını tespit edip onlara çözüm arayan ve sektörü yönlendirmeye çalışan uygulamalar geliştirmektedir.

3. ÇİZEN UYGULAMASI İÇİN E-KATALOG

Endüstri 4.0 devriminin başladığı bu dönemde başarılması gereken ara hedeflerden bir tanesi "akıllı ürünler" yaratmaktır. Akıllı ürünlerin hayatımıza yön verdiği bir dünyada, ürünler ekipmanlarla iletişim kurup neler yapmaları gerektiğini söylüyor olacaktır. Vizyonumuz, ÇİZEN'i ekipmanlarla iletişim kurabilir hale getirmektir. Bu amaç gözetilerek ÇİZEN E-Katalog Çözümü geliştirilmiştir.

Standart parça üreticilerinin kalıp tasarımı yapan müşterilerine dağıtmış olduğu kitapçık halinde kataloglar bulunmaktadır. Bazı firmalar katalog ile birlikte CD de dağıtmaktadır. CD içerisinde standart parçaların sipariş kodu ile isimlendirilmiş .STP dosya uzantılı katı modelleri bulunmaktadır. Bu katalogların içerisinde standart parçalar ve tipleri bulunmaktadır. Tasarımcı kalıpta kullanması gereken standart parçayı bu kataloglardan seçmektedir. Yaklaşık 500 sayfa olan bir katalogdan tasarıma uygun standart parçayı bulmak ve sonrasında CD içerisinden sipariş koduna göre standart parçayı tasarıma yüklemek büyük vakit kayıplarına sebep olmaktadır.

Ayrıca kataloglar ile birlikte dağıtılan CD'ler piyasaya yayıldığında firma için 'güncellik' sorununu da beraberinde getirmektedir. Standart parça üreticisi firma kataloğunu güncellediğinde (yeni bir parça eklendiğinde veya mevcut standart parçadaki yanlış sipariş kodu, ölçü gibi değerleri düzenlediğinde) daha önce CD ile dağıtmış olduğu katı modeller ve baskı kataloglar güncelliğini yitirmiş olmaktadır. Daha önce piyasaya dağıtılmış olan CD'lerin ve baskı katalogların toplanması ve/veya değişen katalog sayfalarının ve step dataların her müşteriye bildirilmesi mümkün olmadığı için tasarımda güncel olmayan parçaların kullanılması hata yapma payını yükseltmektedir. Tasarım için en önemli husus, en güncel katalog ve en güncel katı model üzerinde çalışmaktır.

Tasarım yapan firmanın sürekli katalog güncellemelerini takip etmesi gerekmekte veya üretici firmaların tek tek tasarım firmalarına güncelleme detaylarını vermesi gerekmektedir. Firmalar katalog ve CD verdikleri müşterilerinin listesini tutmakta fakat bu listenin doğruluğunu kontrol edememekte ve bilememektedir. Çünkü CD ve baskı kataloğun .pdf dosyası çoğaltılarak yayılabilmektedir.

ÇİZEN ile tasarlanmış parametrik standart parçalardan oluşan E-KATALOG, üretici firmaların web sitelerinden indirilebilecek veya CD ile dağıtıldığında internet bağlantısı sayesinde güncelleştirmeleri otomatik alabileceklerdir. Tablo 1'de ÇİZEN Programı E-Katalog uygulaması ile diğer E-Katalog uygulamalarının karşılaştırmalı tablosu yer almaktadır.

Tablo 1: Çizen ve Diğer E-Katalog Karşılaştırma Tablosu

KARŞILAŞTIRMA KONUSU	CADENAS	TRACEPARTS	CAD DATA SOLUTIONS	GRABCAD	ÇİZEN E-KATALOG ÇÖZÜMÜ (ÖNGÖRÜ)
CAD ALT YAPISI	EVET	EVET	HAYIR	EVET	EVET
WEB	EVET	EVET	EVET	EVET	EVET
DVD/CD	EVET	EVET	HAYIR	HAYIR	EVET
BASKI KATALOG	EVET	HAYIR	HAYIR	HAYIR	HAYIR
3D PDF	EVET	HAYIR	HAYIR	HAYIR	EVET
MOBİL/TABLET UYGULAMASI	EVET	EVET	EVET	EVET	EVET
SANAL GERÇEKLİK	EVET	HAYIR	HAYIR	EVET	EVET
QR KODUNDAN 3D CAD MODELİ GÖRME/İNCELEME	EVET	HAYIR	HAYIR	HAYIR	EVET
İSTATİSTİKSEL RAPORLAMA	EVET	HAYIR	HAYIR	HAYIR	EVET
İŞ BİRLİĞİ PLATFORMU	EVET	HAYIR	HAYIR	HAYIR	EVET

Firmalar bu sayede güncelliklerini koruyabilecekler ve web servis sayesinde hangi firmaların standart parçalarını kullandığı bilgisine ulaşabileceklerdir. ÇİZEN, parametrik parça tasarımını ve yönetimini sağlayan bir CAD programıdır. ÇİZEN E-KATALOG parça üreticileri, onların ürünleri ve alıcıları arasında bir köprü görevi görecektir.

Tasarım firmaları tarafından kullanılacak ve dizaynın önemli aşamalarında zamandan tasarruf ederek kar edilecektir.

Program sayesinde mekanik mühendisliğinde, otomotiv ve inşaat sektöründe yer alan mühendis ve tasarımcılara, katalogda bulunan binlerce parçaya doğrudan ulaşım imkanı sağlanacaktır.

Geliştirdiğimiz E-KATALOG web arayüzüne ilişkin görseller Şekil 6 ve Şekil 7 ve Şekil 8'de yer almaktadır.



Şekil 6: Web Uygulama Ara Yüzü-1



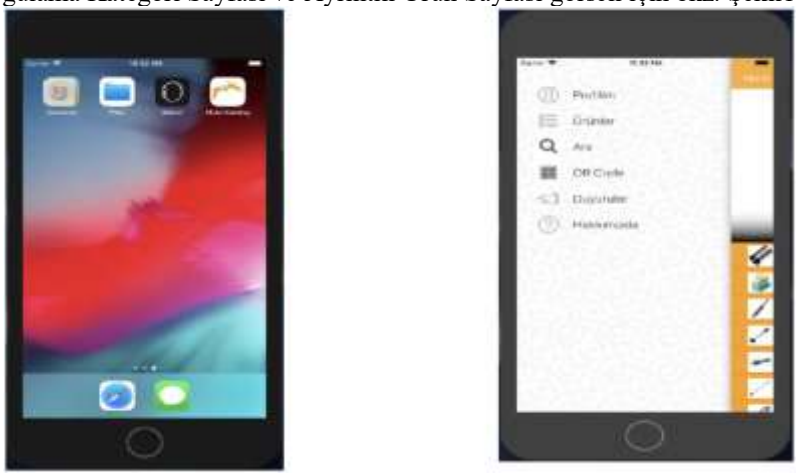
Şekil 7: Web Uygulama Ara Yüzü-2



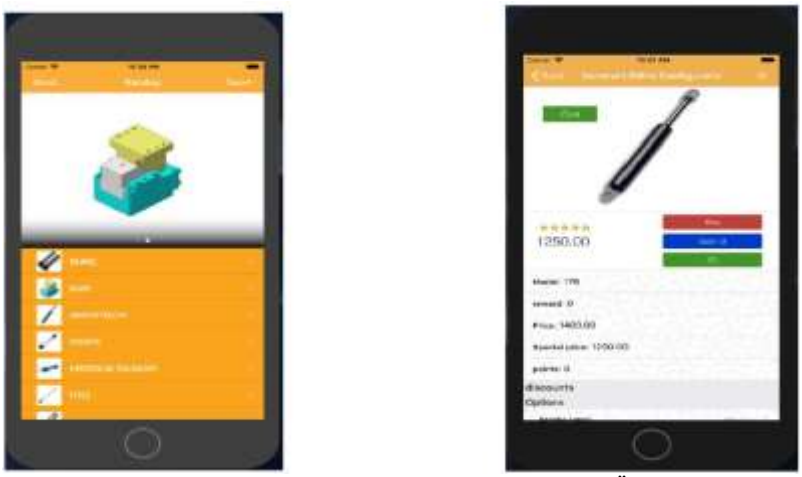
Şekil 8: Web Uygulama Ara Yüzü-3

ÇİZEN E-KATALOG, web uygulamalarının yanında mobil ve tablet uygulamaları ile de kullanılabilecektir. ÇİZEN Görüntülüyeci Programı'nın oluşturulması ile tasarımcıların mobil ve tablet uygulama üzerinden data

görüntüleyebilmesi hedeflenmiştir. Görüntüleyici program ile CAD data üzerinden ölçü alma, parça görünüşlerinin ayarlanabilmesi ve kesit alma gibi işlemler tanımlanabilecektir.
Proje kapsamında, baskı katalog üzerindeki teknik resim ve tablo şeklindeki bilgi tablet veya mobil uygulama ekranında 3 boyutlu hale getirme şeklinde uygulama yapılacaktır. ÇİZEN E-KATALOG kullanan tasarımcı, tasarım için uygun standart parçayı baskı katalogdan bulduktan sonra direkt olarak mobil uygulamasının yüklü olduğu bir akıllı telefon veya tablet ile QR kodunu taratacak, ürüne ait 3D CAD model direk olarak ekranda gösterilecektir. İndirme tuşuna tıklanıp step formatındaki CAD modelini direkt olarak arka planda yer alan e-mail adresine gönderterek alacak ve tasarımına ekleyebilecektir. (Mobil uygulamaya ilişkin, uygulamanın telefon ekranı ve uygulama menüsü görseli için bkz. Şekil 9, Mobil Uygulama Kategori Sayfası ve Ayrıntılı Ürün Sayfası görseli için bkz. Şekil10)

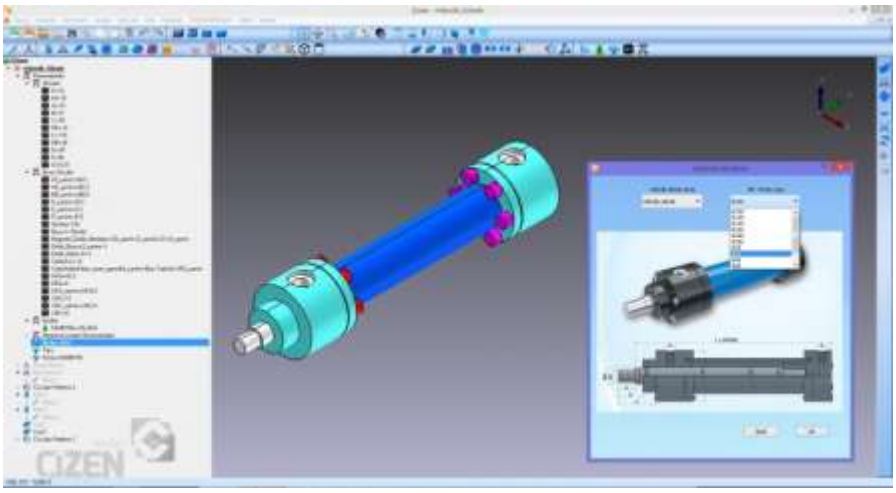


Şekil 9: Mobil Uygulama Telefon Ekranı ve Uygulama Menüsü

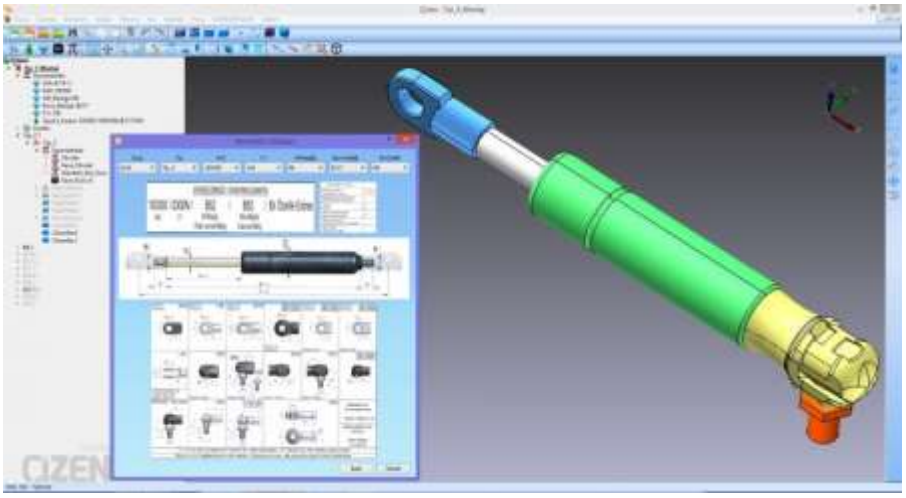


Şekil 10: Mobil Uygulama Kategori Sayfası ve Ayrıntılı Ürün Sayfası

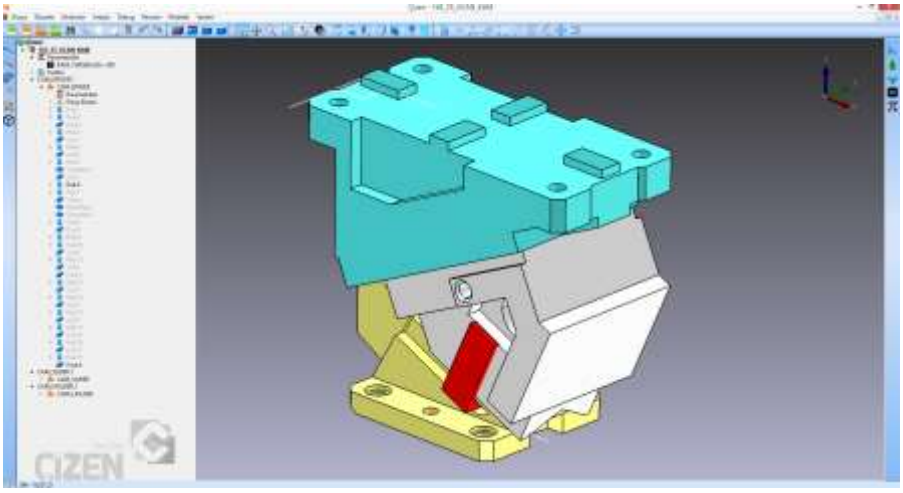
ÇİZEN E- KATALOG içerisinde bulunan tüm standart parçalar gelişmiş filtreleme ve arama menüleri ile rahatça bulunabilecektir. Kullanıcı ayrıca gelişmiş benzerlerini getirme gibi bir özellik sayesinde aradığı ürünü benzerleri arasında da bulabilecektir. Şekil 10, Şekil 11 ve Şekil 12'de Çizen programı ile parametrik standart parça ve modül tasarımlarının bulunduğu standart parça kütüphanesine ait arayüz görüntüleri bulunmaktadır.



Şekil 11: Çizen Hidrolik Silindir Modülü



Şekil 12: Çizen Amortisör Kam Modülü



Şekil 13: Çizen Uçan Kam Modülü

5.SONUÇ

Bu çalışmada sac kalıp tasarımına yönelik müşteriye özgü çözümler sunan ilk yerli ve milli bilgisayar destekli tasarım programı ÇİZEN ve kalıp tasarımı yapan tasarımcıların parametrik standart parça tasarımlarına kolayca erişmelerini sağlayacak ÇİZEN E-Katalog çözümünden bahsedilmiştir.

Günümüzde teknolojinin hızlı gelişmesiyle beraber üretim aşamalarında beklentiler artmış, hızlı, hatasız ve kaliteli çıktılar beklenmektedir. Bu beklentileri karşılayabilmek için kalıp üreticilerinin veri güncellemelerini kesintisiz olarak müşterilerine aktarabilmeleri, müşterilerin de doğru veriye çok fazla zaman kaybetmeden ulaşmaları gerekmektedir. ÇİZEN E-Katalog modülü tasarım aşamasından ürünün imalatına kadar geçen süreyi minimum seviyeye indirerek hem firmalara hem de tasarımcılara zaman kazandırmaktadır. Kalıp tasarımcısı standart parçaları tekrar tekrar çizmeden katalogdan direkt olarak indirerek tasarımında kullanmasıyla zaman kaybı, kod„ölçü vb. hatalardan kaynaklanan kalitesizlik problemleri yok edilmektedir. Bunun yanında, 3D parça kütüphaneleri üretici firmalar için satış ve pazarlama faaliyetleri içinde faydalar sağlamaktadır. Üretici firmalar web üzerinden bu hizmeti kullanıcılarına sunmasıyla beraber, hangi ürünlerinin hangi firmalar tarafından kullanıldığı geri bildirimini alabilecektir. Bu geri bildirimlerle gerekli satış pazarlama faaliyerleriyle satışlarını arttırabileceklerdir. Kalıp tasarım sürecinde standart malzeme kullanımı tasarım aşamasından 1-3 ay sonra gerçekleşmektedir. Bu öngörü ile standart parça üreticisi firma üretim ve kaynak planlaması yapabilme yeteneğine sahip olmaktadır. Standart parça kullanıcısı kalıp tasarımcılarına özel bir ÇİZEN sürümü ücretsiz olarak dağıtılmaktadır. Bu sürümde step açma görüntülme, ölçü alma vb. kısıtlı işlemler yapılabilmektedir. Böylece ÇİZEN'in kullanım yaygınlığı sağlanacaktır. Çizen E-Katalog uygulaması yerli olması sebebiyle yabancı menşeili yazılımlara olan bağımlılığı azaltacaktır.

TEŞEKKÜR

Geliştirdiğimiz uygulamanın yazılım alt yapısında destek olan MUBİTEK Tasarım Bilişim Mak. San. Ve Tic. Ltd. Şti. firmasından çalışma arkadaşımız Yunus KARA'ya teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

[1] URL 1: https://www.cadenas.de/tr/products/ecatalogsolutions/overview
[2] URL 2: http://www.slideshare.net/AknTerzi/cadenas-elektronik-rn-katalogu
[3] URL 3: http://www.slideshare.net/AknTerzi/cadenas-elektronik-rn-katalogu
[4] URL 4: http://www.traceparts.com/
[5] URL 5: http://www.catalogdatasolutions.com/
[6] URL 6: https://grabcad.com/
[7] URL 7: https://www.thingiverse.com/
[8] URL 8: https://3dexport.com/
[9] URL 9: http://www.3dmodelspace.com/
[10] URL 10: http://archive3d.net/
[11] URL 11: https://www.cgtrader.com/

ELEKTRİKLİ OTOBÜSLERDE KULLANILAN HIZLI ŞARJ SİSTEMLERİ

Orhan TOPAL
Aselsan A.Ş, UGES, Ankara, Türkiye
otopal@aselsan.com.tr

ÖZET

Dünya genelinde elektrikli araçların hızla yaygınlaştığı kulvarların başında şehiriçi toplu ulaşım sistemlerinde kullanılan elektrikli otobüsler gelmektedir. Bunun ile birlikte şarj altyapı sektöründeki artan gelişmeler, sisteme çeşitli alternatif çözümler sağlamaktadır. Bu çalışma da bataryalı elektrikli otobüsler özelinde hızlı şarj sistemlerine esas inverted ve on board pantograf yapıları için çok yönlü karşılaştırmalara yer verilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Bataryalı Elektrikli Otobüsler, Hızlı Şarj Sistemleri, Elektrikli Otobüslerde Pantograf Yapıları

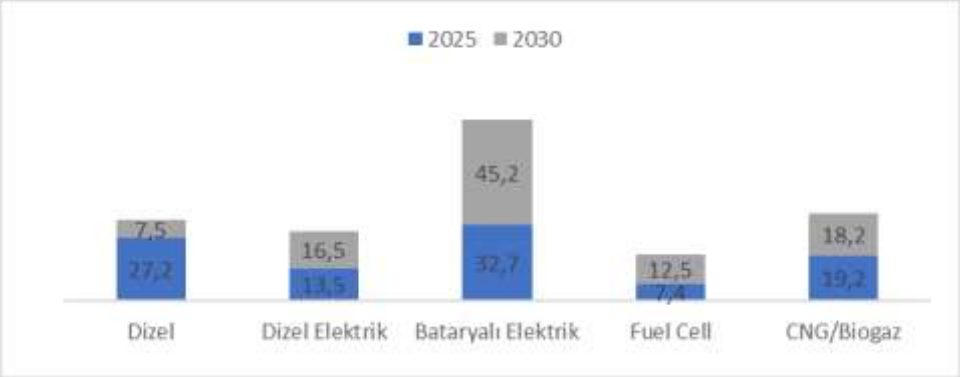
ABSTRACT

Electric buses used in urban public transportation systems are at the forefront of the lanes where electric vehicles are rapidly becoming widespread throughout the world. In addition, increasing developments in the charging infrastructure sector provide various alternative solutions to the system. In this study, versatile comparisons are given for inverted and on board pantograph structures based on fast charging systems, especially for battery electric buses.

Keywords: Battery Electric Buses, Fast Charge Systems, Pantograph Structures in Electric Buses

1. GİRİŞ

Sektörel pazar araştırma raporları ve çeşitli literatür çalışmalarına göre Avrupa'da, kamu ve özel sektör tarafından yürütülen toplu ulaşım sisteminde kullanılan otobüslerin tahrik sistemlerinin değişim trendi için 2025 ve 2030 yıllarını esas alan yaklaşım Şekil 1'de sunulmuştur. Bu kapsamda bataryalı elektrikli otobüslerin 2025 itibari ile bütün otobüs filoların % 32.7'sine ve 2030 yılında ise % 45.2'sine karşılık gelmesi beklenmektedir. Ayrıca toplu ulaşım hizmetlerinde kullanılan dizel otobüslerin ise 2020 yılında % 47,7 oranından 2030 yılında da % 7,5 seviyelerine gerilemesi öngörülmektedir [1][4][5][11].



Şekil 1. Avrupa Toplu Ulaşım Sektöründe Kullanılan Otobüslerin Değişim Trendi

Dünya genelinde, 2018 yılı verilerine göre toplamda yaklaşık olarak 157.000 adet elektrikli otobüs için kurulumu gerçekleştirilmiş şarj istasyonu bulunduğu; bunlardan 153.000 adedinin sadece Çin'de olduğu ifade edilmektedir. Bu kapsamda yaklaşık 3.000 adet şarj istasyonu Avrupa'da yer alırken, hızlı şarj konseptlerine doğru bir eksen kayması söz konusudur. Beraberinde elektrikli otobüslere özgü şarj istasyonlarında farklı çözümler geliştirildiği de bilinmektedir [2][4][11].

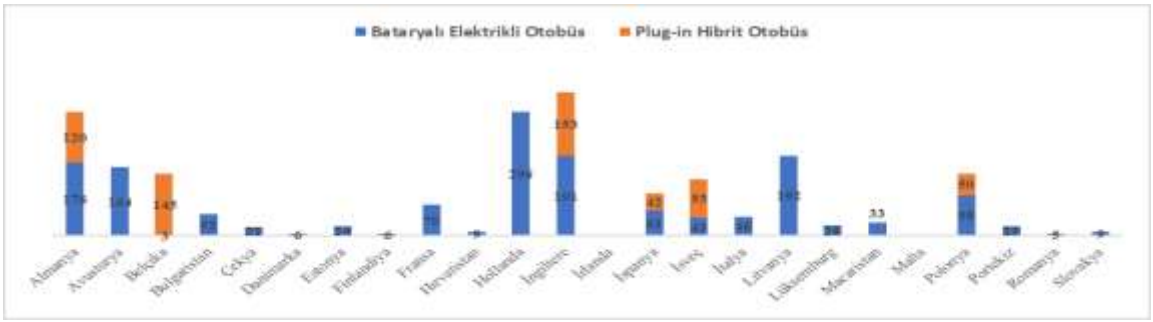


Şekil 2- Şarj Konseptine göre Elektrikli Otobüsler

Şehir içi toplu ulaşım sistemlerinde kullanılan elektrikli otobüsler için öngörülen 3 ana şarj konsept yaklaşımı bulunmaktadır. İlk olarak dünya genelinde en yaygın olarak tercih edilen geceden şarj olma esasına dayanan yöntem olan yavaş şarj konseptidir. Bu yöntem özellikle Çin'de en çok tercih edilen yaklaşım olarak literatürde yer edinmiştir [2]. Daha yüksek batarya kapasitesi ve daha düşük şarj gücü ve altyapı kapasitesine gereksinim duyulan konseptte; genellikle toplu ulaşımda kullanılan elektrikli otobüslerin geceleri gerçekleşen revizyonları sırasında şarj olmasını esas alınmaktadır. Söz konusu konseptte otobüsler için sağlanan enerji maliyetlerinde -elektrik birim fiyatlarında gece tarifesinde faydalanılmasından ötürü- işletme maliyetlerine yansıyan kazanım sağlanırken; ihtiyaç duyulan yüksek batarya kapasitesi nedeni ile araç maliyetleri arttıran bir endeks ortaya konulmaktadır.

Alternatif yaklaşım olan hızlı şarj sistemleri için ise gerekli altyapı kurulum maliyeti oldukça yükselmekte, ancak araçların hızlı şarj olma kabiliyetine sahip olmasından dolayı, ihtiyaç duyulan batarya kapasitesi azalmaktadır. Bu anlamda elektrikli araçların geneli için en önemli maliyet kalemi olan batarya kapasitelerinde de kazanım sağlanmaktadır. Ancak değişikliğe gidilen şarj konsepti esas alındığında, kullanılan batarya yapısı değişikliğinden ötürü elde edilen batarya kapasite azaltımı, maliyete doğrudan yansımamaktadır. Hızlı şarj sistemleri de literatürde kendi aralarında 2'ye ayrılmaktadır. İlki daha düşük menzil kapasiteli olan yaklaşımdır. Belirlenen 2 durak noktası arasındaki mesafeyi sağlayabilecek kadar batarya kapasitesine ve belirlenen kapasitedeki bataryanın, duraklarda yolcu indirip/bindirme süresince şarj olmasını sağlayabilecek enerji altyapısını gerektiren ultra hızlı şarj sistemleridir. Söz konusu konsept belirlenen duraklar bazında şarj altyapısı kurulumunu gerektirirken, düşük batarya kapasitesi gereksinimleri ile kısa sürelerde, duraklardaki yolcu indirip/bindirme süresi içerinde bataryaların doldurabilmesini gerekli kılmaktadır. Diğer hızlı şarj konsepti ise genellikle toplu ulaşım sistemlerinde yer alan hatların ilk ve son duraklarda konuşlandırılan şarj istasyonları ile elektrikli otobüslerin işletme döngüleri içerisinde bir tam turluk döngüsünü tamamlanmasına imkân sunulan sistemlerdir.

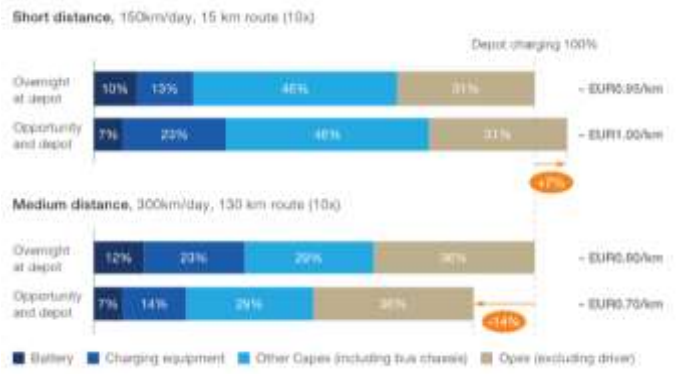
Bu farklı şarj konseptleri esas alındığında durak bazlı kurulan sistemler -ultra hızlı şarj sistemi- olarak da adlandırılmaktadır. Gerekli araç topolojisi ve ilgili altyapı maliyeti göz önünde bulundurulduğunda en yüksek maliyetli seçenek olup, araç bazlı batarya kapasitesi yönünden ise makul seçeneği sunmaktadır. Ancak batarya kapasitende sağlanan avantaj batarya yapısının değişmesinden ötürü maliyete doğrudan yansımamaktadır. Diğer bir seçenek olan -hızlı şarj sistemi- ise filo bazında yapılacak karşılaştırmada, ultra hızlı şarj sistemine göre, şarj istasyon ve altyapı maliyeti yönünden daha ekonomik olmakla birlikte, araç bazında –geceden şarjlı (yavaş şarj) sistemleri karşılaştırıldığında daha fazla maliyet gerektirmektedir. Ayrıca işletme maliyetleri içinde yer alan enerjinin maliyeti için ise geceden şarj konsepti (yavaş şarj) elektrik birim fiyatlarında gece puant tarifesinden yararlanılabilmesine imkân sunduğundan ve enerji tedarikini daha kolay sağlanabilmesinden dolayı ilave avantajlar da sağlamaktadır.



Şekil 3- Avrupa'da Toplu Ulaşım Hizmetlerinde Kullanılan Elektrikli Otobüs Sayıları

Alexander Dennis Şirketi tarafından hazırlanan çalışmaya göre 2017 yılında Avrupa genelinde yer alan 980 adet elektrikli otobüsün toplam otobüs filolarının % 1,6 'sına karşılık geldiği belirtilmiştir. Toplam 687 adet[1] bataryalı elektrikli otobüsden; 58 adedinin plug-in hibrit model elektrikli otobüslerden ve son olarak 235 adedinin ise troleybüslerden meydana geldiği ifade edilirken bunlardan %56 'sı garajlarda geceden şarj konseptine, % 44'ünün ise hızlı şarj konsepti sari faaliyet gösterdiği belirtilmektedir [2][4][11].

Elektrikli otobüslerde tercih edilen şarj sistemleri için dünya geneli için yapılan incelemelerde ise 2018 yılında %52 oranla geceden uzun şarj konseptinin ön plana çıktığı görülmektedir. Ardından filo bazında % 40 oranla geceden şarj (yavaş şarj) depo ve hızlı şarj konseptlerinin bir arada kullandığı sistemler takip etmekte ve son olarak da % 8 oran ile sadece hızlı şarj sistemlerinin kullanıldığı konseptler gelmektedir. Burada belirleyici unsur dünyada genelinde sahada kullanılan elektrikli otobüslerin % 90 'nından fazlasının Çin'de yer alması ve Çin'li üreticilerin de batarya konusundaki ulusal yaklşaımları sebebi ile geceden şarjlı yöntemi (yavaş şarj) benimsemesi olarak gösterilebilmektedir. [4] [6].



Şekil 4- Şarj Sistemlerine göre TSOM Analizi [5]

Yukarıda yer verilen Şekil 4'de, elektrikli otobüsler için toplam sahip olma maliyet yaklaşımlarına esas şarj sistemleridir [2]. Tercih edilen şarj sistemlerine göre maliyetlerin değiştiği belirtilmektedir. Grafikte elektrikli otobüslerle gerçekleştirilen örnek bir çalışmanın sonuçlarına yer verilmiştir. Burada günlük 150 km menzil koşullarında, 15 km'lik bir hattın esas alındığı işletme şartları için elektrikli otobüslere dair içerisinde batarya, şarj istasyonu, araç şasisi ve de işletmeye sari diğer unsurların göz önünde bulundurulduğu toplam sahip olma maliyetlerini esas alan yaklaşıma göre, geceden şarj etme (yavaş şarj) yönteminin km bazında hızlı şarj yöntemlerinden 0,05 Euro daha ekonomik olduğu; günlük 300 km işletme koşullarında ise bu farkın 0,10 Euro daha fazla maliyet gerektirdiği belirtilmektedir. Günlük ihtiyaç duyulan menzil değeri arttıkça, gereksinim duyulan batarya maliyetinin de arttığı saptanmıştır. Ayrıca burada temel yaklaşım olarak hızlı şarj sistemleri kullanılarak, ihtiyaç duyulan toplam araç bazlı batarya kapasite miktarlarının azaltılarak, toplam sahip olma maliyetlerde avantaj sağlanabileceğidir [5].

Avrupa'nın 90 şehri üzerinde gerçekleştirilen, yaklaşık 750 adet elektrikli otobüsün referans alındığı başka bir çalışmada ise, söz konusu kullanılan şarj sistemlerinin %90'nın da geceden şarj (yavaş şarj) sistemlerinin tercih edildiği görülmektedir. Aşağıda yer verilen Tablo 1'de, filosunda 20'nin üzerinde elektrikli otobüs bulunan toplu ulaşım işletmeleri için kurulan şarj istasyon türlerine yer verilmiştir [6] .

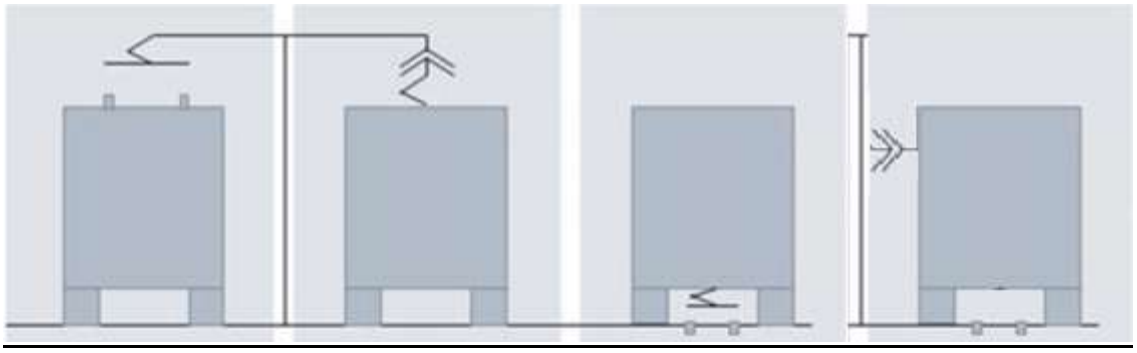
Tablo 1. Dünya Genelinde Kullanılan Bazı Büyük elektrikli otobüs filolarında kullanılan Şarj Sistemleri

Ülke	Şehir	Araç Sayısı	OEM	Şarj Sistemi
Şili	Santiago	100	BYD	Garajda Geceden Şarj
Şili	Santiago	100	Yutong	Terminalde Hızlı Şarj
Hindistan	İndore	40	Tata	Rota üzerinde Hızlı Şarj
Hindistan	Kolkata	40	Tata	Garajda Geceden Şarj
Hollanda	Leiden	23	Volvo	Terminalde Hızlı Şarj
İngiltere	Nottingham	45	Optare	Terminalde ve Garajda Şarj
Fransa	Paris	23	BlueBus	Garajda Geceden Şarj
Hollanda	Schipol	100	VDL	Terminalde ve Garajda Şarj
Çin	Shenzhen	>16000	BYD, Nanjing, Golden Dragon	Garajda Geceden Şarj

[1] Bu sayının içerisinde yakıt hücreli elektrikli otobüsler de dahildir.

2. ELEKTRİKLİ OTOBÜSLERDE HIZLI ŞARJ SİSTEM KONFİGÜRASYONLARI

Elektrikli otobüsler için kullanılan hızlı şarj sistemlerine dair işletmeciler nezdinde karşılaştırılabilecek temel husus, şarj sistemi ile elektrikli otobüsün bataryası arasında enerji akışının sağlandığı pantograf yapılarının farklılığıdır. Bu anlamda sektörde şarj sistemi için sağlanan kontak noktasına göre 4 farklı elektrikli otobüs hızlı şarj konsepti bulunmaktadır.



Şekil 5. Elektrikli Otobüsler için Hızlı Şarj Sistem Konfigürasyonları

Elektrikli otobüs sektöründe hızlı şarj sistemlerine dair sunulan çözümler incelendiğinde; genel manada firmaların anahtar teslim olarak çözümler sağladığı görülmektedir. Bu kapsamda uluslararası sektöre bakıldığında ABB, Heliox, Opbrid ve Siemens gibi firmaların ön plana çıktığı görülmektedir.

Çalışmada elektrikli otobüslerde kullanılan hızlı şarj konseptlerinde yaygın olarak kullanılan pantograf yapıları hakkında çok yönlü olarak karşılaştırılma yapılmıştır. Bu minvalde elektrikli otobüslerde kullanılan hızlı şarj sistemlerinde tercih edilen pantograf yapıları 2'ye ayrılmaktadır. İlki elektrikli otobüs için gerekli olan enerjinin şebeke ya da sistemden bataryaya aktarımını sağlayan pantograf yapısının araca dahil olduğu; ikincisi ise pantograf yapısının şarj istasyonuna dahil olduğu sistem yaklaşımlarıdır. Bu anlamda pantograf yapısının araca dahil olduğu ilk yaklaşım on board yada roof mounted olarak adlandırılırken; pantograf yapısının hızlı şarj istasyonuna dahil olduğu diğer konseptte inverted pantograf olarak nitelendirilmektedir.



Şekil 6. Farklı Marka ve Modellere ait Inverted & On board Pantograf Sistemleri

Şarj sistemi çözümü sunan firmaların ürün gamı incelendiğinde güç aktarımı sağlanan pantograf yapısı ve bileşenlerinin farklı tedarikçiler üzerinden sağlanıldığı görülmektedir. Bu doğrultudan yapılan sektör incelemelerinde pantograf ürünleri için Shunk, Stemmann - Technik, Furrey-Frey, Ekoenergetyka ve Saubli firmaları ön plana çıkmaktadır. Bu firmaların, sunulan hızlı şarj konseptine dair sistemler için çözüm ortağı olarak hizmet sağladığı tespit edilmiştir. Örneğin sektörün en bilindik şarj istem çözüm sağlayıcılarından Heliox pantograf çözümlerinde Shunk'ı; Opbrid firması Furrey-Frey'i, benzer şekilde Siemens firması ise pantograf çözümünde Stemmann - Technik'i tercih etmektedir.

Sektörde gerçekleştirilen hızlı şarj çözümlerinde kullanılan pantograf türleri incelendiğinde, firmalar tarafından ağırlıklı olarak inverted pantograf çözümler sunulduğu görülmektedir. Bu doğrultuda hızlı şarj çözümlerinde kullanılan pantograf çözümlerinin değerlendirilmesi adına sektörel bazda ürün sunan firmalara ait şarj sistemlerinin detaylı karşılaştırmalarına yer verilmiştir. Nihai olarak özellikle 2 farklı tür pantograf seçeneği sunan Shunk firmasına ait ürünler baz alındığı ve optimum çözüm seçeneklerine yer verilen yaklaşım sunulmuştur.



Şekil 7. Inverted & On board Pantograf Sistemleri

Tablo 2. ***Şehir içi Elektrikli Otobüsler için Kullanılan Hızlı Şarj Sistemleri [1]***

Marka	Model	Tür	Sistem	Maksimum Çıkış Gücü	Kullanım Durumu	Kullanım Adedi [2]	Ürün Görseli
ABB	Heavy Vehicle Charger	inverted	opportunity	150 kW 300 kW 450 kW 600 kW	İç/dış mekan	51	
	Tosa	On board	opportunity	400 kW 600 kW	İç/dış mekan	26	
EKOENERGETYKA	Quick point city Charger	inverted	opportunity	700 kW	İç/dış mekan	100	
	Quick point Column Charger	inverted	opportunity	400 kW	İç/dış mekan		

[2] 2018 yılı verilerine göre

HELIOX	300 kW Opportunity Charger	Onboard/inverted	opportunity	300 kW	İç/dış mekan	>150	
	450 kW Opportunity Charger	onboard/inverted	opportunity	450 kW	İç/dış mekan		
	600 kW Opportunity Charger	onboard/inverted	opportunity	600 kW (f)	İç/dış mekan		
JEMA ENERGY	I2E _ OC	On board	opportunity	500 kW	dış mekan	6	
SIEMENS	Siemens HPC	inverted	opportunity	300 kW, 450 kW, 600 kW (Planned)	İç/dış mekan	15	
OPBRID	Furrer Frey	inverted	opportunity	150 kW- 300 kW	İç/dış mekan	?	
LOUBİNSEN	Ultra Fast Charger-RGZP	onboard/inverted	opportunity	360 kW	İç/dış mekan	?	

Yukarıda yer verilen Tablo 2'de dünya genelinde elektrikli otobüslerde kullanılan hızlı şarj sistem çözümlülerine dair yapı ve kullanım adetlerine sunulmuştur.

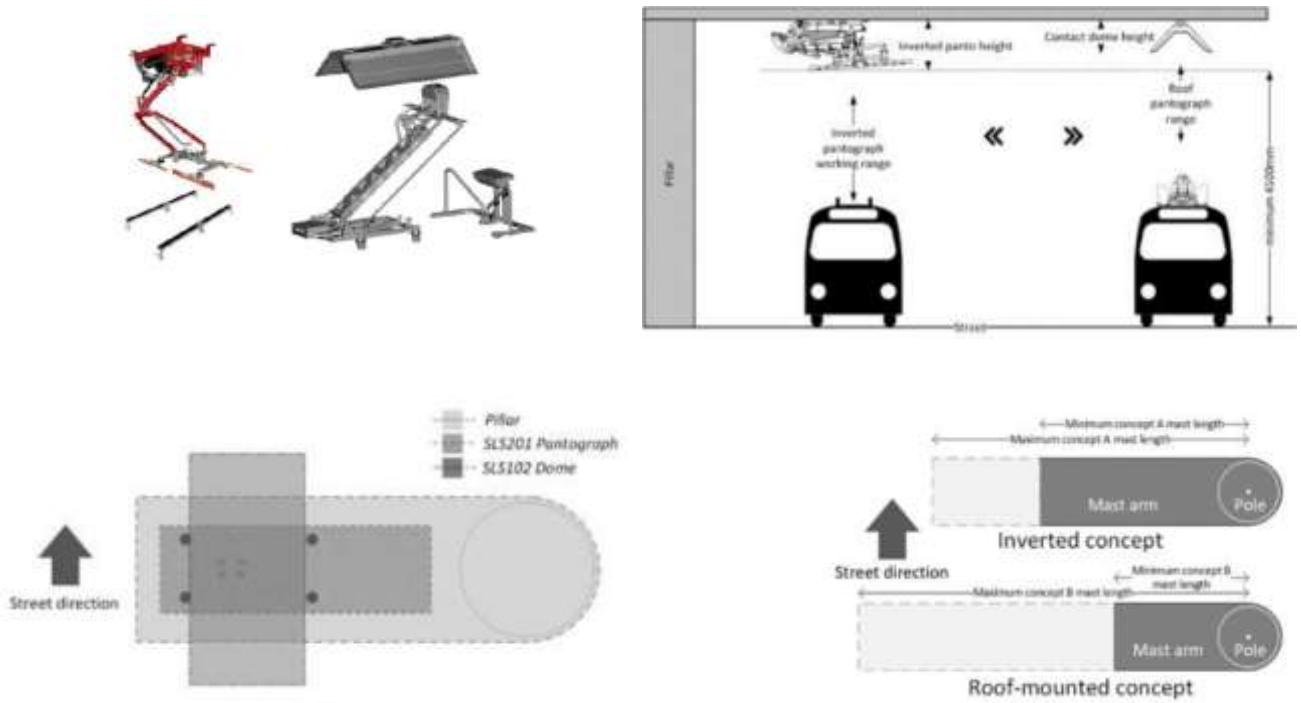
2.1 Elektrikli Otobüsler için Kullanılan Hızlı Şarj Sistemlerindeki Pantograf Yapıları

Elektrikli otobüslerde kullanılan hızlı şarj istasyonlarında kullanılan 2 farklı pantograf türüne dair ilk değerlendirme kriteri mekanik açıdan yapılmıştır. Söz konusu şarj konsepti esas alındığında seçilecek pantograf türü için hem altyapı hem de araç tarafında bazı farklı gereksinimler göz önünde bulundurulmalıdır.

İlk olarak her iki pantograf tipinin farklı çalışma yüksekliklerinde sürdürülebilir şarj işletmesi sağlanmalıdır. İnverted pantograflarda esnek çalışma yüksekliği söz konusudur. Bu tür pantograf yapılarının kullanıldığı şarj sistemlerinde özellikle aynı şarj istasyonunu kullanan farklı araç konseptleri için önemli fayda teşkil etmektedir. Özellikle elektrik tahrikli çift katlı otobüsler, çöp kamyonları vb. farklı yüksekliklere sahip araç konseptleri için tek şarj sistemi ile entegre çözüm imkanı sunulabilmektedir. Diğer taraftan on board pantograf yapısına sahip şarj istasyonlarında, sadece belirlenen araç konseptine sari olarak ve tek tip, araç bazlı kullanım söz konusudur.

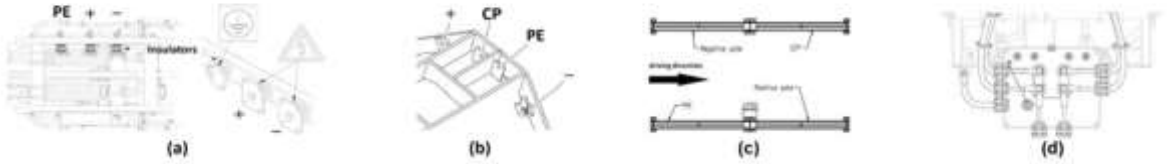
Diğer bir mekanik kriter şarj istasyonlarında pantograf monte edilen veya kontak uçlarının yer aldığı direk kol uzunlukları ve genişlikleri seçilen pantograf türüne göre değişiklik arz ederken, özellikle aracın şarj için gerekli olan yanaşma mesafelerini doğrudan etkileyen bir unsur olarak göz önünde bulundurulmalıdır.

Mekanik açıdan değerlendirilecek başka bir parametre ise pantografların ve de ilgili komponentlerinin (mekanik aksam ve rayların) ağırlıklarıdır zira farklı ağırlıkta olan bu 2 pantograf yapısı, araç konfigürasyon ve dizaynını etkileyen öncelikli bir konudur. On board ya da inverted olarak belirlenecek tercihe göre ilgili yapıların oluşturacağı ilave ağırlıklar, montajının gerçekleştirileceği direk veya elektrikli otobüs için ekstra ağırlık teşkil etmesi, montajı için gerekli alan bırakılması ve de yeterli dayanım sağlayacak mukavim (direk için) konfigürasyonlar göz önünde bulundurulması gerekmektedir [8][9][10]. Şekil 8'de konu edilen detaylara dair görsel unsurlara yer verilmiştir.



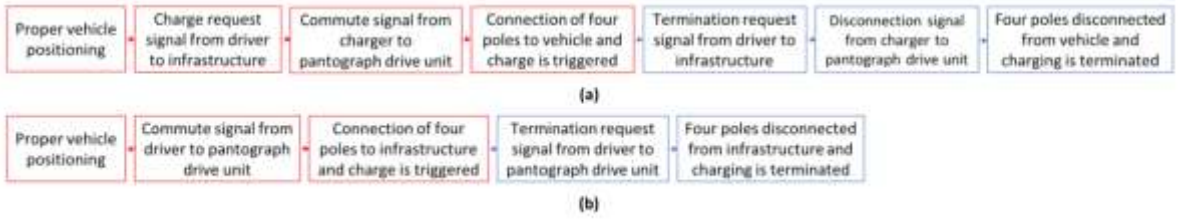
Şekil 8 . On board & inverted Pantografların yapısal olarak görünümleri, direk yükseklik ile kolu uzunlukları, altyapıdaki boşluk boşluğu ve sabitleme noktaları ve sabitleme noktaları açısından gerekli olan mekanik hususlar [7]

Pantograf yapıları bazında diğer bir değerlendirme kriteri ise elektriksel bağlantı konusudur. Her iki pantograf konseptine dair yapılan karşılaştırmada ihtiyaç duyulan kablo uzunluğu, kablo tipi, konektörü ve izolatörleri dikkate alınmalıdır. Temel olarak, 4 elektriksel kontak noktası bulunması gereken pantografların temas noktaları için (DC +, DC-, PE ve CP) kabloları şarj cihazından / elektrikli otobüse doğru konfigürasyon sağlanılmalıdır. Şekil 9'da her iki pantograf türüne dair araç tarafında veya altyapı tarafındaki güç bağlantılarındaki farklılıklar gösterilmektedir [7][8][9][10].



Şekil 9. Pantograf Konseptlerine dair elektriksel bağlantılar
(a) On board pantograph şarj istasyon tarafı - (c) araç tarafı; (b) inverted pantograph şarj istasyon tarafı -(d) araç tarafı [7]

Başka bir değerlendirme kriteri de şarj sistemleri ile elektrikli otobüs arasındaki elektriksel ve mekanik haberleşme konusudur. Buradaki temel unsur ise şarj prosesi için sürecinin başlatılması ve sonlandırılması olarak değerlendirilebilir. Aşağıda yer alan Şekil 10'da her iki pantograf türüne dair araç-şarj sistem iletişimine dair süreçlerine yer verilmiştir. Haberleşme ara yüzü için ISO 15118-2, IEC 61851 standartları esas alınmaktadır



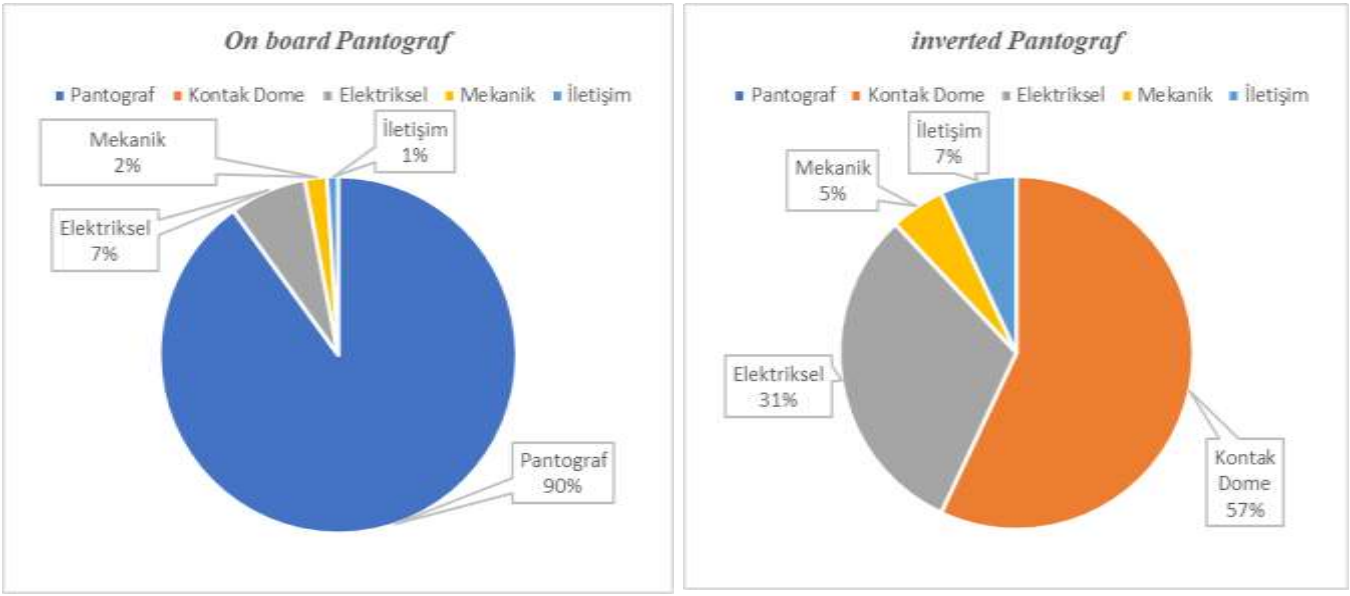
Şekil 10. Elektriksel Haberleşme Konfigürasyonları (a) inverted concept (b) on board concept

Ayrıca Tablo 3'de her iki pantograf türünde de pantograf ve şarj sistemi veya elektrikli otobüs ile gerekli olan elektriksel büyüklüklere, birtakım mekanik değerlere yer verilmiştir. Elektriksel açıdan her iki konseptin birbiri yerine kullanılabileceği değerlendirilebilir.

Tablo 3. Inverted ve on board Pantografların Temel Özellikleri [10][9]

Parametreler	**On board Pantograf**	**İnverted Pantograf**	**Birim**
Maksimum Gerilim	1500	1000	V dc
Nominal Gerlim	750	750	V dc
Şarj Akımı	500	500	A
Maksimum Akım (<10dak.)	600	800	A
Temas Kuvveti	500	250	N
Ağırlık	175-180	85	kg
Çalışma Sıcaklığı	-30 + 65	-30 + 65	°C

Son karşılaştırma kriteri ise her iki pantograf türüne dair maliyet analizleri olarak değerlendirilmektedir. Bu kapsamda on board ve inverted pantograf yapılarına dair yaklaşım sunmak adına aşağıda detaylı ve karşılaştırmalı olarak maliyet analizlerine yer verilmiştir.



Şekil 11. On board & İnverted Pantografların Maliyet Dağılımları

Şekil 11'de ilk grafikde on board pantograf konsepti, ikinci grafikde ise inverted pantograf konsepti için elektrikli otobüs ve şarj istasyonu tarafında yer alan maliyet kırılımları görülmektedir. Görüldüğü üzere on board pantograf türünde araç bazında maliyet kalemleri armaktadır. Inverted pantograf yapısı özellikle filo bazında değerlendirildiğinde ve farklı türden elektrikli araçlarla kullanılabiliriği göz önünde bulundurulduğunda dha maliyet etkin bir bir şecenek olduğu değerlendirilmektedir.

Sonuç olarak müşteri odaklı ve operasyonel işletme gereksinimlere bağlı olarak elektrikli otobüsler için kullanılacak pantograf türüne karar verilmelidir. Teknik açıdan pantograf türleri için bir konseptten diğerine dönüşüm de dâhil her türlü yapılandırma elektrikli otobüsler için mümkündür [8][9][10].

3. DEĞERLENDİRME VE SONUÇLAR

Özellikle yerel yönetimlerde toplu ulaşım hizmeti sunan otobüs işletmeleri için gerçek manada % 100 sıfır emisyonlu bir toplu ulaşım sistemine geçiş, yeni otobüs satın almaktan çok daha fazlasıdır. Gereksinim duyulan enerji altyapısı baz alınarak tüm işletme operasyonunun yeniden değerlendirilmesini gerektirmektedir. Buna tedarik, şarj sistemi, araçların bakım & onarımı, sürücü eğitimi ve kurulacak yenilenebilir enerji entegrasyonu vb. konuları dahil edilebilir.

Şehirler özelinde toplu ulaşım işletmeleri bu dönüşümü büyük ve yıllara sari projeler olarak değerlendirmelidir. Bu kapsamda teknoloji ve finansman seçeneklerinin derinlemesine fizibilite edilerek, baz alınacak pilot çalışmalarla elektrikli otobüslerin ve altyapı gereksinimlerinin kademeli olarak karşılanması adına çalışmalar yürütülmelidir. Sorunsuz ve makul bütçeli geçiş süreci sağlamak için performans analizlerinde devamlılık göz önünde bulundurulmalıdır.

Elektrikli otobüs konseptlerine dair üzerinde önemle durulması gereken en önemli hususlardan biri de şarj sistem ve altyapı unsurlarıdır. Özellikle kurulan mevcut şarj altyapısının kullanılmaya devam edilebilmesi, işletmecilerin farklı otobüs üreticilerinden de elektrikli otobüs temin etmesine olanak sağlarken, standartlaştırılmış şarj sistem yaklaşımlarının tercih edilmesi önemlidir. Bir üretici veya markaya özel teknoloji, standart dışı kullanımı zorunlu kılan şarj sistemleri, gelecekte rekabetçi bir elektrikli otobüs tedariki için oluşacak fırsatları engelleyecek; toplu ulaşım işletmeleri için finansal ve teknolojik risk oluşturacaktır. Bu konuda dünya genelinde toplu ulaşım işletmeleri tarafından her geçen gün artan elektrikli otobüs alımları, şarj sistemlerini standartlaştırmak için artan bir baskı teşkil etmektedir. Ülkemizde de yerel yönetimler nezdinde, şarj teknolojisinin çalışabilirliğini gerektiren tedariki konusunda olası alım şartnamelerinde bu konuya yer verilmeli ve yalnızca bir üretici tarafından kullanılabilen tescilli şarj sistemleri tedarik etmekten kaçınılmalıdır.

Nihai olarak toplu ulaşım işletmecileri kullanacakları elektrikli otobüslerdeki şarj sistemlerini belirlerken şarj olma süresi, otobüslerin garaj ve peron alanlarında ne kadar sürede beklediği ayrıca diğer işletme koşullarına (yol, trafik ve yolcu yoğunluğu vb.) hususlarını mutlaka göz önünde bulundurmalıdır. Bu kapsamda temel olarak eğer garajlarda revizyon için beklenilen süre, şarj edilmesi için gerekli olan süreden daha kısa ise toplu ulaşım hizmetinin aksamasına

neden olur ki elektrikli otobüs konseptine geçişi en başında mümkün kılınmaz hale getirir. Günümüzün yükselen eğilimi olan hızlı şarj konseptleri değerlendirilirken bu çalışmada yer verilen birçok değişkenin doğru analiz edilerek, etkin ve işletme koşullarına sürüdürülebilir kılan, toplam sahip olma maliyet unsurları göz önünde bulundurularak karar mekanizmaları işletilmeldir.

KAYNAKLAR

[1] TOPAL O. (2019), Türkiye'de Elektrikli Otobüsler, Efe Akdemi, İstanbul 2019

[2] Topal, O. ,Nakir, İ. Total Cost of Ownership Based Economic Analysis of Diesel, CNG and Electric Bus Concepts for the Public Transport in Istanbul City. Energies 2018, 11, 2369.

[3] TOPAL O., " Türkiye Toplu Ulşaım Sistemlerinde Elektrikli Otobüsler", Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi 2019,15,155-167 sayfaları

[4] BNEF Research Services, Electric Vehicle Outlook Report "Global EV Outlook 2019"

[5] European Electrification Global Insights, Interact Analysis & McKinsey Company

[6] ZeEUS eBus Report 1An overview of electric buses in Europe ve ZeEUS eBus Report #2 An updated overview of electric buses in Europe

[7] Pirooza,A, Heidari F., at all" Feasibility Study Of Reconfigurability Between Different Power Transmission Concepts For Electric Bus Charging", Proceedings of 8th Transport Research Arena TRA 2020, April 27-30, 2020, Helsinki, Finland

[8] Assured Project, Fast and Smart Charging Solutions for Full Size Urban Heavy Duty Applications

[9] OPPCharge, Common Interface for Automated Charging of Hybrid Electric and Electric Commercial Vehicles 2nd Edition

[10] Schunk Smart Charging. Retrieved from https://www.schunk-carbontechnology.com/en/smart-charging

[11] Çeşitli UITP Raporları

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF GEOMETRIC DEFECTS GENERATED VIA LASER METAL DEPOSITION

Taner Karagoz[1], Talha Muslim[1], Alperen Bayram[1], Metin Çallı[1], Oguzhan Yılmaz[2]
[1] Coşkunöz Holding, Bursa, Turkey
[2] Advanced Manufacturing Technologies Research Group (AMTRG), Gazi University, 06570, Maltepe, Ankara, Turkey
* Corresponding author, email: Taner KARAGÖZ, tkaragoz@coskunoz.com.tr

ABSTRACT

Laser metal deposition (LMD), is an additive manufacturing method that falls under the category of Directed Energy Deposition (DED). Laser is used as a heat source, whereas powder is used as feedstock. This paper investigates the influence of process parameters (laser power, scan speed, powder feed rate) on a single bead wall geometry produced by LMD. Defect formation and dimensional accuracy of the deposit are analyzed. A single bead wall structure was deposited with MetcoClad 718 Nickel-based super-alloy powder, with predetermined parameters.

To obtain defect free parts, it is necessary to monitor and control the process parameters in real-time.

Keywords: Additive Manufacturing, Laser Metal Deposition, Geometric Defects

1. INTRODUCTION

Laser Metal Deposition (LMD) is a unique Additive Manufacturing (AM) process that can be used to produce a new part, repair an existing part and add new features to an existing part [Gao et al, 2007]. LMD produces parts from 3D CAD data by using a layer by layer process. Properties of the deposited parts are largely influenced by the process parameters which include laser power, scan speed, powder feed rate, shielding gas flow rate and laser spot diameter etc. For Industries like aerospace and automotive, conventional manufacturing processes waste significant amount of material. This is one of the reasons for high buy to fly ratio in the aerospace industry [Kobryn, 2000].LMD reduces material wastage, energy consumption, production cost and man hour time [Akinlabi et al, 2018].

LMD is a ‘‘blown powder’’ AM process. A laser beam is used to selectively to melt and deposit metal powder.
The laser creates a melt pool and the powder is blown into the melt pool with the help of inert gas. The powder melts as it enters the melt pool hence increasing the volume of the melt pool. As the laser moves along, the liquid solidifies, creating a track of material. Parts can be created by depositing overlapping tracks in the parallel direction to create a layer and then creating multiple layers to produce the desired geometry [McNutt, 2015]. Figure 1 gives the illustration of LMD process.

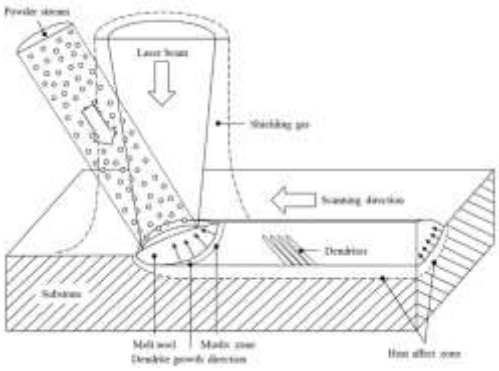
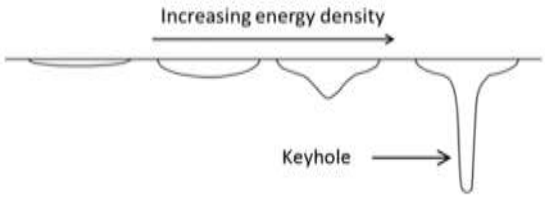
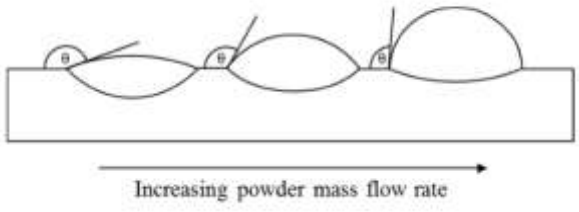


Figure 1. Schematic of Laser Metal Deposition [McNutt, 2015]

The quality of the part produced by LMD is influenced by many variables. It is necessary to control these variables to control the quality of the part. Table 1 shows the most important process parameters that affect the part quality.

Table 1. Most Important Laser process parameter and there description

Process Parameters	Description
Laser Power	Laser Power is an important parameter because it affects the height and width of the deposited tracks hence affecting the surface finish [McNutt, 2015]. An increase in laser power improves the surface finish of the deposited material because sufficient energy is available to fully melt the deposited powder [Mahamood, 2014]. If laser power is too high it causes melt pool to vaporize and increases laser power absorption resulting in creation of the keyhole .See Figure 2 for key hole. Keyholes are undesirable because of the turbulence and instability of the melt [Steen, 1996].  **Figure 2.** Effect of energy density on the melt pool interface shape [McNutt, 2015]. Low laser power results in incomplete melting of metal powder. The unmelted powder gets trapped between the layers and causes lack of fusion porosity in the final part.
Scan Speed	High scan speeds reduce the material-powder interaction time. Melt pool shape changes to teardrop resulting in undesirable grain structure [Dye et al, 2001]. High scan speeds create convection effects in the melt pool such as Marangoni currents which disturb the melt pool surface [McNutt, 2015].
Powder Feed Rate	An increase in the powder feed rate causes an increase in the volume of the molten material. The melt pool width remains constant but the contact angle changes as shown in Figure 3.  **Figure 3.** Powder feed rate effect on deposit geometry [Schneider, 1998] High powder feed rate reduces the effective laser energy. Low powder feed rate increases the depth of penetration of the laser [McNutt, 2015].
Laser Spot Size	Laser spot size affects the quality of the final part. Small spot size has high energy density which causes excessive penetration of the melt pool. It reduces the capture area for powder particles resulting in reduced efficiency and build rate. Large spot size decreases the energy density for a fixed laser power causing porosity in the final part because of the presence of unmelted powder [McNutt, 2015].

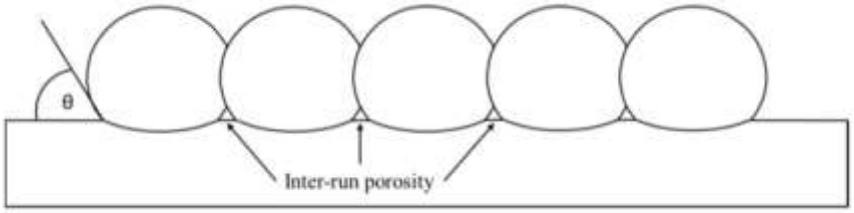
A number of factors can be used to analyze the quality of the part produced by LMD (See table 2).

Table 2. Factors can be used to analyze the quality of the part produced by Laser Metal Deposition [Schneider, 1998]

Geometrical properties	Mechanical properties	Metallurgical properties	Qualitative properties
Deposit dimensions Dilution Surface roughness	Hardness distribution Residual stress Wear resistance Tensile strength Toughness	Microstructure Dilution Grain size Homogeneity Corrosion resistance	Porosity Cracking

Uncontrolled deposition without optimizing the process parameters causes defects. Table 3 shows the potential processing defects produced by (LMD).

Table 3. Defects that can be produced in the Laser Metal Deposition (LMD) Process

Defects	Description
Cracking	Crack is a defect that can be introduced into the part during manufacturing, heat treatment, and service. A crack is an undesirable feature because high stress concentration at the crack tip will cause the crack to grow until the part fails catastrophically [McNutt, 2015].
Porosity	Porosity can occur because of a number of reasons as follows: • Trapped gas inside the melt pool results in the formation of gas pores [Ashan, 2011]. • Contraction voids can cause porosity. Contraction forces pull a pocket of semi-solid apart from the rest of the melt, creating a contraction void causing porosity [Cross, 2005]. • Large overlapping can cause inter-run porosity because of the lack of fusion of overlapping [Ashan, 2011]. See Figure 4.  **Figure 4.** Inter-run porosity because of the excessive build height [McNutt, 2015]. • Melt pool contamination because of incorrect surface preparation. The substrate surface tension and bonding is influenced which affect the melt pool and hence cause porosity [McNutt, 2015].
Distortion and Residual stresses	The high thermal gradient along with different coating\substrate material combination gives rise to thermal stresses [McNutt, 2015]. Residual stresses remain in the part the despite removal of the heating source. This is undesirable because residual stresses contribute to the formation of cracks [Kamara et al, 2011].

Deposit dimensions produced by LMD are critical. This study aims to investigate the dimensional accuracy of a single bead wall geometry fabricated via LMD. MetcoClad 718 Nickel-based super-alloy powder was used. This manuscript also reports the observed manufacturing defects.

2. MATERIALS AND METHODS

2.1. Material Preparation

MetcoClad718 Nickel-based super-alloy powder of particle size 44-90 μm supplied by Oerlikon was used in the experimental trial. Elemental composition of the powder is shown in Table 4.

Table.4 Chemical Composition of Oerlikon MetcoClad718

Element	Ni	Cr	Mo	Nb	Fe	Ti	Si	Mn	C	B
Wt.%	Balance	19.0	3.0	5.0	18.0	1.0	0.2	0.08	0.05	0.005

MetcoClad718 powder is produced by gas atomization. This powder production method ensures homogeneity of the powder particles. The powder has high corrosion resistance at elevated temperatures. Spherical particle morphology ensures the high flowability of the powder particles.

2.2. Equipment Used

The Laser cladding machine (see Figure 5) consisted of a fiber laser unit (Laser line3kW fiber-coupled diode laser). The machine concept is based on a 6 axes industrial robot (Kuka KR90) installed on a linear table with a working range of 4m.



Figure 5. Laser Metal Deposition System in COŞKUNÖZ



Figure 6. Laser Cladding Head

Coaxial laser cladding nozzle (see Figure 6) was used for cladding. The working distance of the nozzle to the work piece is 12mm. The system is equipped with a powder feeder to store the powder for deposition. Toplas 3D software is used for path planning, programming, and simulation. Toplas 3D software is a specialized CAD/CAM solution for 3d laser systems. Real simulation of a cladding process is presented in Figure 7.

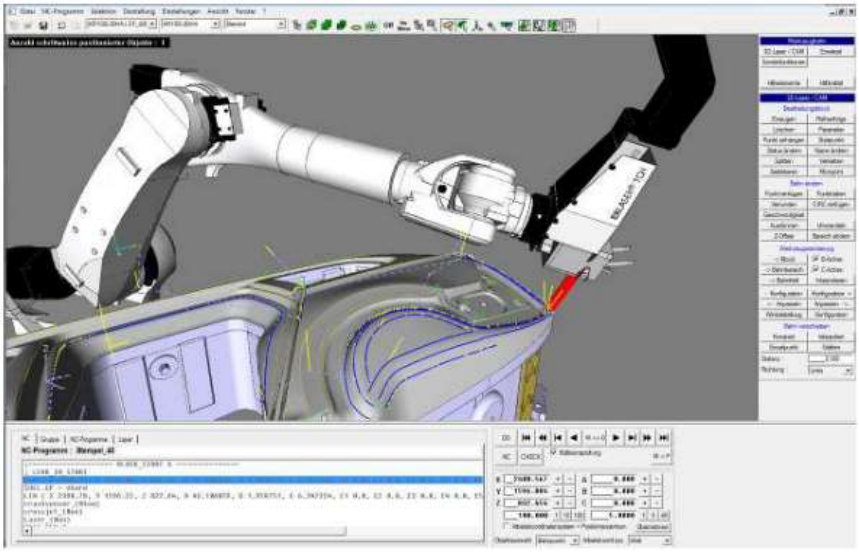


Figure 7. Close-to-real simulation of a hardening process at a tool

2.3. Experimental Procedure

A curved airfoil-shaped single bead wall with 18 layers was deposited at constant process parameters. Unidirectional deposition was done. Dwell time of 1 minute after each layer was applied for the reduction of defects and distortion. The process parameters used were obtained from previous studies of multiple bead cladding. The aim of the study is to evaluate defects on single bead cladding on a multilayer wall. A curved geometry was designed and a tool path created by cad data as shown in Figure 8.

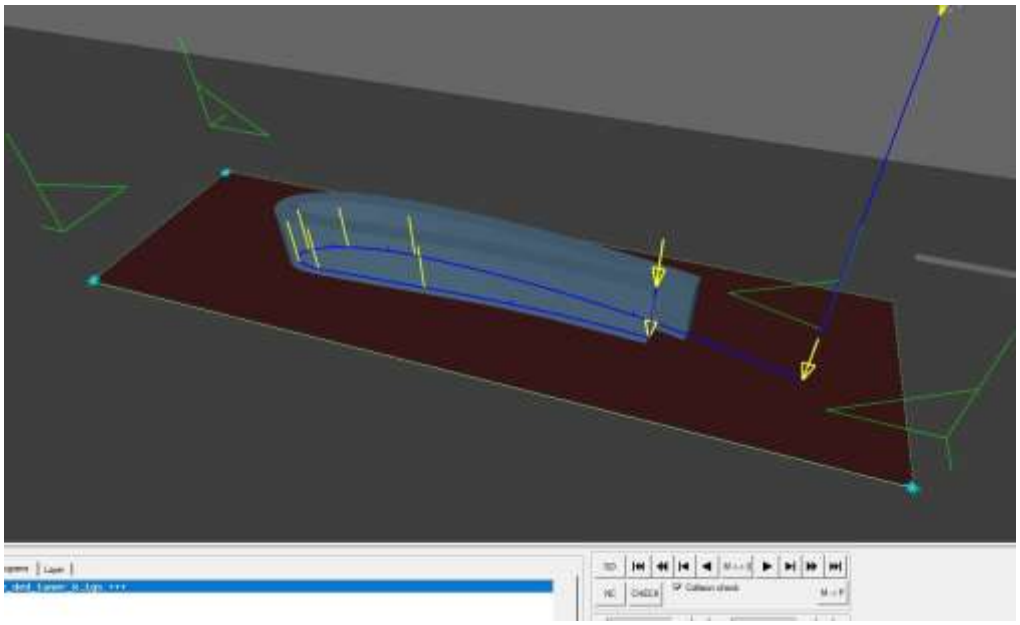


Figure 8. Tool path generation of deposited part

Laser power was set at 1500W, Scan velocity at 10mm/s, Powder feed rate at 6.35 g/min. Table 5. Shows the process parameters. Figure 9, 10 show the deposited part.

Table 5. Process Parameters of LMD

Process Parameters	
Laser Power	1500 W
Scan Speed	10 mm/s
Powder Feed Rate	6,35 g/min
Layer Number	18
Optical Diameter	350 µm
Working Distance	12mm
Laser spot diameter	3.2mm



Figure 9. Side View of Deposited Part



Figure 10. Top View of Deposited Part

2.4. Measurement Techniques

GOM Atos, was used for 3D scanning. The deposited part was coated with a spray measurement coat to reduce the glare and increase surface visibility. The scan surfaces were converted into STL data and were edited with GOM Inspect software. CAD geometry and scanned data, were overlapped to correlate the best fit for comparison purposes.

3. RESULTS AND DISCUSSION

3.1. Dimensional Accuracy

A curved airfoil-shaped single bead wall was deposited with LMD. MetcoClad 718 Nickel-based super-alloy powder was used. The deposited wall was scanned with GOM Atos. The STL data obtained from the scan was compared with the CAD data. Figure 13 presents the comparison. Localized height differences are observed, despite each region having the same number of layers as seen in Figure 9. This can be due to ineffective process parameters. Excessive thermal stresses may also cause deformation of the top layers of the deposited part [Kruth continued, 2004]. This problem can be prevented by optimizing the parameters and support structure shall be used to act as heat sinks [Liu continued, 2021]. The localized height differences can contribute to surface roughness and are undesirable. The thickness of the CAD geometry is 3mm, whereas the thickness of the deposited part varied between 3.2mm-3.8mm. The increase in thickness can be attributed to the larger laser spot diameter. The reduction in part height is observed. This is because layer thickness is not constant and becomes uneven with the build height [Liu continued, 2021]. Non-consistent layer thickness can be due to high scan speeds, effective focal length delivering too little powder and non-optimal powder flow rate [Liu continued, 2021]. This problem can be prevented by reducing the scan velocity, increasing powder flow rate or altering the program according to the Z-axis increment [Liu continued, 2021]. The edge effect is observed, with a peak at the deposition start and a valley towards the end. This can be due to the uncontrolled speeds of the robot. The edge effect is undesirable because it results in poor part quality. This problem can be prevented by changing the deposition direction alternatively in layers so that not every layer is deposited in the same direction and the nozzle can be programmed to run in and run out at starting/ending of each vector so the accelerations/declarations take place before/after deposition. Figure 11 shows the build height difference on a 5mm scale. Figure 12 shows the build thickness difference on a 1mm scale. The grey area shown in Figure 13, was not assessed for measurement purposes.

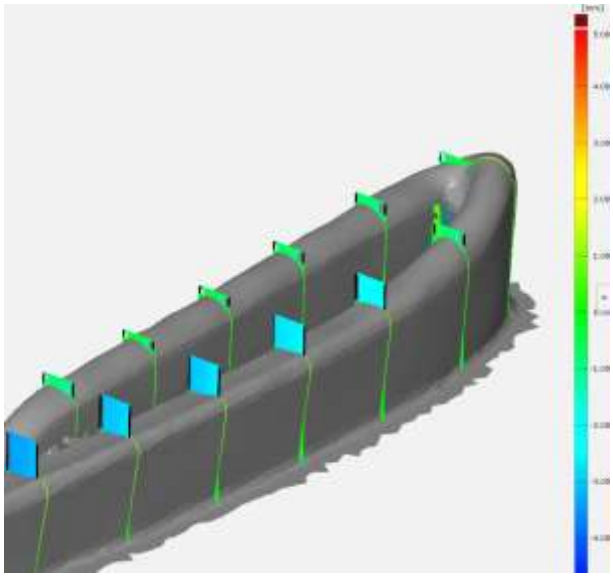


Figure 11. 3D Scanning Comparison on a 5mm Scale

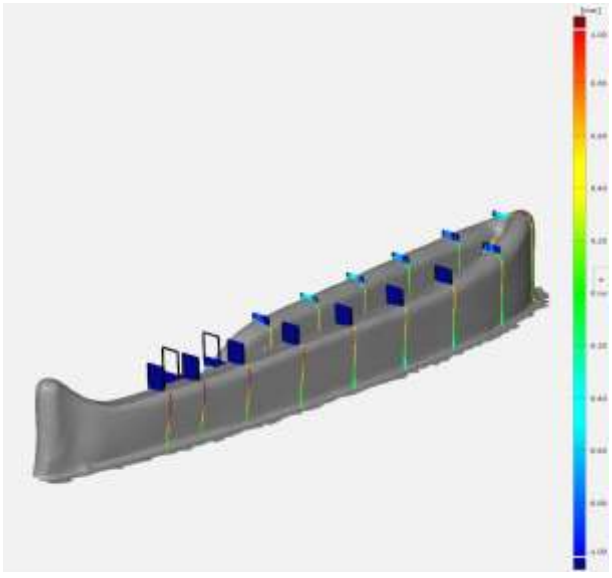


Figure 12. 3D Scanning Comparison on a 1mm Scale

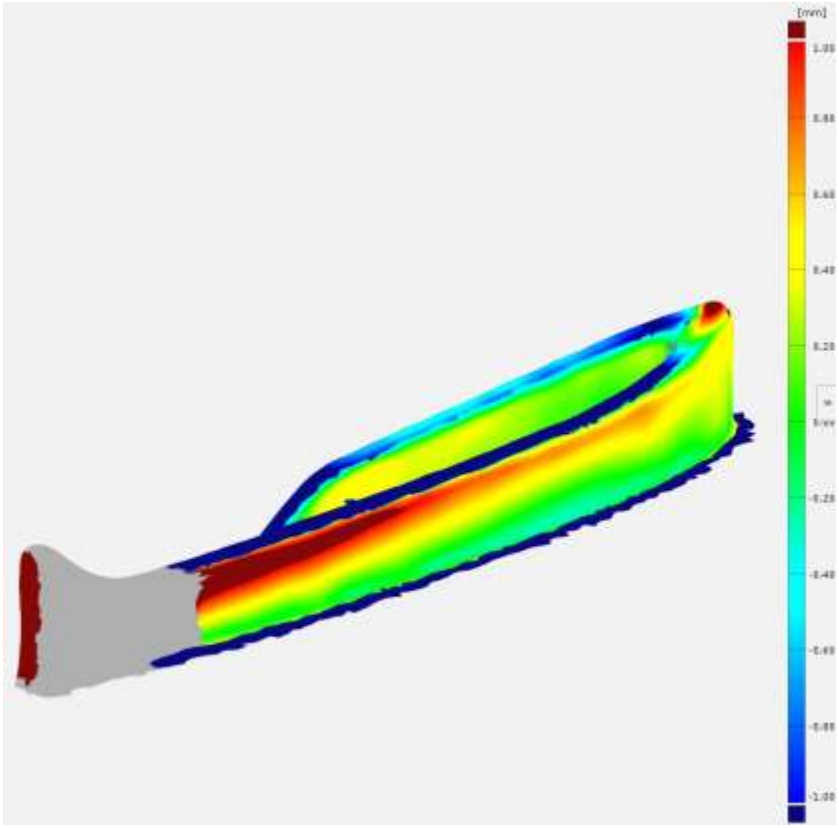


Figure 13. Perspective View of 3D Scanning Comparison on a 1mm Scale

3.2. Importance of Process Parameters Optimization and Adaptive Control

The process parameters used during the LMD process directly influence the geometrical, mechanical, metallurgical and qualitative properties. The most critical process parameters that must be optimized include laser power, scan speed, powder feed rate, gas flow rate, spot diameter and % overlapping. Process parameters directly affect the machine runtime and energy consumption hence they directly affect the cost of the part being produced [URL 1]. Besides using optimized parameters, the LMD process must be monitored and controlled at each point during the deposition process. The melt pool size, melt pool temperature, layer height can be monitored in real-time, and process parameters like laser power and powder flow rate can be adapted to maintain a stable process. Parameters can also be adapted according to the different sections of the geometry. In this way, a defect-free part with homogenous microstructure and uniform mechanical properties can be obtained.

4. CONCLUSIONS

Laser Metal deposition (LMD) is an AM process suitable for free form fabrication of large structural parts. The present work investigates the geometrical defects that contribute to variation of the part geometry from the CAD geometry. The geometrical defects can adversely affect the structural integrity of the part. The following conclusions are highlighted;

- Non-optimized process parameters can be directly be linked to the formation of the geometric defects.
- Non-uniform layer thickness resulted in reduced height of deposited part.
- Larger laser spot diameter resulted in increased thickness of the he geometrical form of the deposited part as compared with the CAD geometry.
- Uncontrolled heat caused deformation of the top layers of the deposited part.
- Edge effect resulted in the formation of a peak at the deposition start and a valley towards the end.
- Process parameters must be monitored and controlled in real-time to produce a defect-free parts.

ACKNOWLEDGEMENTS

We'd like to thank Tubitak and Coşkunöz Holding about their contribution to 2244 Industrial Doctorate Programme.

We'd like to thank Tubitak, Eureka, Eureka Smart Cluster and Coşkunöz Holding for their support of the REMEDI research project (No: 9190007).

REFERENCES

[1] GAO, S., ZHANG, Y., SHI, L., DU, B., XI, M., & JI, H. (2007). Research on Laser Direct Deposition Process of Ti-6Al-4V Alloy. Acta Metallurgica Sinica (English Letters), 20(3), 171–180. https://doi.org/10.1016/s1006-7191(07)60022-2

[2] Brandl, E., Michailov, V., Viehweger, B., & Leyens, C. (2011). Deposition of Ti–6Al–4V using laser and wire, part I: Microstructural properties of single beads. Surface and Coatings Technology, 206(6), 1120–1129. https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2011.07.095

[3] Kobryn, P. and Semiatin, S. (2000) 'Laser Forming of Ti–6Al–4V: Research Overview, in: D. Bourell, J. Beaman, R. Crawford, J. Marcus, J. Barlow (eds.), Solid Freeform Fabrication Proceedings, University of Texas, Austin, TX, pp. 58–65.

[4] Akinlabi, S. A., Mashinini, M. P., Ajayi, O. O., Abioye, A. A., Fatoba, S. O., & Akinlabi, E. T. (2018). Characterisation of laser metal deposited titanium and molybdenum composite. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 413, 012067. https://doi.org/10.1088/1757-899x/413/1/012067.

[5] McNutt, P. (2015). 'An investigation of cracking in laser metal deposited nickel superalloy CM247LC.' University Of Birmıngham, Department of Metallurgy and Materials School of Engineering, EngD. Thesis.

[6] Mahamood, R. M., (2014) E.T.A. ''Effect of laser power on surface finish during laser metal deposition process.'' in World congress on Engineering and Computer science. San Francisco.

[7] Steen, W.M. (1996), Laser Material Processing, Springer-Verlag, London, 558 pages.

[8] Dye, D., Hunziker, O., and Reed, R. (2001) ''Numerical analysis of the weldability of superalloys.'' Acta materialia, 49(4): p. 683-697.

[9] Schneider, M.F. (1998) Laser cladding with powder, effect of some machining parameters on clad properties, PhD Thesis, Universiteit Twente.

[10] Ahsan, M. N. 2011. Modelling and analysis of Laser Direct Metal deposition of Ti-6Al-4V. PhD Thesis. University of Manchester.

[11] Cross, C.E.,(2005) On the Origin of Weld Solidification Cracking, in Hot Cracking Phenomena in Welds, T. Böllinghaus and H. Herold, Editors. Springer Berlin Heidelberg. p. 3-18.

[12] Kamara, A. M., S. Marimuthu, and L. Li. ((2011):)"A numerical investigation into residual stress characteristics in laser deposited multiple layer waspaloy parts." Journal of Manufacturing Science and Engineering 133.3 031013.

[13] URL 1: Role of Process Parameters in Metal 3D Printing and Part Quality (2019) https://3dincredible.com/role-of-process-parameters-in-metal-3d-printing-and-part-quality/

[14] Liu, M., Kumar, A., Bukkapatnam, S., & Kuttolamadom, M. (2021). A Review of the Anomalies in Directed Energy Deposition (DED) Processes & Potential Solutions - Part Quality & Defects. Procedia Manufacturing, 53, 507–518. https://doi.org/10.1016/j.promfg.2021.06.093

[15] Kruth, J., Froyen, L., van Vaerenbergh, J., Mercelis, P., Rombouts, M., & Lauwers, B. (2004). Selective laser melting of iron-based powder. Journal of Materials Processing Technology, 149(1–3), 616–622. https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2003.11.051

CRASH PERFORMANCE COMPARISON OF AA 2024 AND DP 590 VEHICLE FRONT RAILS

İsmail Öztürk[1]

[1] Pamukkale University, Faculty of Technology, Department of Automotive Engineering, Denizli, Turkey
[1] Corresponding Author: İsmail Öztürk, ismailozturk@pau.edu.tr

ABSTRACT

Vehicle front rails are critical structural elements for passenger safety. When these elements are designed to absorb crash energy, passenger injuries and damage to the vehicle are minimized. AA 2024 aluminum alloys and advanced high-strength steel class double-phase steel sheets have a high potential for use in vehicle structural members due to their high strength. Within the scope of the study, the use of AA 2024 aluminum alloy and DP 590 steel in the vehicle front rails were compared in terms of crash performance. Front full width rigid barrier test simulations were performed using the vehicle finite element model. HyperCrash software was used as a pre-processor in collision analysis. Rigid barrier with a mass of 1500 kg was impacted to the fixed vehicle finite element model at a speed of 50 km/h. Radioss non-linear finite element analysis software was used as the solver and the analysis results were compared in terms of energy absorption capabilities of the collision rails. In terms of specific energy absorption, AA 2024 front rails absorbed 1329 J/kg and DP 590 front rails absorbed 552 J/kg. It was concluded that the collision rails designed from AA 2024 material would be more suitable to be used in vehicles.

Keywords: Vehicle front rail, crash analysis, AA 2024 aluminum alloy, advanced high-strength steels, DP 590 steel.

1. INTRODUCTION

In frontal collisions, front rails are of great importance for passenger safety. These structural components absorb a significant part of the collision energy (Griškevičius and Žiliukas, 2003). There are different studies on this subject. In the study, in which the collision rails were subjected to axial compression load, the effect of geometric characteristics and material properties on energy absorption capabilities were investigated experimentally and numerically. Corrosion of rails has been found to reduce the energy absorption value significantly. Study in which FEE340 and DP600 steels were used as the material of the front rail, the collision performances of these materials were analyzed in a computer environment. It has been observed that FEE340 material reduces the force transmitted to the passenger cabin, but increases the amount of displacement. The CFE coefficients of the front rails were found to be close to each other (Bilbay et al., 2019).

Dual-phase steel sheets and AA 2024 aluminum alloys have a high potential for use in vehicle components due to their high strength (Habibi et al., 2018; Davis, 2001). Numerous studies have been conducted on the crash performance of dual-phase steels (Öztürk and Kaya, 2008; Öztürk et al., 2018). In this study, AA 2024 aluminum alloy and DP 590 steel were chosen as the material of the front rail, and front full width rigid barrier test simulations were done using the vehicle finite element model (URL1: https://altairuniversity.com/modeling/model-repository/). HyperCrash software was used as a pre-processor in collision analysis (ST Mühendislik-Altair HyperWorks, Troy, Michigan, USA). For the front rails, Johnson-Cook material model and failure criteria are used. Rigid barrier with a mass of 1500 kg was impacted to the fixed vehicle finite element model at a velocity of 50 km/h. Radioss non-linear finite element analysis software was used as the solver, The results of the analysis were compared in terms of energy absorption capabilities of the front rails. In terms of specific energy absorption, AA 2024 front rails absorbed 1329 J/kg, and DP 590 front rails absorbed 552 J/kg. It was concluded that AA 2024 front rails would be more suitable to be used in vehicles. Although there are many studies on the front rails, there is no study in the literature where the failure criterion is used in material definitions of rails. This study has contributed to the literature in terms of defining the failure criteria for the front rails.

2. CRASH ANALYSIS OF FRONT RAILS

Vehicle physical crash tests are very time consuming and costly tests. For this reason, it is aimed to save time and cost by simulating physical tests in a computer environment. For collision analysis, the finite element model of a vehicle

with 300,000 elements was used. AA 2024 and DP 590 material was chosen as the material of the collision rail. The location of the front rails on the vehicle finite element model is shown in Figure 1. These rails are also on the right side of the vehicle.

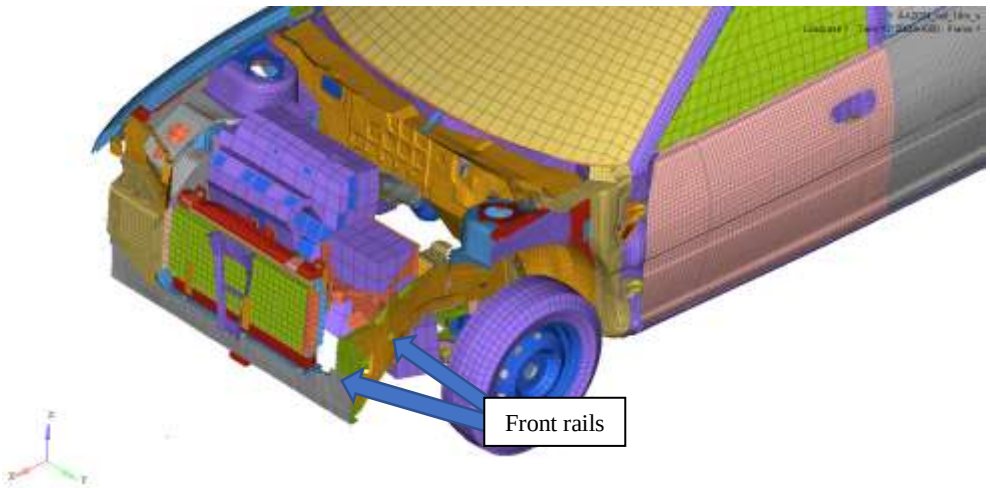


Figure 1. Collision rails in the vehicle finite element model

HyperCrash software was used as a pre-processor in collision analysis. Type 7 contact type is used for contact definitions. For the front collision rails, Johnson-Cook material model and fracture criterion were used. QBAT element formulation is preferred for the rails shell elements. Rigid barrier with a mass of 1500 kg was crashed to the fixed vehicle finite element model at a velocity of 50 km/h. Radioss finite element analysis software was used as the solver, and 55 ms was taken as the solution interval. Figure 2 shows the deformed version of the vehicle model at 55 ms.

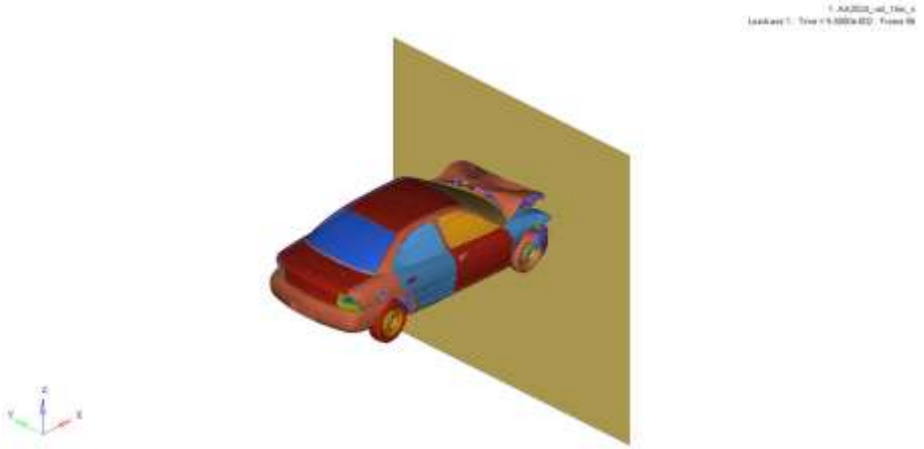


Figure 2. Deformed version of the vehicle model at 55 ms.

HyperView and HyperGraph software were used to examine the results of the analysis. Figure 3 shows the plastic strain values of the collision rails at 55 ms.

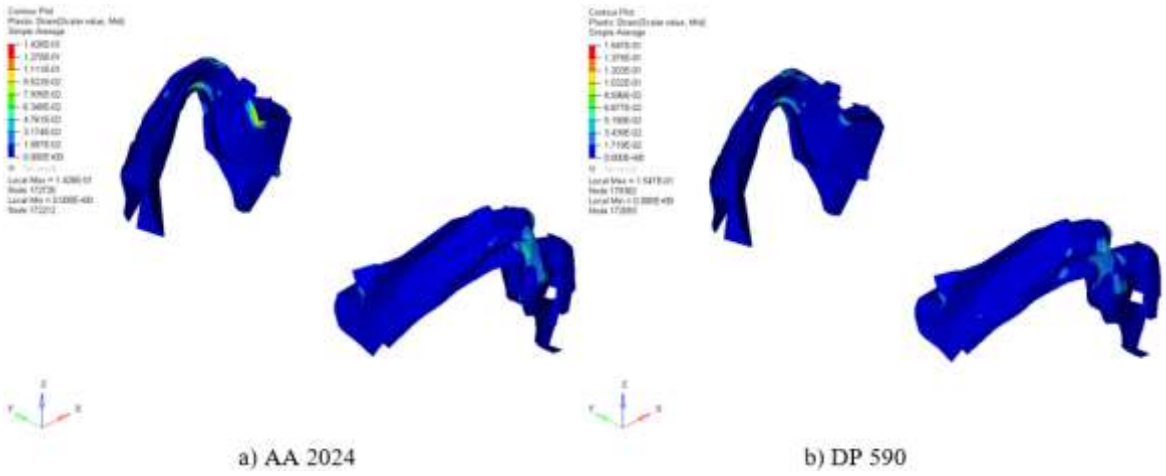


Figure 3. Plastic strain values for the front rails a) AA 2024 b) DP 590

A higher plastic strain occurred in the collision rail made of DP 590 material (0.155). No rupture occurred in the rails. The results of the analysis were compared in terms of energy absorption capabilities of the front rails. Energy absorption graphs of the rails are given in Figure 4.

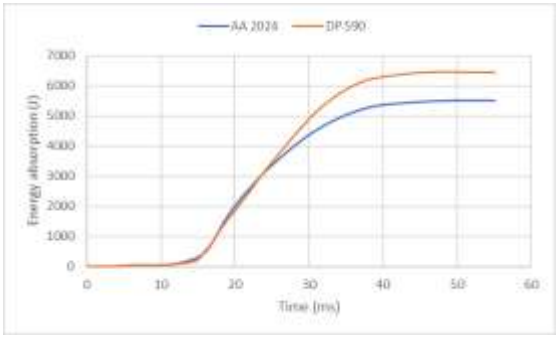


Figure 4. Total energy absorption values of the front rails

Total energy absorption values of AA 2024 and DP 590 rails are 5517 and 6456 J, respectively. From this perspective, the DP 590 material seems to be advantageous. However, since aluminum is a very light material compared to steel, it seems more appropriate to make the comparison in terms of specific energy absorption. Specific energy absorption:

$$SEA = \frac{EA}{m} \quad (1)$$

Here, EA and m represent total energy absorption and mass, respectively. In terms of specific energy absorption, AA 2024 front rails absorbed 1329 J/kg, and DP 590 front rails 552 J/kg. It was concluded that the collision rails designed from AA 2024 material would be more suitable to be used in vehicles.

3. CONCLUSION

In this study, using AA 2024 and DP 590 as the front collision rail material, energy absorption capabilities of these materials were compared. For this purpose, front full width rigid barrier test simulations were made. Specific energy absorption amounts for AA 2024 and DP 590 material were found 1329 and 552 J/kg, respectively. As a result, it will be more suitable to use AA 2024 as front rail material in vehicles. This study has contributed to the literature in terms of defining the failure criteria for front rail materials. By increasing the number of materials to be compared, size optimization studies can be performed for the material that gives the highest specific energy absorption value.

ACKNOWLEDGEMENTS

The author would like to express his sincere thanks and appreciation to ST Engineering for Altair HyperCrash, Radioss, HyperView, and HyperGraph licenses.

REFERENCES

[1] Bilbay, F.B., Reis, M., Gülçimen Çakan, B., Çakır, M.C. (2019). "Otomobillerde Ön Çarpışma Kolu Malzemesi Olarak FEE340 Ve DP600 Malzemelerin Çarpışma Performanslarının Karşılaştırılması", Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi, 24, 1, pp. 415-427.

[2] Davis, J.R. (2001), Alloying: Understanding the Basics, ASM International, 647 pages.

[3] Griškevičius, P., Žiliukas, A. (2003) "The crash energy absorption of the vehicles front structures", Transport, XVIII, 2, pp.97-101.

[4] Habibi, N., Ramazani, A., Sundararaghavan, V., Prahl, U. (2018) "Failure predictions of DP600 steel sheets using various uncoupled fracture criteria", Engineering Fracture Mechanics, 190, pp.367-381.

[5] Öztürk, İ., Kaya, N (2008) "Crash Analysis of Vehicle Front Bumper and Its Optimization", Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, 13, 1, pp. 119-127.

[6] Öztürk, İ., Kaya, N., Öztürk., F (2018) "Design of vehicle parts under impact loading using a multi-objective design approach", 60, 5, pp. 501-509.

[7] URL1: https://altairuniversity.com/modeling/model-repository/, 10.02.2020.

[8] ST Mühendislik-Altair HyperWorks, Troy, Michigan, USA.

PLASTİK VE KAUÇUK MALZEME MODEL PARAMETRELERİNİN YAPAY SİNİR AĞLARI İLE BELİRLENMESİ

Onur Ünlü[1], Murat Özkan[2], İbrahim Gökçe[2],Necmettin Kaya[1]

[1]Bursa Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bursa, Türkiye
[2]Grammer Koltuk Sistemleri San. ve Tic. A.Ş.
Sorumlu Yazar: Onur Ünlü, e-mail: onurunlu@uludag.edu.tr

ÖZET

Malzemenin doğrusal olmayan davranışının dikkate alındığı sonlu elemanlar modellerinde, malzeme modeli seçimi ve model parametrelerinin belirlenmesi yapılacak analiz sonuçlarına doğrudan etki eder. Analizlerden elde edilecek sonuçların doğru olması için bu parametrelerin doğru bir şekilde belirlenmesi oldukça önemlidir.Bu çalışmada, doğrusal olmayan sonlu elemanlar modellerinde kullanılan iki farklı malzemenin model katsayılarının belirlenmesi için yapay sinir ağları kullanılmıştır. Ayrıca katsayılar Excel ve Matlab yazılımları ile de belirlenerek karşılaştırılmıştır. Plastik malzeme olarak Polipropilen(PP) ve kauçuk malzeme olarak Nitril Bütadien kauçuk(NBR) kullanılmıştır. Polipropilen ve kauçuk malzemeler için standart formda kesilmiş numunelere çekme testleri uygulanmıştır. Polipropilen malzeme modeli olarak elasto-plastik malzeme modeli olan Cowper-Symonds, kauçuk malzeme için ise hiperelastik malzeme modeli Ogden N=1 ve gerilme - gevşeme modeli olarak Prony serisi modelleri seçilmiştir. Numunelere yapılan testlerden elde edilen veriler yapay sinir ağlarında kullanılarak malzeme model parametreleri elde edilmiştir. Test verilerine uyumlu en iyi sonucu veren yöntem Yapay Sinir Ağları olarak belirlenmiştir. Bulunan parametreler, sonlu elemanlar modellerinde tanımlanarak ürün analizleri gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Plastik malzeme, Kauçuk malzeme, Sonlu elemanlar analizi, Yapay sinir ağları

PARAMETERS IDENTIFICATION OF PLASTIC AND RUBBER MATERIAL MODELS WITH ARTIFICIAL NEURAL NETWORKS

ABSTRACT

In finite elements models which nonlinear material behaviour considered, selection of material model and identification of model parameters directly affect the analysis results. It is rather important to identify this parameters correctly for the results obtained from analysis to be accurate. In this study, artificial neural networks was used to identification of model parameters of two different materials which used in nonlinear finite element models. The parameters were also determined by using Excel and Matlab softwares and the obtained results were compared. Polypropylene(PP) was used as plastic material and nitrylbutadiene rubber(NBR) was used as rubber material. Tensile tests were applied to standart sized polypropylene and rubber specimens. Cowper-Symonds material model which is an elasto-plastic material, was chosen for polypropylene. Ogden N=1 model which is an hyperelastic material model and Prony series model as stress relaxation model was chosen for rubber material. The best results which were the compatible with the test data was obtained in artificial neural networks. The obtained parameters were used in finite element models and analysis were performed.

Keywords: Plastic material, Rubber material, Finite elements analysis, Artificial neural networks

1.GİRİŞ

Otomotiv sektöründe yeni ürün geliştirme çalışmalarında sonlu elemanlar analizleri yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. Laboratuvar ürün testleri ile daha doğru sonuçlar elde edilmesine karşın, maliyet ve zaman dezavantajı nedeniyle sonlu elemanlar analizleri yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bundan dolayı bu analizlerin yüksek doğrulukta yapılmaları oldukça önemlidir. Analizlerin doğruluğunu etkileyen en önemli faktörlerden birisi malzeme tanımıdır. Malzeme doğası gereği sahip olduğu niteliklere ve incelenmek istenilen özelliğe uygun olan bir model ile tanımlanmalıdır.

Malzeme kaynaklı doğrusal olmayan sonlu elemanlar modellerinde uygun malzeme modeli ve bu modelin katsayılarının belirlenmesi için malzeme test sonuçlarına ihtiyaç bulunmaktadır. Bu testlerden elde edilen sonuçlara göre uygun malzeme model katsayılarının belirlenmesi analiz sonuçlarına doğrudan etki eder. Bazı yazılımlarda test sonuçları doğrudan yazılıma girilip model katsayıları belirlenmekle beraber, bu işlemin kullanıcı tarafından yapılması yanlış parametre belirlenmesi probleminin önüne geçmektedir.

Plastik malzemeler otomotiv sektöründe oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Bir termoplastik olan polipropilen bu plastiklerden bir tanesidir. Polipropilen malzemenin yoğunluğu düşük, kimyasal olarak dayanıklı ve çekme dayanımı yüksektir (Ellis ve Smith, 2008). Plastik malzemelerin mekanik özelliklerini etkileyen etmenlerden bir tanesi deformasyon hızıdır. Deformasyon hızı arttıkça plastik malzemelerin dayanımı artar. Cowper-Symonds modeli deformasyon hızına göre malzemeleri modellemeyi sağlayan elasto-plastik bir modeldir. Marangoni ve Junior (2017) yapmış oldukları çalışmada Cowper-Symonds modelinin deformasyon hızlarına göre malzeme davranışlarını modellemede başarılı sonuçlar verdiğini görmüşlerdir(Marangoni ve Junior, 2017).

Elastomer malzeme grubu içerisinde yer alan kauçuklar, sızdırmazlık, aşınmaya dayanıklılık, titreşim sönümleme gibi fiziksel ve mekanik özelliklerinden dolayı endüstriye yaygın olarak kullanılırlar. Nitril bütadien kauçukların aşınma ve ısı dayanımları iyidir, sızdırmazlık özellikleri üst düzeydedir. Hidrolik hortumlar, sızdırmazlık elemanları, konveyör bantlarında kullanılırlar (Ellis ve Smith, 2008). Kauçuk malzemeler hiperelastik ve viskoelastik davranışlar gösterir. Kauçuk malzemelerde oluşan gerilme sabit deformasyon altında zamanla azalır. Kauçuk malzemelerin bu davranışı gerilme gevşemesi olarak tanımlanır (Erkek, 2018). Gerilme gevşemesi viskoelastik bir özelliktir. Gerilme değerleri normalize edilip zamana göre grafiği çizildiğinde elde edilen grafik Prony serisi ile ifade edilir. Bu özelliklere uygun malzeme modeli olarak Ogden modeli öne çıkmaktadır. Sonlu elemanlar modellerinde hem plastik hem de kauçuk malzemeler için seçilen malzeme modellerinin katsayılarının doğru bir şekilde belirlenmesi gerekir.

Yapay sinir ağları verilen giriş ve çıkış verileri arasındaki ilişkiyi ortaya koyan bir öğrenme algoritmasıdır. Giriş ve çıkış katmanları arasında gizli katmanlar bulunur. Gizli katman ve nöronların sayıları arttıkça daha kompleks ilişkilerin kurulması sağlanabilir. Koch ve Haufe (2019) yapmış oldukları çalışmada uygun olarak eğitilmiş yapay sinir ağlarının istenilen eğrileri oluşturmada oldukça başarılı olduğunu ve isabetli tahminler yapabildiğini görmüşlerdir (Koch ve Haufe, 2019).

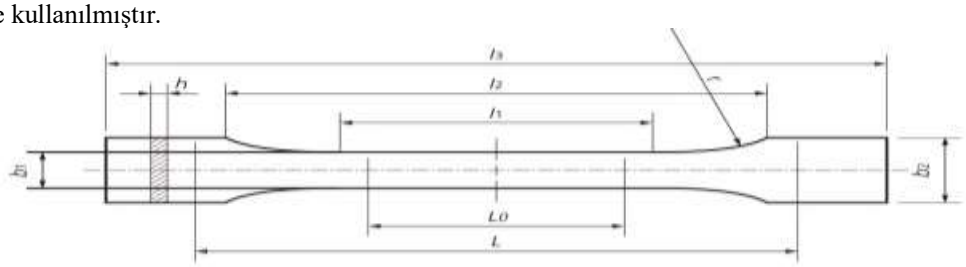
Bu çalışmada plastik ve kauçuk malzemelere akredite bir laboratuvar ortamında testler uygulanmıştır. Elde edilen test sonuçlarından faydalanılarak seçilen malzeme modellerine ait parametreler yapay sinir ağları yardımıyla hesaplanmıştır. Ayrıca benzer işlem Matlab ve Excel yazılımlarında da gerçekleştirilerek yapay sinir ağları ile elde edilen değerler ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca belirlenen katsayılar ile malzeme modelleri oluşturulmuş ve örnek sonlu elemanlar analizleri yapılarak oluşturulan modellerin performansı incelenmiştir.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

2.1. Plastik ve Kauçuk Malzemelerin Özellikleri

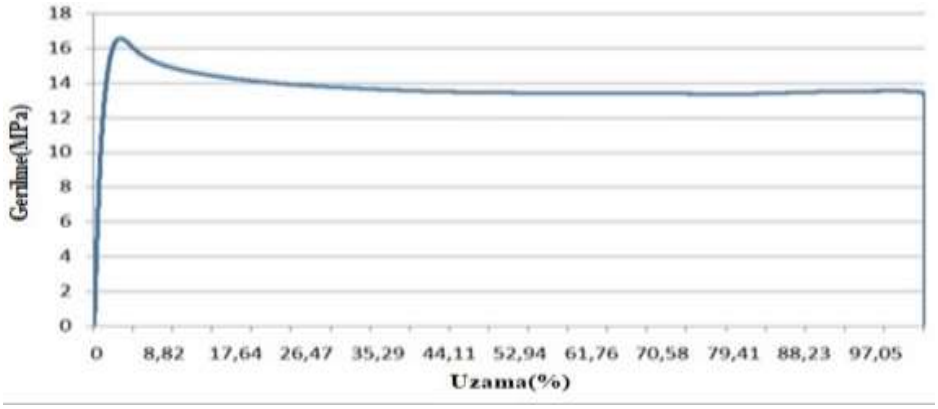
2.1.1. Polipropilen

Sabic 108MF10 kodlu polipropilen malzemeye uygulanacak tek eksenli çekme testi için ISO-527 Tip 1A standardında kemik numune kullanılmıştır.



Şekil 1. ISO 527 Tip 1A Numune Boyutları

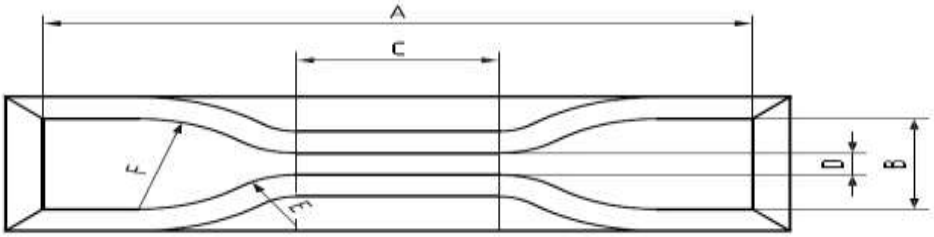
Numune boyutları l_3= 170 mm, l_2=110 mm, l_1= 80 mm, b_1=10 mm, b_2=20 mm, h=4 mm, r=60 mm olarak standartta verilmektedir (TS EN ISO 527-2). Numunenin kesit alanı 40 mm^2 olarak hesaplanmıştır. Numune 50 mm/dakika hız ile çekildikten sonra gerilme-uzama grafiği şekilde verildiği gibi elde edilmiştir.



Şekil 2. Polipropilen Malzeme Gerilme-Yüzde Uzama Grafiği

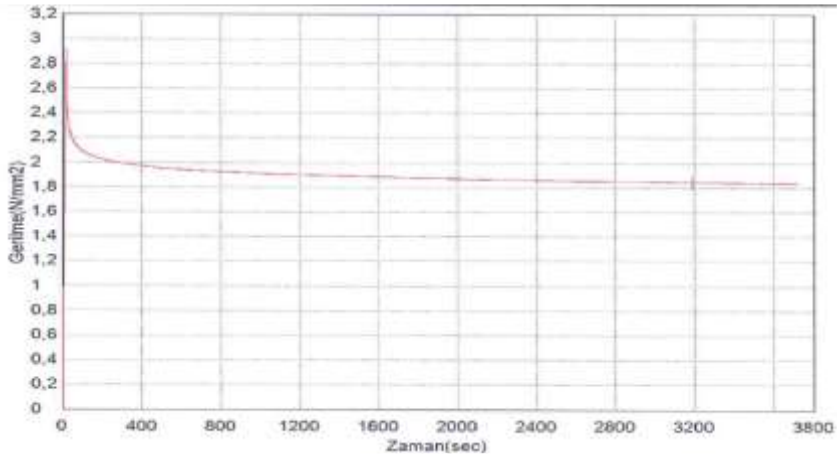
2.1.2 Nitril Bütadien Kauçuk

Tek eksenli çekme testi için ISO-37 Tip 1 standardında kaşık numune kullanılmıştır.



Şekil 3. ISO-37 Tip 1 Numune Boyutları

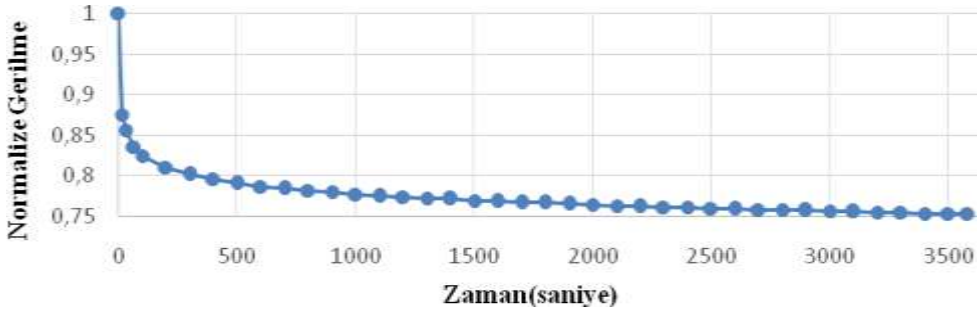
Tip 1 numune boyutları A =115 mm, B=25 mm, C=33 mm, D=6.2 mm, E=14 mm ve F=25 mm olarak standartta verilmektedir (TS ISO 37). Numunenin kesit alanı 12.4 mm^2 olarak hesaplanmıştır. Numune 100 mm/dakika çekme hızında 33 mm uzama verildikten sonra beklenilerek gerilme-gevşeme davranışı kayıt edilmiştir. Test neticesindeelde edilen gerilme-gevşeme davranışı grafiği Şekil 4'te görülmektedir.



Şekil 4. Test Sonuçlarından Elde Edilen Kauçuk Malzeme Gerilme-Zaman grafiği

Kauçuk ürünlerin zaman alanında viskoelastik davranışı gerilme-gevşeme modeli ile tanımlanır. Bu davranışı veren model için genellikle Prony serileri kullanılır. Testten elde edilen gerilme değerleri normalize edilip zamana göre grafiği çizildiğinde oluşan grafik Şekil 5'te verilmiştir. Bu grafik üzerindeki değerler Prony serisi ile ifade edilir. Prony serisinin genel formu Eşitlik 1'de gösterildiği gibidir (Ghoreishy, 2011).

$$g_R(t) = 1 - \sum_{i=1}^{N} g_i \left[1 - e^{-t/\tau_i}\right] \quad (1)$$



Şekil 5. Kauçuk malzeme için Normalize Gerilme-Zaman grafiği

Sonlu elemanlar modelinde Prony serisi tanımı için Eşitlik 1'deki malzeme modeli katsayılarının belirlenmesi gerekir. Bu değerler girilerek malzemenin gerilme-gevşeme davranışı sonlu elemanlar modeli içinde tanımlanmış olur.

2.2. Malzeme Modelleri

2.2.1. Cowper-Symonds Modeli

Cowper-Symonds modeli elasto-plastik malzemeleri modellemek için kullanılır. Temel prensip olarak Johnson-Cook modeli ile aynıdır. Aralarındaki fark deformasyon hızı etkisinin ifade ediliş biçiminden gelmektedir. Cowper-Symonds malzeme modeli genel formu Eşitlik 2'de verilmiştir.

$$\sigma = \left(\alpha + b\varepsilon_p^n\right)\left(1+\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{c}\right)^{1/p}\right) \tag{2}$$

Verilen formülde ε_p plastik deformasyon, $\dot{\varepsilon}$ deformasyon hızı, α ,*b*,*n*,*c* ve *p* katsayıları ise malzeme parametreleridir (Altair, 2019).

2.2.2. Ogden Modeli

Hiperelastik, viskoelastik ve sıkıştırılamaz malzemeler için geliştirilen bir malzeme modelidir. Ogden malzeme modeli formülü Eşitlik 3'te verildiği gibidir.

$$W(\lambda_1,\lambda_2,\lambda_3) = \sum_p \frac{\mu_p}{\alpha_p}(\bar{\lambda}_1^{\alpha_p} + \bar{\lambda}_2^{\alpha_p} + \bar{\lambda}_3^{\alpha_p} - 3) + \frac{K}{2}(J-1)^2 \tag{3}$$

Verilen formülde *W* deformasyon enerjisi yoğunluğu, λ_i *i*. mühendislik şekil değiştirmesinin bir fazlası, *J* bağıl hacim, $\bar{\lambda}_i$ deviatorik şekil değiştirme, *K* bulk modülü, μ ve α hesaplanacak malzeme parametreleridir.

Gerilme gevşemesi özelliğini modellemeyi sağlayan Prony serisi, Ogden modeli içerisinde tanımlı olduğundan g_i ve τ_i seri katsayılarıda hesaplanacaktır (Altair, 2019).

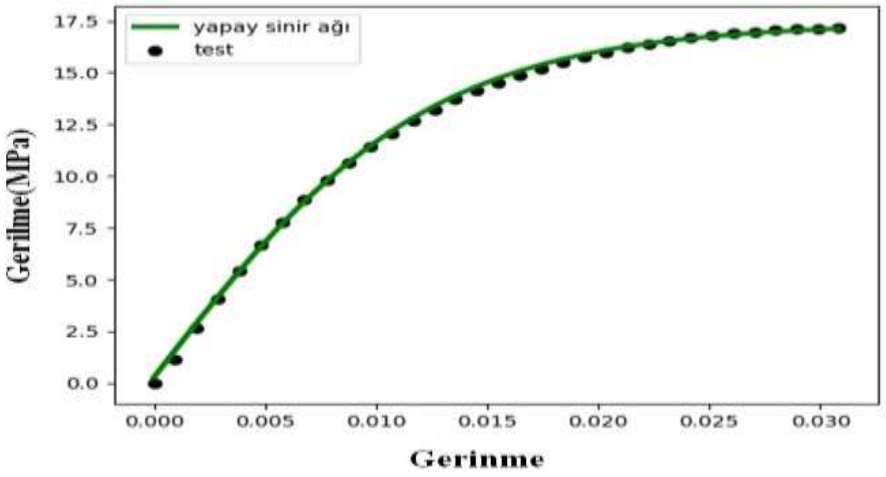
2.3. Yapay Sinir Ağları ile Malzeme Model Katsayılarının Belirlenmesi

Bu çalışmada plastik ve kauçuk malzemelerin testlere en iyi uyacak şekilde malzeme model katsayılarının belirlenmesi için Yapay Zeka algoritmalarından birisi olan Yapay Sinir Ağları kullanılmıştır. İnsan beyninin öğrenme özelliklerinden esinlenilerek bilinen deneyimlerden model oluşturup, farklı bir veri için sonucu hesaplayan bir algoritmadır. İnsan beynindeki biyolojik yapıdan esinlenmiştir. Yapay sinir ağları ile optimizasyon işlemleri sonucu model kalibrasyonu yapılmaktadır. Giriş ile çıkış verileri arasında yapay sinir ağında yer alan katmanların ağırlık katsayıları iteratif bir süreç sonunda hesaplanarak bir model oluşturulmaktadır.

Plastik ve kauçuk malzeme modellerinin katsayı değerlerinin bulunması amacıyla Python programlama dilinde bir bilgisayar programı yazılmış ve Keras modülünün fonksiyonları kullanılmıştır. Aktivasyon fonksiyonları ve optimizasyon amaç fonksiyonu en düşük hata değerini vermek üzere seçilmiştir. Plastik ve kauçuk malzeme modelleri için ayrı ayrı yapay sinir ağları tasarlanmıştır.

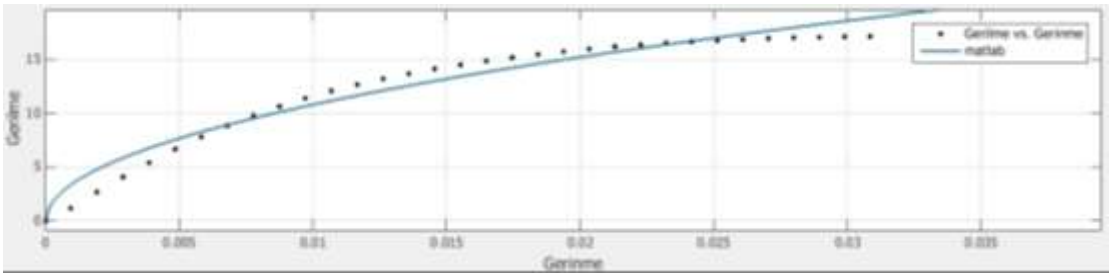
2.3.1. Plastik Malzeme Parametrelerinin Belirlenmesi

Cowper-Symonds model parametrelerinin elde edilmesi için yapay sinir ağlarına numune test sonuçlarından elde edilen uzama değerleri giriş verisi, gerilme değerleri hedef veri olarak girilmiştir. Beş katmanlı yapay sinir ağı tasarlanmış ve çalıştırılmıştır. Daha sonra tahmin yapma performansını görmek üzere yapay sinir ağlarına uzama değerleri verilerek bu değerlere karşılık olarak tahmin ettiği gerilme değerlerinin grafiği çizilerek gerçek veriler ile karşılaştırılmıştır. R^2 değeri 0.999 olarak hesaplanmıştır. α katsayısı 6.031×10^{-10}, b katsayısı 88.91448, n katsayısı 0.50484, c katsayısı 223.2957 ve p katsayısı 3.676634 olarak bulunmuştur. Şekil 6'da verilen grafikte görüldüğü gibi, malzeme modelinin test verilerine mükemmel uyumu söz konusudur.



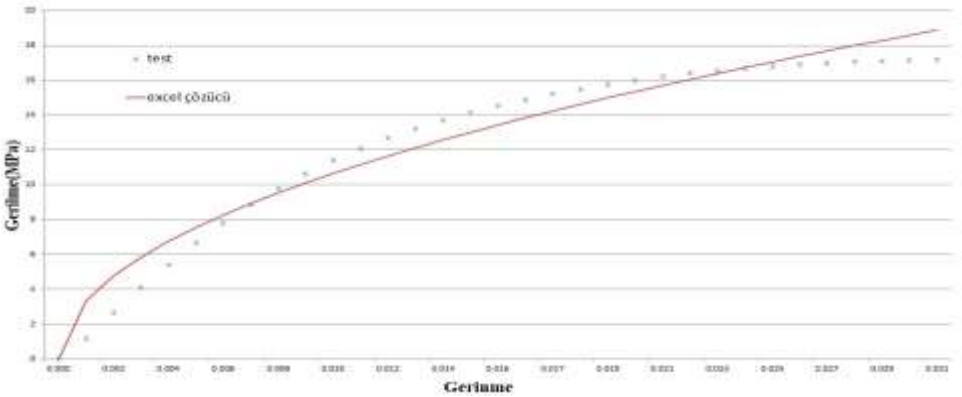
Şekil 6. Yapay Sinir Ağları ile Elde Edilen Gerilme-Uzama Grafiği

Benzer işlem için Matlab yazılımı içerisinde bulunan eğri uydurma yöntemi ile de yapılmış ve elde edilen eğri Şekil 7'de verilmiştir. Test verileri ile uydurulan eğri arasındaki uyumu veren R^2 değeri 0.9585 olarak bulunmuştur.



Şekil 7. Matlab ile Elde Edilen Gerilme-Uzama Grafiği

Microsoft Excel yazılımı içinde de verilen noktalardan geçen eğri uydurma işlemi yapılabilmektedir. Bu amaçla kullanılan Excel Çözücü modülü ile benzer işlemler tekrar edilerek test verilerine en iyi uyan eğri belirlenmiştir. Bu işlem için test verileri ile uydurulan eğri arasındaki uyumu veren R^2 değeri 0.9585 olarak bulunmuştur. Elde edilen grafik Şekil 8'de gösterilmiştir.



Şekil 8. Excel Çözücü ile Elde Edilen Gerilme-Uzama Grafiği

Cowper-Symonds malzeme modeli parametrelerinin elde edilmesinde yapay sinir ağlarının diğer yöntemlere kıyasla çok daha başarılı sonuçlar verdiği görülmüştür ve yapay sinir ağlarıyla hesaplanan değerler kullanılarak örnek analiz hesaplamaları gerçekleştirilmiştir.

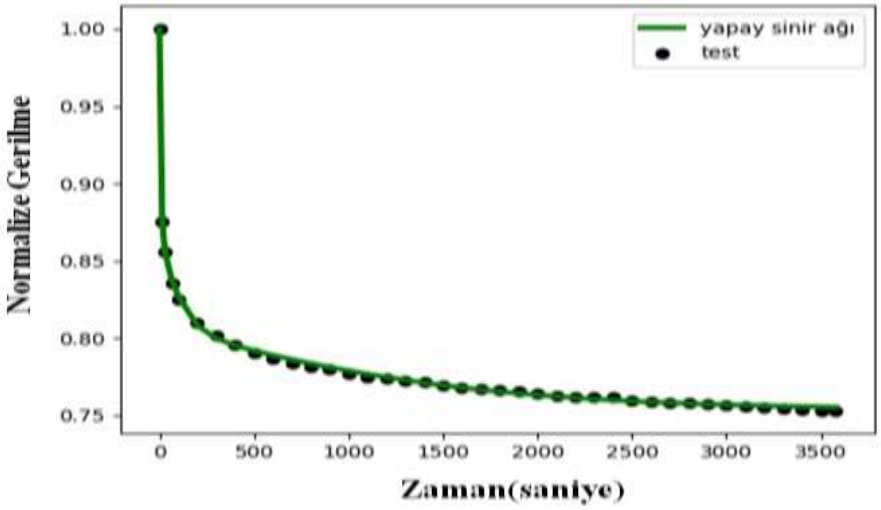
2.3.2. Kauçuk Malzeme Parametrelerinin Belirlenmesi

Kauçuk hiperelastik malzeme modeli olan Ogden model parametrelerinin belirlenmesi için λ_i değerleri giriş verisi, deformasyon enerjisi yoğunluğu ise hedef veri olarak; Prony seri katsayılarının belirlenmesi için zaman değerleri giriş verisi, normalize gerilmelerde hedef veri olmak üzere yapay sinir ağlarına gönderilmiştir. Beş katmanlı yapay sinir ağı tasarlanmış ve çalıştırılmıştır. μ değeri 1, α değeri 1.902119 olarak bulunmuştur. Prony serisi 4 terim için açılmış ve katsayılar Tablo 1'de gösterildiği gibi bulunmuştur.

Tablo 1. Yapay sinir ağları ile hesaplanan prony serisi katsayıları

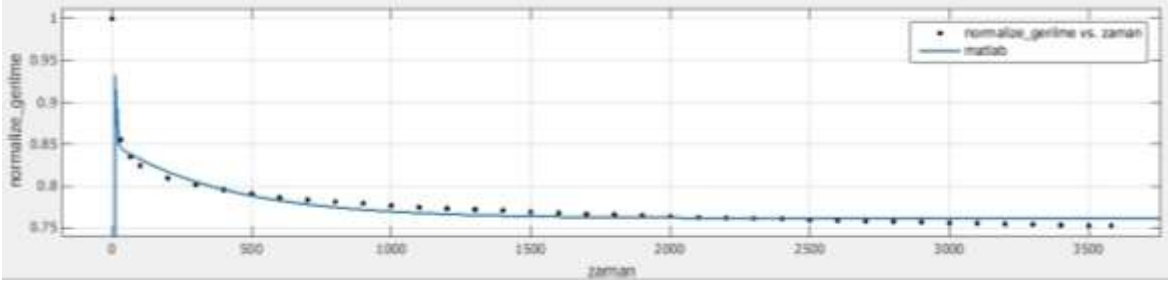
g_i	τ_i
0.0585857	42.134421
0.1113488	5.1689992
0.0344884	308.04650
0.0487053	1850.6804

Daha sonra tahmin yapma performansını görmek üzere yapay sinir ağlarına zaman değerleri verilerek bu değerlere karşılık olarak tahmin ettiği normalize gerilme değerlerinin grafiği çizilerek gerçek veriler ile karşılaştırılmıştır. R^2 değeri 0.9999 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen grafik Şekil 9'da gösterilmiştir.



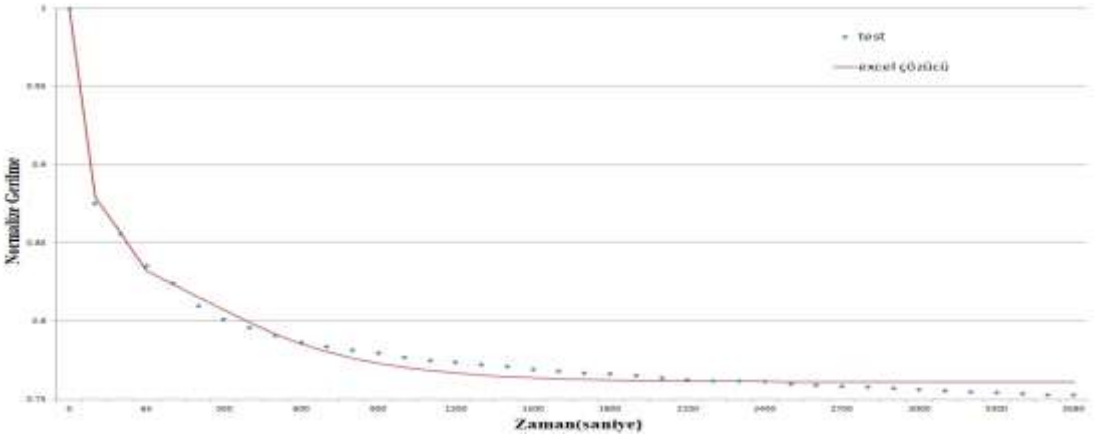
Şekil 9. Yapay sinir ağları ile elde edilen Normalize Gerilme-Zaman grafiği

Matlab yazılımı içerisinde bulunan eğri uydurma fonksiyonu kullanılarak malzeme parametreleri tahmin edilmiş ve R^2 değeri 0.986 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen grafik Şekil 10'da gösterilmiştir.



Şekil 10. Gerilme-Gevşeme test verileri ve Matlab eğrisi

Excel çözücüsü kullanılarak parametreler bulunduğunda ise R^2 değeri 0.985 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen grafik Şekil 11'de verilmiştir.



Şekil 11. Excel çözücü ile elde edilen Normalize Gerilme-Zaman grafiği

Malzeme model parametrelerinin belirlenmesinde kullanılan her üç yöntem karşılaştırıldığında Ogden model parametrelerinin elde edilmesinde yapay sinir ağlarının çok daha başarılı sonuç verdiği görülmüştür ve yapay sinir ağlarının hesapladığı değerler kullanılarak örnek sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır.

2.4. Sonlu Elemanlar Analizleri

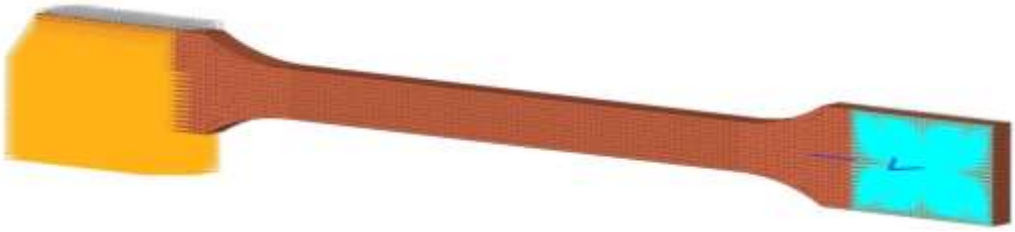
2.4.1. Plastik Ürünün Sonlu Elemanlar Analizi

Önceki aşamalarda yapay sinir ağları ile belirlenen malzeme modelleri kullanılarak malzeme testinde kullanılan test numunesi aynı şartlarda sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilerek sonuçlar karşılaştırılmış ve model doğrulaması yapılmıştır. Bu amaçla ISO 527 Tip 1A standardı referans alınarak kemik numune modellenmiştir. Bulunan malzeme parametreleri Cowper-Symonds modeli üzerine girilmiştir. Sonlu elemanlar modelleme çalışmaları Hypermesh yazılımı üzerinde, çözüm işlemleri ise Radioss çözücüsünde gerçekleştirilmiştir. Hypermesh yazılımında malzeme modeli tanımı ve giriş verileri Şekil 12'de görülmektedir.

Solver Keyword	/MAT/COWPER/
ID	1
Name	material1
Color	
Include	[Master Model]
Defined	
User Comments	Hide In Menu/Export
Card Image	M44_COWPER
Regular_DFI_encrypted_flag	Regular
RefRho_Option	
Rho_Initial	0.000905
E	1000.0
Nu	
A	6.031e-010
B	88.31448
n	0.50494
C_hard	
SIG_max	16.6734
c	223.2957
p	3.676634
ICC	
Fsmooth	
Fcut	
EPS_max	
EPS_t1	
EPS_t2	
ALE CFD Formulation	NONE
HEAT_Input	

Şekil 12. Cowper-Symonds Modeline Parametrelerin Girilmesi

Plastik malzeme test numunesinin sonlu elemanlar modelinde 6270 adet 1 mm boyutta hexahedral elemanlar oluşturulmuştur. Modellenen numune bir ucundan sabitlenmiş, diğer ucunda ise numune yüzeyinde iki adet rijit plaka oluşturulmuş ve 50 mm/dakika çekme hızı bu gruplar üzerine verilmiştir. Şekil 13'te Hypermesh üzerinde kurulan sonlu elemanlar modeli ve sınır şartları görülmektedir. Analiz 5.658 mm uzama için yapılarak sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 13. Çekme Numunesinin Sonlu Elemanlar Modeli

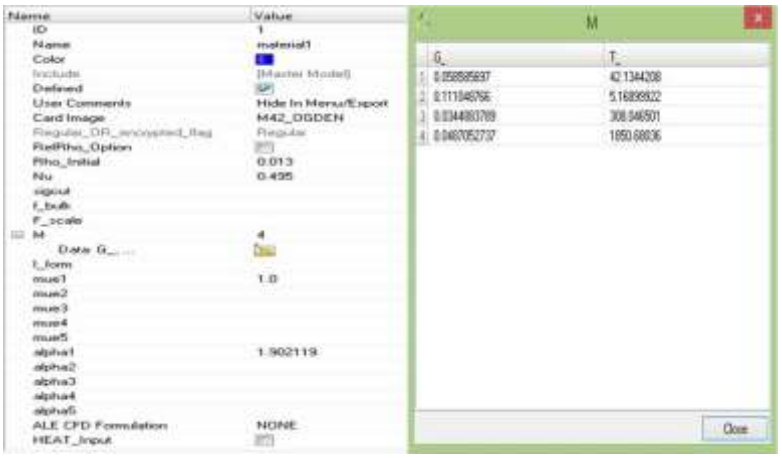
Radioss çözücüsü ile çözülen modelin von-Mises mukayese gerilme dağılımı Şekil 14'te verilmiştir. Analiz sonucunda elde edilen değerlerin laboratuvar ortamında yapılan testlere oldukça yakın olduğu görülmüştür. Aynı uzama değeri için analizden elde edilen maksimum mukayese gerilmesi 17.49 MPa değeri, testten elde edilen ve gerçek gerilme değerine dönüştürülen 17.31 MPa değerine oldukça yakındır ve hata değeri %1.02 seviyesindedir.



Şekil 14. Analiz Sonucunda Model Üzerinde Oluşan von-Mises Mukayese Gerilme Dağılımı

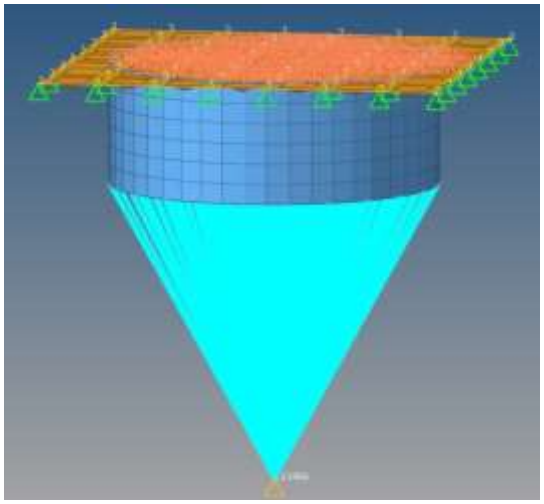
2.4.2. Kauçuk Ürünün Sonlu Elemanlar Analizi

Önceki aşamalarda elde edilen kauçuk malzeme modeli parametreleri kullanılarak disk şeklindeki standart boyutlardaki kauçuk malzemeye basma testinin analizi yapılmış ve gerilme-gevşeme davranışı analiz edilmiştir. TS 4595 ISO 815 standardı referans alınarak disk numune modellenmiştir(TS 4595 ISO 815). Bulunan hiperelastik ve zaman alanında viskoelastik malzeme parametreleri Ogden modeli üzerine girilmiştir (Şekil 15).



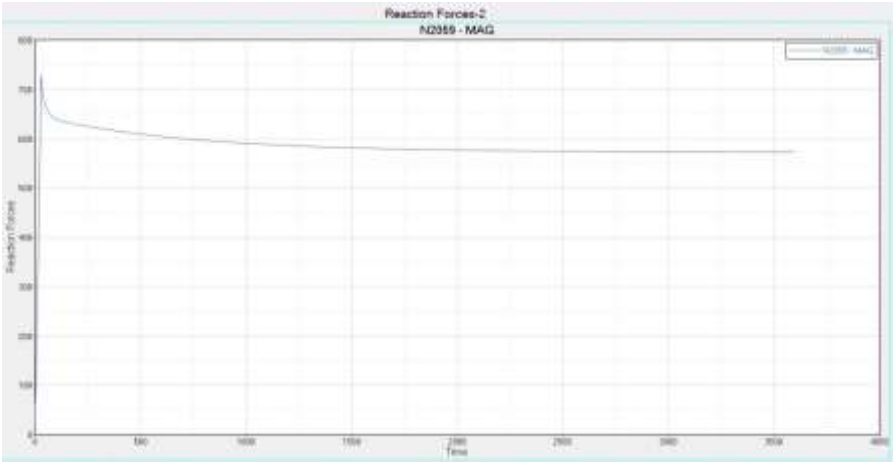
Şekil 15. Ogden malzeme modeline parametrelerin girilmesi

Parçanın sonlu elemanlar modelinde 1669 adet 1.5 mm boyutta hexahedral elemanlar oluşturulmuştur. Rijit modellenen bir plaka ile parça üzerine 2.44 mm (%20) basma uygulanmıştır. Parça alt yüzeylerinden RBE2 elemanlar ile sabitlenmiştir. Şekil 16'da Hypermesh yazılımında tanımlanan sonlu elemanlar modeli ve sınır şartları görülmektedir.



Şekil 16. Basma numunesinin sonlu elemanlar modeli

RBE2 elemanların bağlı olduğu nokta üzerinden tepki kuvveti okunup gerilme gevşemesi grafiği çizdirilmiştir (Şekil 17).



Şekil 17. Analiz sonucunda elde edilen Kuvvet-Zaman grafiği

Grafikte test sonuçlarına benzer olarak tepki kuvvetinin zamanla azaldığı ve 2500 saniye sonra sabit kaldığı görülmüştür. Sızdırmazlık sağlayan kauçuk elemanlarda bu gevşeme değeri hesaplanıp ürün tasarımları buna göre yapılmalıdır.

3. SONUÇLAR

Otomotiv sektöründe yoğun olarak kullanılan plastik ve kauçuk malzemelerin tasarım doğrulama sürecinde oluşturulan sonlu elemanlar modellerinde malzeme modeli katsayılarının doğru belirlenmesi oldukça önemlidir. Yanlış belirlenen parametreler ile yapılan analizler doğal olarak yanlış sonuçlara götürebilir. Bu çalışmada malzeme model parametrelerinin yapay sinir ağları ile belirlenmesi çalışmaları yapılmıştır. Ek olarak Matlab ve Excel yazılımları ile de model parametreleri belirlenmiş ancak en iyi sonucu veren yaklaşım yapay sinir ağları olmuştur. Malzeme modelleri belirlendikten sonra sonlu elemanlar analizleri yapılarak malzeme modelleri ve sonlu elemanlar modellerinin doğrulamaları gerçekleştirilmiştir ve test sonuçlarına yakın değerler elde edilmiştir. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar, gelecek çalışmalarda otomotiv sektöründe kullanılan plastik ve kauçuk ürünlerin tasarım doğrulama süreçlerinde kullanılacaktır.

TEŞEKKÜR

Malzeme testlerine verdiği destek nedeniyle Gramer Koltuk Sistemleri firmasına ve TÜBİTAK 2244 Sanayi Doktora Programı kapsamında verilen bursiyer desteğine teşekkür ederiz.

4. REFERANSLAR

[1] Ellis,B., Smith, R. (2008), Polymers: A Property Database, CRC Press, Boca Raton, FL, 1052 pages.

[2] Marangoni, A. L.,Junior, E.M. (2017). Cowper-Symonds Parameters Estimation for ABS Material Using Design of Experiments with Finite Element Simulation. Polimeros, 27, 3, pp. 220-224.

[3] Erkek, M.Y. (2018) "Kauçuk Ürünlerin Gerilme-Gevşeme Davranışının Modellenmesi, Analizi ve Optimizasyonu",Bursa Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği Departmanı, Doktora Tezi.

[4] Koch, D.,Haufe, A. (2019) "First StepsTowards Machine Learning Supported Material Parameter Identification", 12th European LS-DYNA Conference, 14-16 May 2019, Koblenz.

[5] TS EN ISO 527-2, "Plastikler-Çekme Özelliklerinin Tayini-Bölüm 2: Kalıplama ve Ekstrüzyon Plastikleri için Deney Şartları" .

[6] TS ISO 37, "Lastikler ve Termoplastikler- Çekme Gerilmesi-Uzama Özelliklerinin Tayini" .

[7] Ghoreishy, M.H.R. (2011) "Determination of the Parameters of the Prony Series in Hyper-Viscoelastic Material Models Using the Finite Element Method", Materials and Design, 35, pp. 791-797.

[8] Altair. (2019). RADIOSS Reference Guide. Erişim tarihi: 03 December 2019, http://www.altairhyperworks.com/product/ RADIOSS.

[9] TS 4595 ISO 815, "Lastikler ve termoplastikler - Ortam sıcaklığında, yüksek veya düşük sıcaklıklarda basınç altında kalıcı ezilme oranının tayini".

SAC KALIP/ FİKSTÜR TASARIMINA YÖNELİK KULLANICI ODAKLI AKILLI VE YALIN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM PROGRAMI ÇİZEN İÇİN MODÜLER TASARIM

Cengiz ÖZ[1], İsmail CAN[2], Cengiz ARAZ[3], Mustafa BİNTAŞ[4], Gül Çiçek ZENGİN BİNTAŞ[5]

[1,2,3,4,5] Mubitek Tasarım Bilişim Makina San. Ve Tic. Ltd. Şti., Bursa, Türkiye

ÖZET

Yazılım günümüzün hızla gelişmekte olan vazgeçilmez bir aracı olmakla birlikte dijital dönüşümün de en temel itici gücüdür. Özellikle maliyet ve zaman baskısı olan kalıp tasarımı gibi üretimin kilit noktasındaki faaliyetler için yapılan yazılımlar büyük önem arz etmektedir. Ürünler istenilen özelliklerde ve ölçülerde Bilgisayar Destekli Tasarım (BDT) programları ile tasarlanmakta ve üretime hazırlanmaktadır. Bu programların yazılımlarında yapılan inovasyon çalışmaları ile tasarım süreçlerinde büyük oranda verimlilik sağlanmakta ve tasarımdan kaynaklı hatalar en aza indirilebilmektedir. 2010 yılından itibaren Türkiye'de BDT geliştirme çalışmalarına başlanmış sac kalıp tasarım sektörüne özgü yerli ve milli program ÇİZEN geliştirilmiştir. Bu bildiride yerli ve milli tasarım programı olan ÇİZEN için geliştirilmiş tasarıma ve üretime verimliliğin yanı sıra esneklik de sağlamayı amaçlayan Modüler Tasarım çözümü anlatılmıştır. Müşteri istek ve ihtiyaçlarının sürekli değiştiği dünyada, klasik üretim sistemlerinin yerini, otomasyona dayalı, daha esnek sistemler geliştirilmesinde Modüler Tasarım modülü ile büyük katkı sağlayacaktır. Artık işletmeler, ürün çeşidinin fazlalığı, yüksek kalite, müşteri odaklı olma gibi nedenlerden dolayı Esnek Üretim Sistemlerine yönelmişlerdir. Bir işletme sisteminin yapısal olarak esneklik kazanabilmesi için başta üretim sisteminin esnekliği olmak üzere, bütün işletme birimlerinin değişen koşullara ayak uydurabilme yeteneğini kazanması gerekmektedir. Esnek Tasarım yöntemi olan Flexible Fix modülünden uyarlanarak geliştirilmiş Modüler Tasarım çözümü değişen bu koşullara daha kolay uyum sağlanmasını sağlayacaktır.

Anahtar Kelimeler: Sac Kalıp Tasarımı, Flexible Fix, Modüler Tasarım

MODULAR DESIGN FOR DIE AND MOLD/FIXTURE DESIGN FOR A USER-ORIENTED SMART AND LEAN COMPUTER AIDED DESIGN (CAD) PROGRAM ÇİZEN

ABSTRACT

The software is an indispensable tool of today's rapidly developing, but it is also the main driving force of digital transformation. Especially the software made for the activities at the key point of production such as die design with cost and time pressure are of great importance. The products are designed and prepared for production with Computer Aided Design (CAD) programs in desired features and sizes. With the innovation studies carried out in the software of these programs, a great deal of efficiency is provided in the design processes, and design errors can be minimized. Since 2010 CAD development work was to begin stamping die design industry specific local and national program ÇİZEN that have been developed in Turkey. In this paper, the Modular Design solution, which aims to provide flexibility as well as design and production efficiency for ÇİZEN, which is a local and national design program, is explained. In the world, where customer demands and needs are constantly changing, the modular design module will contribute greatly to the development of more flexible systems based on automation, in the place of classical production systems. Now, businesses have turned to Flexible Production Systems for reasons such as excess product variety, high quality, and customer focus. In order for a business system to gain structural flexibility, all business units, especially the flexibility of the production system, must gain the ability to adapt to changing conditions. The Modular Design solution developed by adapting from the Flexible Fix module, which is the Flexible Design method, will provide easier adaptation to these changing conditions.

Keywords: Die/Mold Design, Flexible Fix, Modular Design

1.GİRİŞ

Modüler tasarım; bir sistemin veya bir ürünün tasarımına, her birinin birbirinden bağımsız olarak geliştirilip test edildiği, farklı sistemlerde kullanılabilecek parçaların bir ürün halinde bir araya getirilmesine dayalı tasarım olarak

tanımlanır. Ayarıca herhangi bir ürün ya da mekan tasarımının kişiye özel olarak yenilenebilmesi ve sürekli olarak güncellenebilmesi anlamına da gelmektedir.
Lego benzeri akıllı modüler tasarım algoritmalarının oluşturulması kapsamında çeşitli modüler tasarım örnekleri mevcuttur. Aşağıda farklı sektörlerde gerçekleştirilen modüler tasarım örneklerinden bahsedilmiştir.

1.1. Modüler Mobilyalar

Modüler mobilyalar, çok yönlü kullanıma olanak vermelerinin yanında, bir yerden bir yere kolayca taşınmayı da olanaklı kılar (Bkz. Şekil 1 Modüler Mobilya Örneği). İhtiyaç duyulduğu anda kolayca paketlenebilir, kurulumu da aynı şekilde kolay ve rahattır. Özellikle sık sık yer değiştiren kişiler için en mantıklı seçenek olduğunu söyleyebiliriz. Fiyat-performans açısından oldukça tercih edilesidir. Farklı renk ve materyal seçenekleri mevcuttur.



Şekil 1: Modüler Mobilya

1.2. Modüler Taşıma Sektörü

Modüler vinç sistemleri lojistik alanında kullanılan bu treyler modüler yapısı sayesinde uzayabilir kısalabilir ve demonte olarak hazır bulunduğu için tekrar kullanabilir (Taşıma sektöründe kullanılan Modüler Trey örneği için bkz. Şekil 2).



Şekil 2: Taşıma Sektörü için Modüler Treyler

1.3. Modüler İnşaat Sektörü

Modüler iskele, çelik konstrüksiyondan oluşan tekerlekli platform üzerine kurulan alüminyum modüllere sahip iskelelerin 2, 3 ve 4 modülden oluşan çeşitleri bulunmaktadır. Modüller birbirlerine sac bağlantı aparatları ile bağlanmaktadır.



Şekil 37: İnşaat Sektörü için Modüler İskele

İnşaat beton sistemlerinde modüler kalıp sistemi, çelik veya plywood yüzeylerin çelik kirişlerle desteklenerek oluşan panoların birleşimi ile ortaya çıkan kalıp sistemidir. Modüler kalıp sistemi el ile taşınabilir. Vinç kullanılmayan şantiyeler için iki personelin kolaylıkla kaldırabileceği düşünülerek tasarlanır. Vinç kullanılan şantiyelerde ise paneller birleşik halde taşınabilir. Değişen kolon ve perde geometrileri için pratik çözümler üreten Modüler Kalıp Sistemi her geometriye kolaylıkla uyum sağlar. Panolar bağlantı kancaları ile tek çekiç darbesine ihtiyaç duyarak birbirlerine rijit olarak bağlanırlar. İnşaat sektöründe kullanılan modüler sistemler Şekil 3 ve Şekil 4'de gösterilmiştir.



Şekil 4: İnşaat Sektörü için Modüler Beton Kalıp Sistemleri

1.4. Modüler Taşıma-Bant Sistemleri Sektörü

Modüler Bant Konveyörleri, birbirine eklenen baklalar ile oluşturulan bant kullanılarak yapılan konveyörlerdir. Bandın eklemeli olması kullanım kolaylığı sağlamaktadır. Modüler taşıma-bant sistemlerinde kullanılan konveyörler Şekil 5'de verilmiştir.

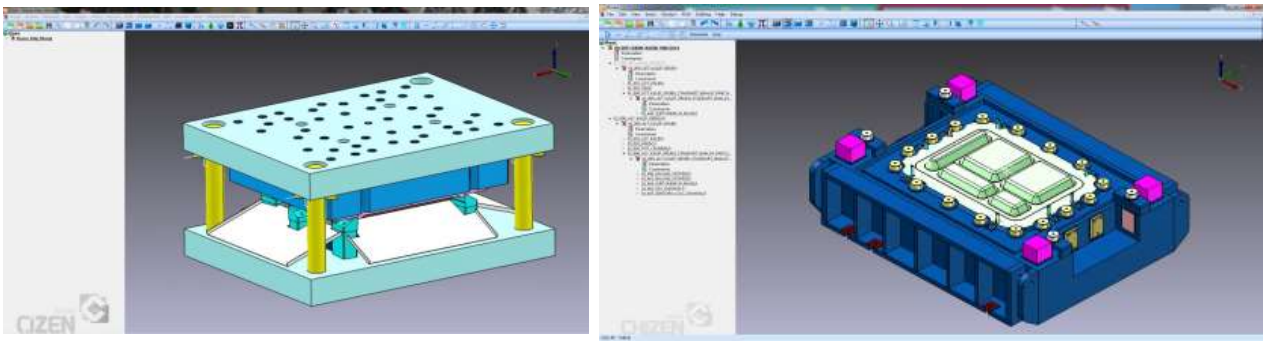


Şekil 5: Modüler Bant Konveyörleri

Bir modüler tasarım çalışması olan Flexible-Fix çözümü, Simetrik Dizayn firması tarafından geliştirilmiş modüler bir fikstür standart sistemidir. Bu sistemle, istenilen yapıda ve büyüklükte farklı fikstürlerin üretimi mümkündür. Tüm parçalar standart olduğu için siparişten teslimata kadar olan süre son derece kısadır. Standart dışı fikstür yapısına göre %60 oranında zaman tasarrufu sağlamaktadır. Kullanım süresi dolan fikstürler demonte edilerek tekrar tekrar kullanılabilmektedir.
Flexible fix tasarımı kalıp/aparat tasarım programı olan Çizen kullanılarak yapıldığında programda tanımlı olacak birçok girdi sayesinde tasarım süresi kısalacaktır ve bu süreç daha hızlı üretim safhasına geçilmesine imkan sağlayacaktır.
Mevcut flexible fix tasarımında tasarımcı kullandığı programın özelliklerini kullanarak tüm parçaları tasarıma eklemek için uğraşmaktadır. Kalıp/aparat tasarım programı sayesinde basit bir ara yüz kullanımı ile tasarımda gerekli olan tüm parçalar tasarıma çağrılarak tasarım gerçekleştirilecektir. Tasarımda ihtiyaç olan parçalar ara yüzden seçildiğinde konumlandırma noktaları ve eksen girdileri belirtildiğinde istenilen konuma parçalar eklenecektir. Bildiride Çizen programı ile Flexible Fikstür tasarımının gerçekleştirilmesi çalışması detaylı bir şekilde anlatılmıştır.

2. YERLİ BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM (CAD) PROGRAMI ÇİZEN

Tasarım üretim için yapılan bir plandır. Üretimin hatasız, kaliteli ve zamanında yapılabilmesi için tasarımdan üretime doğru bilgi akışını sağlayan CAD teknolojilerini verimli şekilde kullanmak gerekmektedir. Bu gerekliliği ise Endüstri 4.0'ı temel alan yeni nesil özel yazılımlarla gerçekleştirmek büyük önem arz etmektedir. Sanayide kullanılan mevcut CAD programları genel amaca yöneliktir. Yerli sanayinin ihtiyaçları doğrultusunda özel çözümler içermemektedir. Ayrıca söz konusu CAD programlarının yabancı menşeili olması ve maliyetlerinin çok yüksek olması nedeniyle özellikle mikro ve küçük ölçekli KOBİ'ler tarafından kullanılmamakta ya da lisanssız kullanıma olan eğilim artmaktadır.
İlk yerli ve milli CAD program olan ÇİZEN hedef kitlemiz KOBİ'lere maliyet olarak yük getirmeyecek, sanayinin ihtiyaçlarını karşılayabilecek çözümler içeren yerli bir CAD programıdır. Uzmanlık alanımız gereği kalıpsız üretim olmaz gerçeğinden yola çıkarak ilk çalışma sac kalıpçılık sektörü üzerine yapılmıştır. Şekil 6'da ÇİZEN ile tasarlanmış kalıp örnekleri verilmiştir.



Şekil 6: ÇİZEN CAD Programı ile Tasarlanmış Çevre Kesme ve Derin Çekme Kalıbı Örneği

ÇİZEN dört ana modülden oluşmaktadır. Bunlar; Temel CAD Fonksiyonları, Parametrik Modelleme, Ürün Yaşam Döngüsü (PLM) ve Kalıp Teklifi Hazırlama (açınım hesaplama, nesting, bounding box, mühendislik hesapları) dır.
ÇİZEN'i diğer CAD programlarından ayıran en önemli yenilik ise müşteri firmanın standartlarına göre parametrik yapıda özelleştirilebilmesi özelliğidir. Çünkü sektörde kullanılan CAD programları yerli sanayiye rekabet edebilme gücünü kazandıracak özel uygulamalar içermemektedir. Projemiz ile müşteri firmanın standartları programa dahil edilerek firmaya hız ve kalite kazandıracak üç boyutlu model veri tabanı oluşturmaktadır.
Ayrıca sanayinin kayıpsız data dönüşümünü yapabilmesi için programa ürün ağacı bilgisi, model renkleri korunarak ve kayıpsız STEP, IGES, STL veri dönüşümü/transferi özelliği bulunmaktadır.

TÜBİTAK ve KOSGEB Projeleri kapsamında desteklenen ÇİZEN programı, ilk başlandığı günden itibaren sürekli geliştirilen bir programdır. Müşteri ihtiyaçlarını tespit edip onlara çözüm arayan ve sektörü yönlendirmeye çalışan uygulamalar geliştirmektedir.

3. FLEXIBLE FIX - ÇİZEN İÇİN MODÜLER TASARIM

3.1. Flexible-Fix Üretim Sisemleri

3.1.1. Flexible-Fix

Flexible-Fix, Simetrik Dizayn firması tarafından geliştirilmiş modüler bir standart fikstür sistemidir. Bu sistemle, istenilen yapıda ve büyüklükte farklı fikstürlerin üretimi mümkündür. Tüm parçalar standart olduğu için siparişten teslimata kadar olan süre son derece kısadır. Standart dışı fikstür yapısına göre %60 oranında zaman tasarrufu sağlamaktadır. Kullanım süresi dolan fikstürler demonte edilerek tekrar tekrar kullanılabilmektedir. Flexible-Fix iki ana bölüme ayrılmaktadır.

3.1.1.1 Flexible Fix Pleyt Sistemi

Bu sistemde parçalar "lego" mantığıyla birleştirilmektedir. Böylelikle istenilen ebatta farklı pleytler oluşturulabilmektedir. 400x400 mm ve 400x150 mm ebatlı prizmalar sayesinde 400 mm ve 150 mm nin katlarında pleyt oluşturulabilmektedir. İstenildiğinde ortası boş, istenildiğinde "L" ve "T" şekillerinde pleyt oluşturmak son derece basittir. Ayriyeten bir talaşlı imalat gerektirmemektedir.
Modüler parçalar siyah oksidasyon kaplama ile Kaplans' durumdadır. Boya gerektirmemekte ve istenildiğinde demonte edilip tekrar kullanılabilmektedir. Şekil 7'de Flexible-Fix pleyt sistemi görülmektedir.



Şekil 7: Flexible-Fix Pleyt Sistemi

3.1.1.2 Flexible-Fix Grup Sistemi

Komple standartlaştırılmış yapı sayesinde istenilen tip ve boyutta grup oluşturmak son derece basittir. Eksen ayarlı modellerde, şim kullanımı gerektirmemektedir. 1, 2 ve 3 eksenli farklı grup tipleri oluşturulabilmektedir. Özel alüminyum profil sayesinde klasik düz grup yapımı da son derece basit ve ekonomiktir. Tüm parçalar standartlaştırıldığı için demonte edilip tekrar kullanılabilmektedir. Şekil 8'de solda Flexible-Fix grup sisteminin parçalara ayrılmış hali görülmektedir.



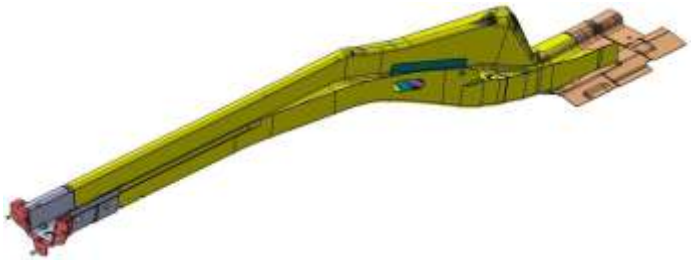
Şekil 8: Flexible-Fix Grup Sisteminin Parçalara Ayrılmış Hali ve Flexible Fix Grup Sisteminin Çeşitleri

Flexible-Fix grupları farklı şekillerde standartlaştırılmış ve işe uygun olarak seçilerek kullanılmaktadır. Şekil 8'de sağda Flexible-Fix grup sisteminin çeşitleri görülmektedir.

3.1.2. Flexible-Fix İle Aparat-Fikstür Tasarım Aşamaları

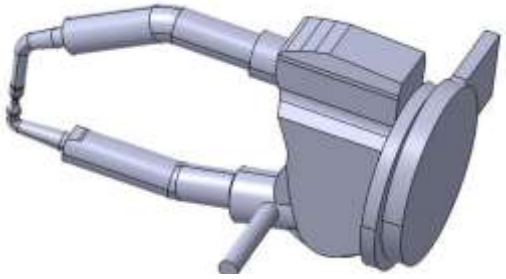
3.1.2.1 Müşteriden Temin Edilen Datalar ve Bilgiler

Müşteriden orijinal Siemens NX, *.step veya *.igs dosya uzantılı parça dataları gelmektedir. Şekil 9'da müşteriden gelen *.step uzantılı parça dataları görülmektedir.



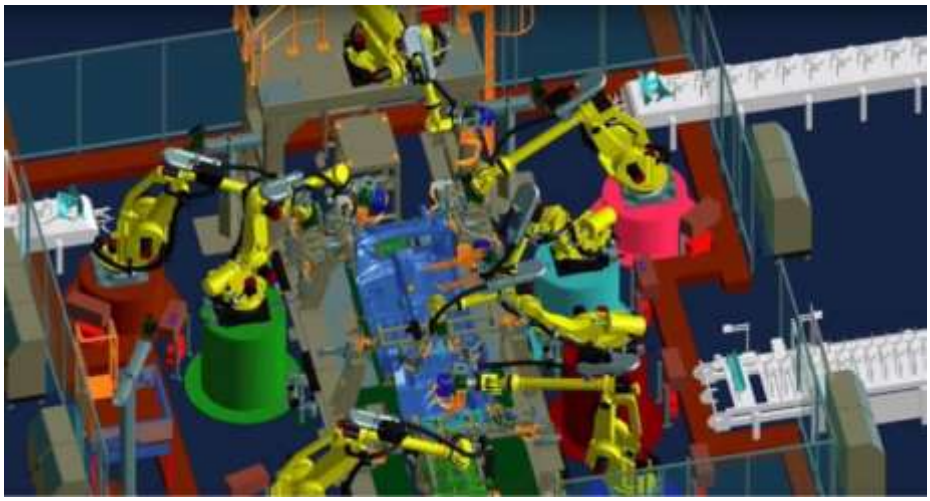
Şekil 9: Müşteriden Gelen Parça Dataları

Siemens NX ve *.igs uzantılı dosyalarda referans noktalar görülebilmekte fakat *.step data da referans noktaları görünmemektedir. Siemens NX CAD programını kullanmayan bir üretici firma için *.step data ile birlikte *.iges data da müşteri tarafından gönderilmektedir. Müşteriden, 3D kaynak pensleri gelmektedir. Bazı durumlarda da müşteri kaynak penslerinin üretici tarafından seçilmesini isteyebilmektedir. Bu durumda üretici pensleri uygun tedarikçiden seçmektedir. Şekil 10'de müşteriden gelen 3D kaynak pens datası görülmektedir.



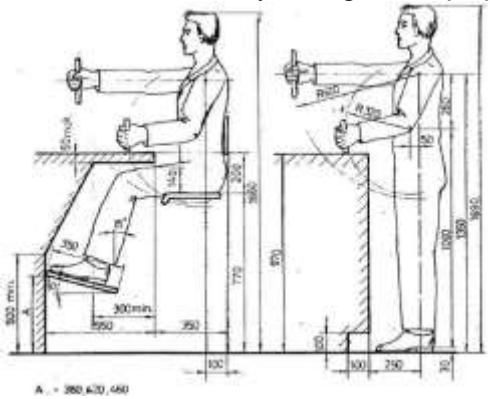
Şekil 10: Müşteriden Gelen 3D Kaynak Pens Datası

Robotlu hatlarda, müşteri penslerin takip ettiği yörüngeyi simüle etmekte ve bu simülasyonu üretici ile paylaşmaktadır. Bazı durumlarda müşteri bu simülasyonu üretici firmanın yapmasını istemektedir. Simülasyon programı olarak Siemens firmasının bir ürünü olan RobCAD kullanılmakta ve simülasyon yapılmaktadır. Şekil 11'de RobCAD programında yapılmış bir simülasyona ait ekran görüntüsü görülmektedir.



Şekil 11: RobCAD Programında Yapılmış Bir Simülasyona Ait Ekran Görüntüsü

Kaynak fikstürüne ait her bir klempin kapanış sırasını gösteren işlem kartları müşteri tarafından üreticiye verilmektedir. Bu karta göre klemplerin kapanış senaryosu müşteri tarafından veya üretici tarafından kolaylıkla oluşturulabilmektedir. Müşteri, fikstür üretim ve ergonomik çalışma şartnamesini de üretici firmaya vermektedir. Fikstür tasarımı bu şartnamelere uygun yapılmalıdır. Şekil 12'de oturarak ve ayakta ergonomik çalışma boyutları şartnamesi görülmektedir.

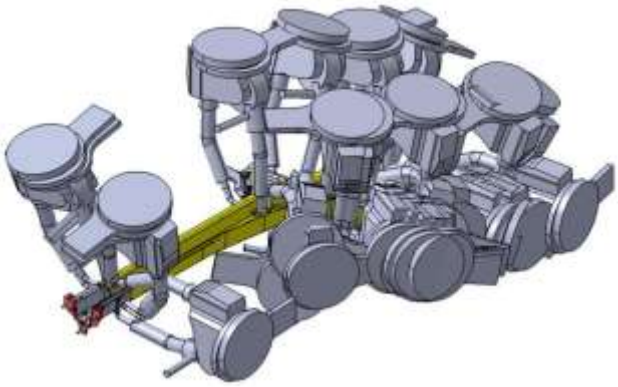


Şekil 12: Oturarak ve Ayakta Ergonomik Çalışma Boyutları Şartnamesi

3.1.2.2. Flexible Fix ile Aparat-Fikstür Tasarımı

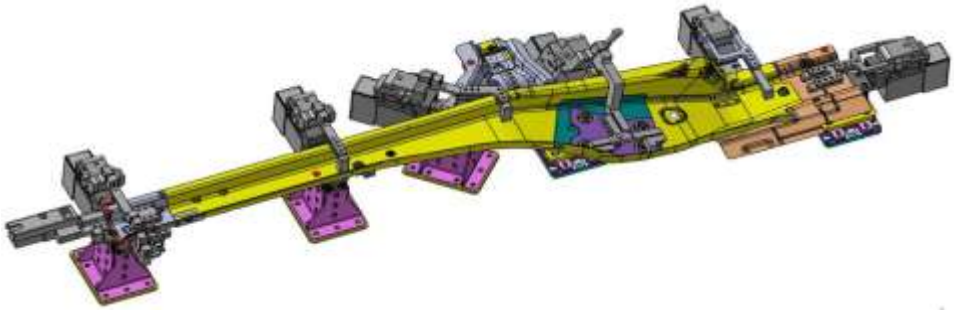
Tüm data ve bilgiler temin edildikten sonra fikstür tasarımına başlanmaktadır. Öncelikle ergonomik çalışma şartnamesi dikkate alınarak parça dataları tasarıma yerleştirilmektedir. Sonrasında kaynak yapılacak referans noktalara kaynak

pensleri konumlandırılmaktadır. Şekil 13'de parça datalarının ve kaynak penslerinin tasarıma konumlandırılmış hali görülmektedir.



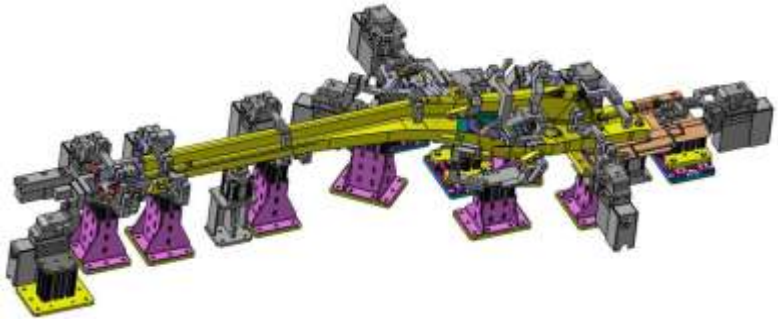
Şekil 13: Parça Datalarının ve Kaynak Penslerinin Tasarıma Konumlandırılması

Ardından fikstür grupları tek tek tasarlanmaya başlanmaktadır. Öncelikle parçalara ait referans noktalarına perno denilen referans parçalarının, her parçaya1 adet olacak şekilde var/yok sensörlerinin bağlanacağı gruplar tasarlanmaktadır. Şekil 14'de perno ve var/yok sensörlerinin bağlı olduğu kaynak grupları görülmektedir.



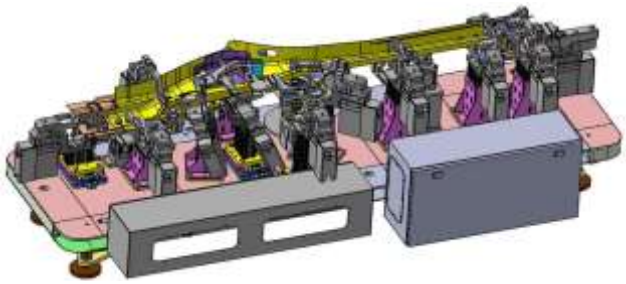
Şekil 14: Perno ve Var/Yok Sensörlerinin Bağlı Olduğu Kaynak Grupları

Tasarıma devam edilerek, parçaya ait tüm kaynak grupları tasarlanmaktadır. Şekil 15'de kaynak fikstürüne ait tüm grupların tasarımı görülmektedir. Tüm referans noktalar için kaynak fikstür gruplarını tasarlandıktan sonra kaynak fikstürüne ait her bir klempin işlem kartında belirtilen kapanış sırasına ait senaryo kontrol edilmekte ve uygunsuzluklar düzeltilmektedir.



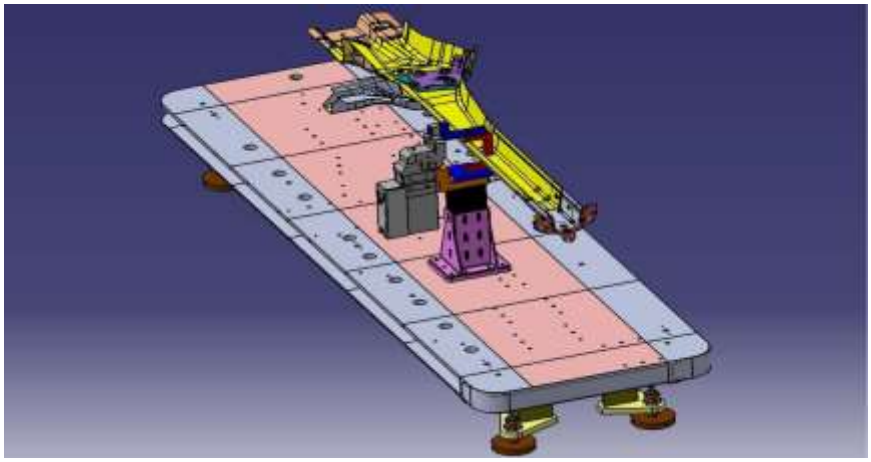
Şekil 15: Kaynak Fikstürüne Ait Tüm Grupların Tasarımı

Son olarak kaynak fikstürüne ait tüm grupların bağlı olacağı, pleyt tasarımı yapılmaktadır. Şekil 16'da pleyt tasarlanarak tamamlanmış kaynak fikstürü görülmektedir.



Şekil 16: Pleyt Tasarlanarak Tamamlanmış Kaynak Fikstürü

Flexible-Fix yöntemi sayesinde kullanım süresi dolan fikstürler demonte edilerek tekrar tekrar kullanılabilmektedir. Pleyt modüler parçalar siyah oksidasyon kaplama ile kaplı olduğu için boya yapılmasına gerek yoktur. Pleyt modüler parçalardan oluştuğu için farklı bir fikstür içinde kullanılabilir. Şekil 17'de Pleyt Üzerine Monte Edilmiş Düz Grup Flexible-Fix örneği verilmiştir.



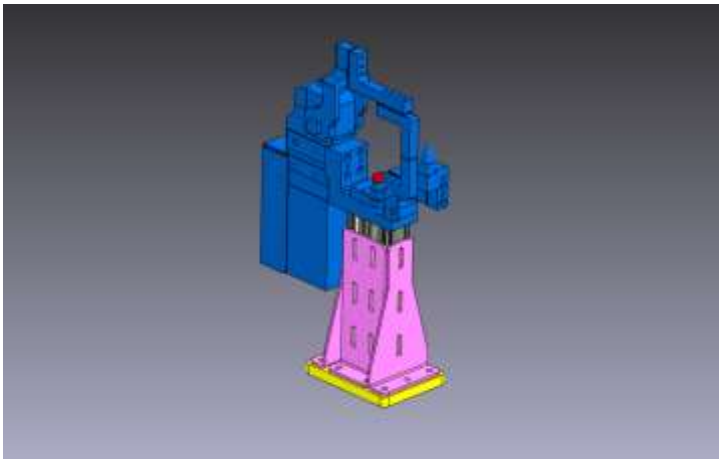
Şekil 17: Pleyt Üzerine Monte Edilmiş Düz Grup Flexible-Fix

3.2. Çizen İçin Modüler Tasarım

ÇİZEN programında bulunan Flexible Fix modülü için örnek sac parçalar, tekli ayak, çiftli ayak, 400x400x100 mm'lik plate, 400x150x100 mm'lik plate, 550x150x100 mm'lik plate ve grup tasarımları ÇİZEN programında yapılmıştır. Grubun parçaları tek tek çizilip montaj ortamında birleştirilmiştir. Örnek sac parça da grup çenelerinin tutacağı noktalara eksenler atılmıştır.

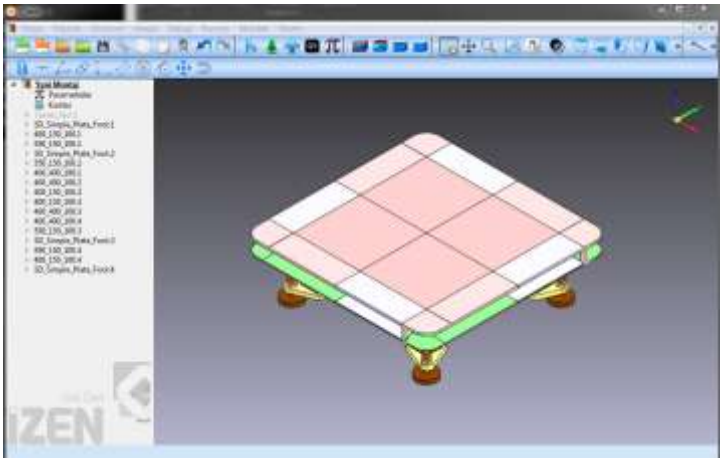
Montaj ve tasarımlar yapılırken, parça ve montaj ortamlarında bazı hatalar ortaya çıkmıştır. Bu hatalardan bazıları şunlardır;

- Montaj ortamında bir parça döndürüldükten sonra herhangi bir işlem yapıldığında farklı şekilde hareket etmesi
- Bir parçada tek seferde birden fazla delik atıldığında tüm deliklere aynı anda pah atılamaması hatası gibi hatalar bulunmuştur. Bu hatalar daha sonra yapılan geliştirilmeler ile giderilmiştir.

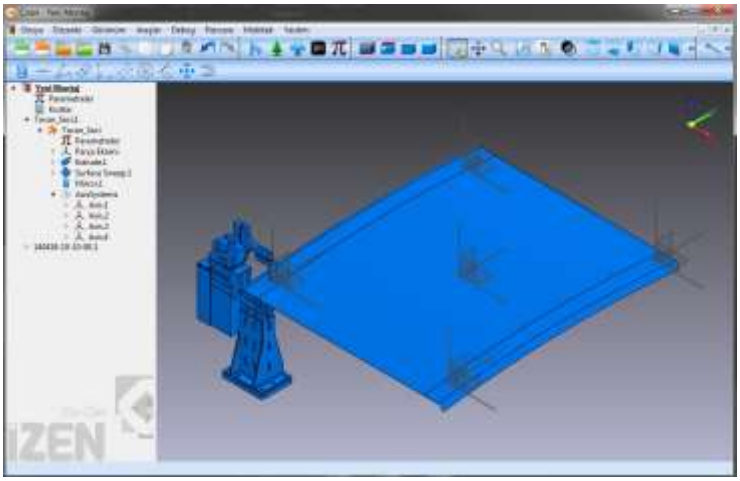


Şekil 18: Flexible Fix Modülünde Kullanılacak Grup Montaj Resmi

Daha önce Catia ortamında yapılan Flexible Fix çalışmaları ÇİZEN ortamına aktarılmaya başlanmıştır. İlk aşamada gerekli parçalar çizilmiş, daha sonra Catia ile çalışan uygulamanın arayüzünün bir benzeri ÇİZEN'in modül altyapısı ile oluşturulmuştur. Bu modül altyapısı Flexible Fix modülünü programın kendisinden bağımsız bir eklenti olarak geliştirmemize olanak sağlamaktadır. Modül sistemi gereksinimlere göre sürekli geliştirilen bir yapıdadır. Flexible Fix kapsamında modül sistemine kopya (instance) olarak açma ve montajda konumlandırma yetenekleri eklenmiştir (bkz. Şekil 18 Flexible Fix Modülünde Kullanılacak Grup Montaj Resmi). Böylece ortak dosyadan açılan parçalar tekrar yüklenmeden kullanılmış, doğru konum ve yönde yerleştirilmeleri sağlanmıştır. Son olarak açılan bazı parçalarda gizlenmiş çizimlerde tekrar görünme sorunu tespit edilmiştir. Bu durumu çözmek için görünürlük bilgilerinin nodların hem kendi içinde hem de ebeveynlerinde ayrı ayrı hesaplanması ve saklanması sağlanmıştır.



Şekil 19: ÇİZEN Ortamında Plate ve Ayak Dizilimi



Şekil 20: ÇİZEN Ortamında Grup Montajının Konumlandırılması

Flexible Fix modülünde başlangıç olarak elle girilen en ve boy değerine göre plakaların dizilmesi hedeflenmiştir. İlk başta yeni bir montaj açılarak operasyona başlanır. Plaka dizilimi sol üstten sağ alta doğru tarama şeklinde yapılmaktadır. Tarama sırasında oluşturulan algoritmaya göre mevcut hücreye hangi parçanın ekleneceği belirlenmektedir. Parça seçenekleri olarak merkez, köşe, kenar ve ayak bulunmaktadır. Merkez parçasını sadece konumlandırmak yeterli olurken diğer parçaların hem konumlandırılması hem de yönlerinin ayarlanması gerekmektedir. Tüm parçalar kopya(instance) olarak açıldığı için birden fazla kere yüklemek yerine hali hazırda yüklenmiş parçanın kopyası kullanılmaktadır. Tarama işlemi tamamlanıp parçalar yerleştirildikten sonra ağaç yapısı ve ekran güncellenerek işlem tamamlanmaktadır. Benzer şekilde ayak ekleme işleminde seçili eksenin bulunduğu konuma ayak parçası konumlandırılmakta ve sahne güncellenmektedir (ayak dizilimi ve grup montajı örneği için bkz. Şekil 19 ve Şekil 20).

5.SONUÇ

Bu çalışmada sac kalıp tasarımına yönelik müşteriye özgü çözümler sunan ilk yerli bilgisayar destekli tasarım programı ÇİZEN ve üretim aşamasında verimliliği ve esnekliğin artmasını sağlayacak olan Modüler Tasarım modülünden bahsedilmiştir.

Bu kapsamda ilk yerli ve milli firmalara özel tasarım programı özelliği taşımakta olan ÇİZEN, bir çok modülü ile beraber Modüler Tasarım modülü ile de kullanıcılara ve firmalara büyük avantajlar sağlamaktadır. Modüler Tasarım ürünün üretiminde geçen süreyi minimum seviyeye indirerek firmalara üretilen parçanın verimliliğini ve esnekliğini arttırmasında önemli rol oynayacaktır.

TEŞEKKÜR

Geliştirdiğimiz uygulamada bizlere akademik olarak destek sağlayan İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden Doç Dr. Erkan GÜNPINAR'a ve modüler fikstür tasarımında bilgi birikimini bizlerle paylaşan Simetrik Dizayn firmasına teşekkür ederiz.

REFERANSLAR

[1] URL 1:https://www.nef.com.tr/blog/siz-nasil-isterseniz-moduler-calisma-alanlari
[2] URL 2: https://www.neokur.com/abc/50697/moduler-tasarim-nedir
[3] URL 3: https://simetrikdizayn.com.tr/

TERMOPLASTİK PREPREG BAZLI KAMYON KOLTUĞU TASARIMI VE ANALİZİ

Erman Arkın[1], Bünyamin Yakar[1], Elçin Çakal Saraç[2], Yeşim Aslan[3], Serkan Birçiçek[1,4], Ersan Ertürk[1], Dilan Yılmaz[1], Emre Gödek[1], Göker Mutlu[1], Fatih Bıçakçı[1], Altan Yıldırım[1], Ulaş Malcıoğlu[1], Serkan Akpınar[1,4], İrem Topal[3], İsmail Mutlu[3], Cem Öztürk[2], Mehmet Kodal[4], Güralp Özkoç[4,*]

[1] Assan Hanil Otomotiv San. ve Tic. A.Ş., Kocaeli, Türkiye
[2] Kordsa Teknik Tekstil A.S., Teknopark Istanbul, 34906, Pendik, Istanbul, Turkey
[3] Karel Kalıp San. A.Ş., İstanbul, Türkiye
[4]Kocaeli Üniversitesi, Polimer Bilimi ve Teknolojisi Ana Bilim Dalı, Kocaeli, Türkiye
[*] Sorumlu Yazar: Prof.Dr.Güralp Özkoç, guralp.ozkoc@kocaeli.edu.tr

ÖZET

Otomotiv endüstrisinde son dönemde kullanımı artan 'üzerine enjeksiyon' (over-molding) yöntemi ile hibrit termoplastik kompozit üretimi önemli bir hafifletme teknolojisi olarak göze çarpmaktadır. Bu yöntem aracılığıyla; araçların hafifletilmesi ve proses adımlarının azaltılması gibi temel avantajlar elde edilmekte olup uygun parça seçimi ve tasarım optimizasyonlarına bağlı olarak parça üretim maliyetlerinin de rekabetçi bir noktaya getirilmesi hedeflenmektedir. Bu doğrultuda, hibrit kompozit ile ileri kalıplama teknolojilerini birbirine entegre etmek ve belirli yapısal komponentleri, bu teknolojiyi kullanarak üretmek sektörel anlamda önem arz etmektedir. Bu çalışma kapsamında, kamyon koltuk yapısında kullanılan metal parçanın, kompozit teknolojisi ile üretilmesi amacıyla kullanılacak sürekli cam elyaf katkılı kompozit malzemenin sonlu elemanlar yöntemi ile modellemesi gerçekleşmiştir. İlgili koltuk parçasının kompozit olarak üretimi için parça tasarım çalışmaları ve onlara uygulanan ECE R14 regülasyon analizleri gerçekleşmiştir.

Anahtar Kelimeler: termoplastik kompozit, termoplastik prepreg, üzerine enjeksiyon, hafifletme, tasarım, sonlu elemanlar analizi, ECER14.

1. GİRİŞ

CO2 emisyonunu azaltmaya yönelik oluşturulan yeni regülasyonlar son yıllarda ciddi oranda önem kazanmıştır. Bu durum da otomobil endüstrisini, daha hafif parça üretimi amacıyla yeni teknoloji geliştirme çalışmaları yapmaya yönlendirmiştir [1-3]. Ek olarak birçok otomotiv üreticisi 2021 yılından sonra daha hafif araçlar ile piyasaya çıkacaklarını belirtmişlerdir [1]. Bu nedenle, özellikle araçların ağırlıkça yaklaşık %90'nını oluşturan metal parçaların yerine polimer bazlı malzeme kullanımı önem kazanmıştır [4]. Fakat metal yerine kullanılması hedeflenen bu polimer bazlı malzemelerin ilgili güncel regülasyon isterlerini karşılaması, dikkat edilmesi gereken en önemli hususlardan biri olarak göze çarpmaktadır. Buna bağlı olarak da metal yerine polimer bazlı malzeme kullanımı noktasında kompozit parça teknolojileri öne çıkan en önemli çalışma alanlarından biridir. Diğer taraftan kullanılan kompozit teknolojisinin otomotiv endüstrisindeki rekabet koşullarını sağlıyor olması ve parça seri üretimine uygun olacak şekilde tasarlanması gerekmektedir. Bu durumdan hareketle seri üretime uygun, regülasyon isterlerini karşılayabilen, kırpık cam elyaf katkılı termoplastik kompozitler (GMT, Glass Mat Thermoplastics) ve üzerine enjeksiyon ile hibrit termoplastik kompozit parça üretimi [5,6] gibi teknolojiler öne çıkan en güncel kompozit parça üretim yöntemleri olarak gösterilmektedir. Termoplastik kompozitler, üretim süreçlerinin hızlı ve çevre dostu olması sebebiyle günümüzde özellikle yüksek hacimli üretim yapılan endüstrilerde oldukça popülerdir. Termoplastik kompozitlerin üretiminde ara mamül olarak kullanılan sürekli elyaf katkılı termoplastik prepregler, özel bir depolama şartı olmaması, geri dönüştürülebilir olması ve raf ömrünün sınırsız olmasından dolayı önümüzdeki dönemlerde daha fazla kullanılması beklenen bir malzemedir. Termoplastik prepregler kurudur ve kolaylıkla istenilen ölçülerde kesilebilmektedir [7].

Hibrit termoplastik kompozit üretim teknolojisi; çoklu kalıplama, sürekli elyaf katkılı kompozitlerin, enjeksiyon teknolojisi ile birleştirilerek oluşturulan parçaların, araçlarda kullanılan metal komponentlerin yerini alması sağlayan önemli bir yöntem olarak dünya otomotiv endüstrisinde kendisine yer bulmaktadır [8]. Bu teknoloji ile otomotiv endüstrisinde akü taşıyıcı, yağ deposu, klima taşıyıcı, tampon taşıyıcı sistemi, koltuk şasi parçaları vb. birçok yapısal

parça kompozit olarak üretilmekte ve sektörde kendine yer bulmaktadır. Bu çalışmalara NIFCO ve Dupont işbirliği ile üretilen yağ deposu projesi, Faurecia ve CETIM firmaları tarafından üretilen kompozit koltuk çalışması ve 2018 yılında tanıtımı yapılan Faurecia ve ZF tarafından geliştirilen koltuk projesi örnek gösterilebilir [9-11]. Öne çıkan en önemli nokta ise ilgili kompozit parçaların belirtilen regülasyonu sağlayacak şekilde doğru tasarlanmasıdır. Bu noktada da ilgili kompozit parçaların bilgisayar desteğiyle tasarlanıp, parçayla ilgili regülatif isterlerin bilgisayar destekli analizlerle (CAE) doğrulanması, diğer tasarım çalışmalarında olduğu gibi kompozit parça tasarım ve üretim sürecinin de ilk ve en önemli aşamalarından biridir. Bu doğrultuda üzerine enjeksiyon yöntemi ile üretilmesi hedeflenen bir parçanın sonlu elemanlar yöntemiyle analiz çalışmaları hakkında önemli bir adım gerçekleştirilmiş ve kompozit parça tasarımının aşamalı olarak gerçekleştirilmesi noktasında literatüre önemli bir katkı sunulmuştur [8]. Bu yöntemler ile yapılan çalışmalara örnek olarak Karpat ve arkadaşları [12] yaptıkları çalışmada ağırlık azaltma amaçlı otobüslerde kullanılan koltukların tasarımına ve analiz sonuçlarına odaklanmıştır. Çalışma kapsamında kompozit malzemelerin geleneksel malzemelere alternatif olabileceğine değinilmiştir. Çalışmada özellikle kalınlığın maksimum plastik gerilmeye ve gerilmeye etkisi incelenmiş ve çeşitli korelasyonlar tespit edilmiştir.

Bu çalışmada sürekli cam elyaf katkılı polipropilen (PP) matrisli termoplastik prepreg malzemenin sanal analiz modelleme çalışmaları yapılmış olup, istenilen prepreg malzeme modeli oluşturulmuştur. Ayrıca, metal yapıdan oluşan koltuk arkalık parçası yerine plastik kompozit bazlı parça tasarımı oluşturulmuş, ilgili regülasyon ve diğer isterlere göre analiz çalışmaları tekrarlanarak tasarım son haline getirilmiştir.

2. MALZEMELER ve DENEYSEL YÖNTEM

2.1. Malzemeler

Çalışmanın, termoplastik kompozit prepreg malzeme modelleme bölümünde, Kordsa firması tarafından geliştirilen sürekli cam elyaf katkılı dokuma ve PP matrisli termoplastik prepreg kullanılmıştır. Kompozit koltuk arkalığı tasarım ve analiz çalışmalarında ise Eurotec firmasından temin edilen %40 kısa cam elyaf katkılı PP (Tecolen) malzeme kullanılmıştır.

2.2. Deneysel Yöntem

Termoplastik kompozit prepreg malzemenin sanal analiz modelleme çalışmalarını gerçekleştirmek adına, ilgili malzemelerden ISO 527-4 standartlarına uygun olarak kupon numuneler hazırlanmış ve bu kupon numuneleri Instron 5982 Static çekme test cihazında 2 mm/dak hızla çekilerek çekme test eğrileri oluşturulmuştur. Çekme testleri, malzeme veri tabanı oluşturmak ve simülasyonlar için gerekli malzeme verisini istenilen ölçekte elde edebilmek adına 0°/90° elyaf yönelmesine sahip test numuneleri üzerinden gerçekleştirilmiştir. Çekme testleri sonucunda Young Modülü, "ultimate" çekme dayanımı ve "poisson" katsayısı verileri elde edilmiştir. Elde edilen veriler Hypermesh programında modellenip Radioss'ta eksplisit olarak çözdürülmüştür.

Kompozit koltuk arkalık parçası tasarım çalışmaları Catia V5 programı kullanılarak bilgisayar destekli ortamda 10 revizyon olarak (Rev1-10) gerçekleştirilmiştir. Yapılan her tasarıma ECE R14 regülasyonu gerekliliğine göre Şekil 1'de gösterilen yükler uygulanmıştır. Bu regülasyona göre emniyet kemer bağlantı noktaları ve koltuk araç bağlantı noktaları yapısal bütünlüğünü korumalı, regülasyonda verilen maksimum deplasman miktarını aşmamalı ve koltuk üzerinde yaralanmaya sebep olabilecek herhangi bir keskin köşe oluşmamalıdır.



Şekil 1. ECE R14 regülasyonu sanal analiz modeli

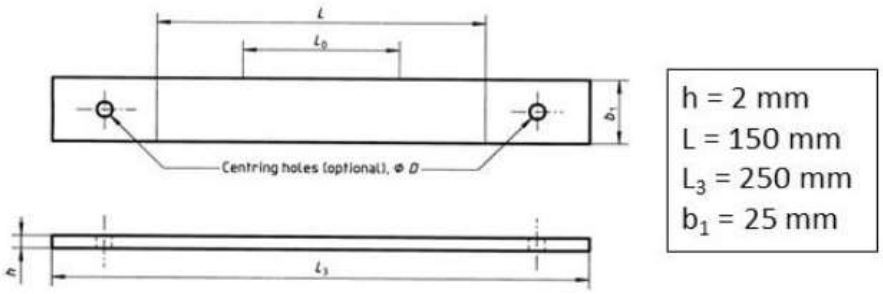
3. BULGULAR ve TARTIŞMALAR

Termoplastik prepreg malzemeye sanal analiz modelleme çalışması gerçekleştirmenin temel amacı; malzemeye uygulanan çekme testleri ile mekanik özellikleri belirlenen katmanlı cam elyaf katkılı 0°/90° elyaf (dokuma) yönlenmesine sahip PP matrisli kompozit numunenin sonlu elemanlar metodu modellenmesi ve sanal analiz çalışmalarında bu modelin kullanılmasıdır. Bu doğrultuda ilgili kompozit malzemenin sanal analiz modelleme çalışmalarında kullanılan ve çekme testlerinden elde edilen malzeme verileri Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Termoplastik Prepreg'in Çekme Test Sonuçları

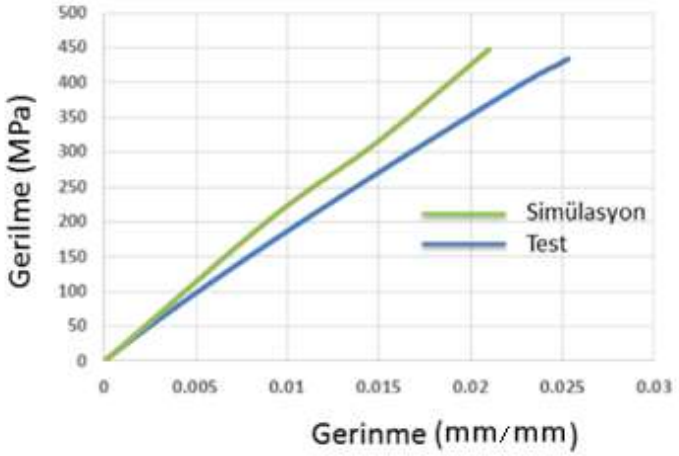
Çekme Testi – 0° (ISO 527-4)	Çekme Dayanımı (MPa) – X_t	437,00
	Young Modülü (GPa) – E_1	20,90
	Temel (Major) Poisson Oranı (v12)	0,06
Çekme Testi – 90° (ISO 527-4)	Çekme Dayanımı (MPa) – X_t	417,00
	Young Modülü (GPa) – E_1	19,90
	Temel (Major) Poisson Oranı (v12)	0,08

Kupon testleri ile malzeme verileri elde edilip, deneysel çalışmanın sonlu elemanlar yöntemi ile desteklenerek, kompozit malzemenin analiz programında malzeme kartı oluşturulmuştur. İlgili parça üstten ve yandan Şekil 2'de gösterilmiştir.



Şekil 2. Sonlu elemanlar modeli test numunesi

Şekil 3'te görüldüğü üzere yapılan test ve simülasyon çalışmalarında benzer karakteristikte gerilme – gerinme grafikleri elde edilmiştir. Analiz çalışmalarında, çekme dayanım değerinin teste göre %15 kadar daha fazla olduğu gözlemlenmiştir.

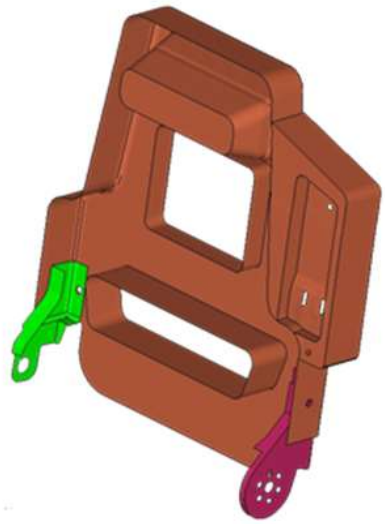


Şekil 3. Test ve simülasyon grafiği

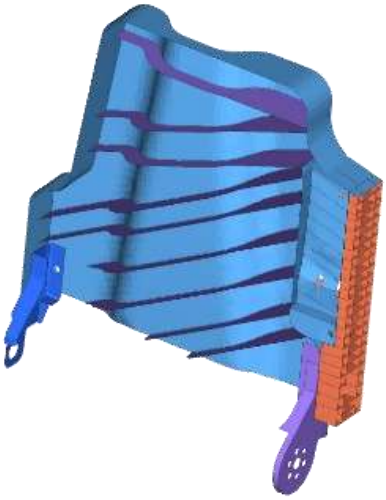
Referans koltukta bulunan metal yapının incelenmesi ve yapılan araştırma çalışmalarına bağlı olarak muhtelif tasarımlar gerçekleşmiştir. İlgili tasarımlar Rev 1-10 şeklinde adlandırılmıştır. İlgili tasarımlar çerçevesinde yapılan analizlerle kritiklikler tespit edilip, bu kiritikliklere göre tasarımda kesitler değiştirilmiş ve yükün diğer parçalara aktarılması için uygun yük yolları oluşturulmuştur. Ayrıca maksimum gerilme ve plastik uzama değerleri de referans alınarak tasarımda değişiklikler ve iyileştirme sağlanmıştır.

Tasarım çalışmalarının ilk fazı Şekil 4'te gösterilmekte olup malzeme olarak cam elyaf takviyeli polimer malzeme kullanılmıştır. İlgili çalışmalara, referans koltukta bulunan metal yapının incelenmesi ve yapılan araştırma çalışmalarına bağlı olarak gerçekleştirilen Rev1 tasarımı ile başlanmıştır (Şekil 4). Bu tasarımda metal koltuk iskeleti üzerine uygulanan yapısal testleri bilgisayar ortamında benzetilebilmiş ve taslak bir plastik gövde üzerinde sayısal analiz yapılarak kritik bölgeler belirlenmiştir. Rev1 tasarımına uygulanan ECE R14 yükleme sonuçlarında emniyet kemeri alt bölgesinde yüksek stres ve plastik uzama gözlemlenmiştir. Maksimum plastik uzama değeri %477 olarak hesaplanmıştır.

Rev2 tasarımı (Şekil 5), Rev1 tasarımının sonuçlarında tespit edilen kritik bölgelerin iyileştirilebilmesi adına ilgili tasarıma 2.5 ve 3mm kalınlığında federler eklenip, ana gövde kalınlığı 5mm'ye çıkarılmıştır. Buna ilaveten ana gövdenin ön yüzeyine 3 mm kalınlığında tek yönlü uzun federler eklenmiştir. Ayrıca emniyet kemer bölgesinin alt yan yüzeyinde yer alan 2,5 mm'lik federler yüzey boyunca arttırılmıştır. Yapının arka yüzeyine ise 2 mm'lik yeni federler eklenmiştir. Rev2 tasarımına uygulanan analiz çalışmalarında regülasyonda istenilen sınır değerler aşılmamış ve istenilen parametreler sağlanmıştır.

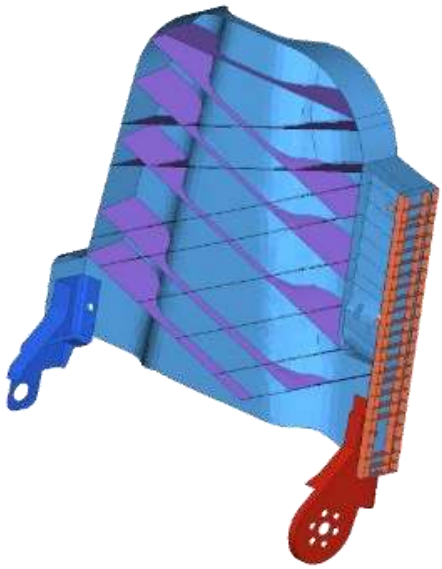


Şekil 4. Revizyon 1



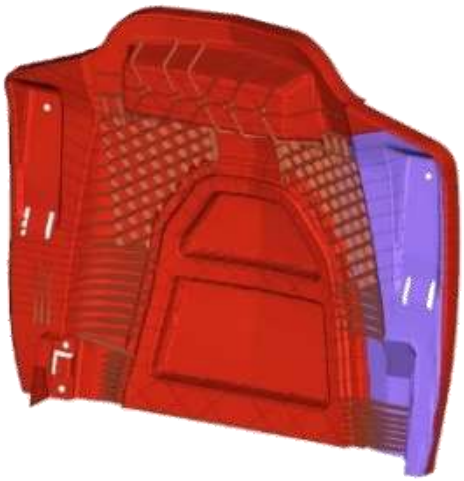
Şekil 5. Revizyon 2

Rev2 tasarımında yapılan değişikliklerin olumlu yönde iyileşme yaratmasının ardından Rev3'te tek yönde federlere çapraz olacak şekilde yeni federler eklenmiş. Feder optimizasyonu sonrası istenilen maksimum plastik uzama değeri elde edilememiş olup %2,7 olarak ölçülmüştür (Şekil 6).



Şekil 6. Revizyon 3

Şekil 7'de gösterilen Rev4'te ise ana gövde tasarımı tamamen değiştirilmiş olup tasarıma *''bal peteği''* yapıları eklenmiştir. Tasarım sonrası sonlu elemanlar analizleri doğrultusunda, maksimum gerilme değerinin ise limit değer olan 433 MPa'ın altında ve 264 MPa olmasına rağmen, maksimum plastik uzama değeri yapının belirli bölgelerinde daha önce de karşılaşıldığı üzere yüksek değerlerde tespit edilmiştir.



Şekil 7. Revizyon 4

Tasarım değişikliklerinde, plastik tasarımın koltuktaki bağlantı noktalarına yükü doğru iletmesi amaçlanmıştır. Uygulanan kuvvet parçayı deformasyona uğratmadan metal aksama iletilmesi için uygun feder ve kesit değişiklikleri ile tasarımda yük yolları iyileştirilmiş ve geliştirilmiştir.

Tasarım çalışmalarının ikinci fazı Şekil 8'de gösterilmekte olup malzeme olarak cam elyaf takviyeli polimer malzeme kullanılmıştır. İlk olarak Rev5'te *''bal peteği''* yapıları kaldırılmış olup yüzey geçişleri değiştirilmiştir. Buna göre yapıya iki adet kutu profili eklenmiştir. İlgili tasarıma gerçekleştirilen sonlu elemanlar analizleri doğrultusunda, maksimum plastik deformasyon değerinin %1,6; maksimum gerilmenin ise 294 MPa olduğu tespit edilmiştir. Bu değerler istenilen regülasyon limitlerinin altında olmasına rağmen yapıdaki yük aktarımı sağlanamamış olup ilgili tasarımda revizyon yapılmıştır.



Şekil 8. Revizyon 5

Şekil 9'da gösterilen Rev 6'da ise tasarımdan kutu profilleri kaldırılmış olup gövdeye tek yönlü federler eklenmiştir. Buna ilaveten prepreg alanı daraltılmıştır. Analiz sonrası ise elde edilen değerler regülasyon limitlerinin altında olmasına rağmen yük aktarımının istenilen düzeyde olmadığı tespit edilmiştir.



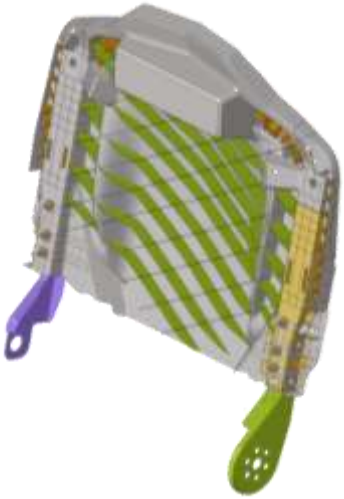
Şekil 9. Revizyon 6

Rev 6 analizlerinden elde edilen 'know-how' sonrası Rev 7'de çift yönlü federler eklenmiş olup yapıdaki yerleşime uyumluluk ve plastik bağlantı noktalarının optimize edilmesine bağlı olarak gövde yerleşime ve plastik parça bağlantılarına uyacak şekilde revize edilmiş ve braket bağlantı delikleri güncellenmiştir (Şekil 10). İlgili tasarıma uygulanan analiz kapsamında, maksimum plastik uzama değerinin yapının belirli bölgelerinde %249.4, maksimum gerilme değerinin ise 867 MPa değerlerine kadar ulaştığı ve istenilen değerin çok üstünde olduğu karakterize edilmiştir.



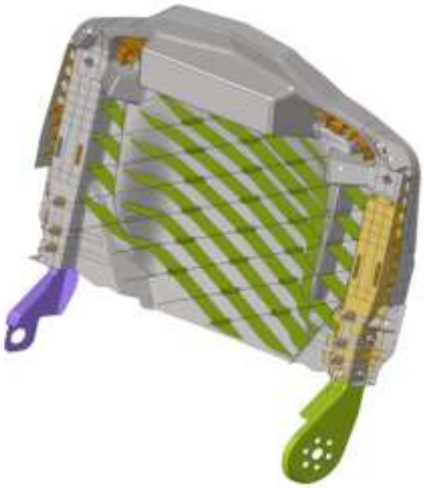
Şekil 10. Revizyon 7

Rev7 tasarımının istenilen genel isterlere uygun olmaması nedeniyle ana gövdeye arkadan destek sağlamak amacı ile braketlerin boyu uzatılmış feder kalınlıkları revize edilmiş ve kaynak somunu, metal burç vb. bağlantılar detaylandırılarak Şekil 11'de gösterilen Rev8 tasarımı gerçekleştirilmiştir. Analiz sonrası bir önceki tasarıma göre maksimum gerilme ve maksimum plastik uzama değerlerinde büyük oranda azalma sağlanmıştır.



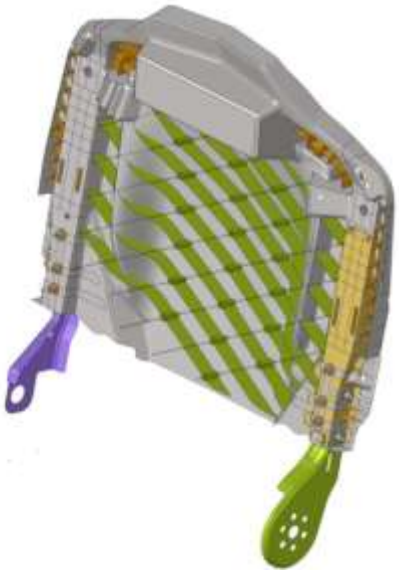
Şekil 11. Revizyon 8

Tasarım çalışmalarının son fazı Şekil 12'de gösterilmektedir. Rev9'da feder kesişim bölgelerine kalıplama sırasında olumlu yönde etkisi olması adına *''boss''* yapısı eklenmiştir. İlgili tasarıma uygulanan analiz kapsamında, maksimum gerilmenin 326 MPa, maksimum plastik uzamanın ise %1,9 olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 12. Revizyon 9

Revizyon 9 tasarımında tespit edilen yüksek gerilimi elimine edebilmek için arka feder yapısında tasarım değişikliği yapılmıştır. Rev10 tasarımı (Şekil 13) ECER14 analizinde incelendiğinde maksimum gerilme 194 Mpa olarak tespit edilmiş ve böylece yüksek gerilim elimine edilmiştir.



Şekil 13. Revizyon 10

4.SONUÇ

Bu çalışma sonucunda sürekli cam elyaf katkılı dokuma esaslı termoplastik PP matrisli prepreg malzemenin sonlu elemanlar analizi için numune modellemesi yapılmış olup, ilgili numuneye yapılan fiziki testler ile model korelasyonu sağlanmıştır. Ardından, malzeme verileri kullanılarak sonlu elemanlar modeli oluşturulup koltuk üzerinde sayısal analizler yapılmıştır.

Analiz sonuçları dikkate alınarak tasarım geliştirilmiş ve Rev10 tasarımının; kompozit parça optimizasyonu ve analiz çalışmaları kapsamında en iyi tasarım olduğu belirlenmiştir. Buna göre tasarım fazı Rev10'da dondurulmuştur. Tasarımın güncel hali, ECE R14 regülasyon koşulları içersinde istenilen sınır değerleri içerisindedir.

Çalışmanın temel amacı olan metal ile kompozit yapının yer değiştirmesi ile performans olarak metale benzer ancak metale göre daha hafif bir yapı elde edilebilmiştir. Bu kapsamda %25-40 oranında ağırlık azaltımı sağlanmış olup ilgili proje hedefi hususunda başarı kazanılmıştır. Bu doğrultuda yapılan çalışma ile pilot üretim öncesi önemli kazanımlar elde edilebilmiştir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma TÜBİTAK 1511 Öncelikli Alanlar Araştırma Teknoloji Geliştirme ve Yenilik Programı kapsamında TUBİTAK tarafından kısmen desteklenmiştir (Proje numarası: 1160352).

REFERANSLAR

[1] Schijve, W., Kulkarni, S. (2016) ‘’New Thermoplastic Composite Solutions Present Viable Options For Automotıve Lightweighting’’, Sabic Innovation Plastics.
[2] URL 1: (2011), European Federation for Transport and Environment ‘’How clean are Europe's cars? An analysis of carmaker progress towards EU CO2 targets in 2010", http://www.transportenvironment.org
[3] URL 2: (2014), European Environment Agency ‘’Monitoring CO_2 Emissions From New Passenger Cars and Vans in 2014‘’, https://www.eea.europa.eu/publications/monitoring-emissions-cars-and-vans
[4] Çavdar, A.D., Boran, S. (2016) ‘’ Doğal Liflerin Otomotiv Sanayinde Kullanımı’’, Kastamonu Uni., Orman Fakültesi Dergisi, 16, 1, pp.253-263
[5] Aurrekoetxea, J., Castillo, G., Cortes, F., Sarrionandia, M. A., Urrutibeascoa, I. (2006), "Failure of Multimaterial Fusion Bonding Interface Generated during Over-Injection Molding/Thermoforming Hybrid Process’’, Journal of Applied Polymer Science, 102, pp.261–265
[6] Sloan, J., Favaloro, Mike. (2018) ‘Thermoplastic Composites in Automotive Parts and Structures’’, Composite World.
[7] Saraç, E.Ç. (2019) ‘’Grafen Tabanlı Nanodolgular ile Güçlendirilmiş Yeni Nesil Termoplastik Kompozitlerin Geliştirilmesi’’, Doktora Tezi, 1-139.
[8] Carello. M, Amirth, N., Airale A.G., Monti, M., Romeo, A. (2017), ‘’Building Block Approach’ for Structural Analysis of Thermoplastic Composite Components for Automotive Applications’’, Applied Composite Materials, 24, pp.1309–1320.
[9] URL 3: (2018) Dupont and Nifco ‘’Vizilon® Thermoplastic Composite Oil Pan’’, https://frptitan.com/automotive-composite-column-vizilon-thermoplastic-composite-oil-pan/
[10] URL 4: (2018), Faurecia and CETIM ‘’Composite Structures for the Seats of the Future’’, https://www.cetim.fr/en/Services/Success-stories/Faurecia
[11] URL 5: (2016) Faurecia Advanced Safety Seat, https://www.faurecia.com/en/innovation/smart-life-board/advanced-safety
[12] Yuce C., Karpat F., Yavuz N., Sendeniz G., (2014), “A Case Study: Designing for Sustainability and Reliability in an Automotive Seat Structure”, Sustainability, 6, pp. 4608-4631.

CO_2 LASER DRILLING PROCESS PARAMETERS OF ALUMINUM ALLOYS FOR SURFACE ROUGHNESS

Berna Balta [1, 2]

[1] Ford Otosan, R&D, İstanbul, Türkiye
[2] Correponding Author: Berna Balta, bguner1@ford.com.tr

ABSTRACT

Drilling is one of the oldest and basic machining methods for automotive component manufacturing. Nearly one third of the machining processes are conducted by drilling, which is used for creating a new hole or enlarging the existing one, by means of the relative motion of a cutting tool. There are various drilling techniques depending upon the size, tolerance, precision, surface roughness, etc. of the work-piece, as well as the cost, quality, process time, etc. expectancies from the operation.

CO_2 lasers have wide applications in automotive industry for welding, cutting and drilling. On mild steel, stainless steel, and aluminum plates, the laser cutting process is a very efficient manufacturing method due to its nature of the CNC programing, faster setup time and less tooling; it is possible to obtain accurate surface finishes and excellent cut quality with laser cutting/drilling; it has a very small kerf width and small heat affect zone, and makes it possible to cut very intricate shapes and small holes.

Obtaining a burr-free cut in CO_2 laser drilling process is related to the balance between the beam parameters and gas dynamics work together and to ensure the proper amount of molten metal leaves the cut front. In this study, 5 mm thick AA6082-T6 aluminum alloy plates was used as the work-piece material on CO_2 laser cutting machine, and 10 mm diameter holes were drilled. In order to achieve a burr-free CO_2 laser drilling, surface roughness characteristics (R_a, R_z, R_{max}) were investigated for different process parameters.

Keywords: CO2 Laser Cutting/Drilling, Aluminum, Surface Roughness

1. INTRODUCTION

Despite the major economic challenges facing both the aluminum industry and the automotive manufacturers who buy the metal, the use of aluminum alloys in automotive industry worldwide will continue to grow. Aluminum alloys are already the second most used material, after steel, in automotive industry, particularly for the light-weighting purposes as a solution to low carbon mobility (URL1). They have higher elevated mechanical strength at low density ratio with existence of corrosion resistance, thermal and electrical properties.

In automotive industry; in order to achieve comprehensive range of complex contour cutting of aluminum alloys, modern machining technologies such as laser cutting or abrasive water jet cutting are utilized (Madic continued, 2015, Stournaras continued, 2009, Madic continued, 2016).

One of the most common cutting techniques in automotive industry is drilling. Most of the production tasks can be achieved with drilling processes. Traditional chip removal by using a twist drill still plays a significant role; however different manufacturing techniques are also in use, like laser drilling, for creating holes.

There are significant amount of force on material around the hole in conventional drilling process; in addition to that, drilling small size holes on the brittle materials and managing the close tolerances at economic machining rate is a tough task. It is possible to eliminate most of those mentioned challenges with the laser drilling. In laser drilling process, the material removal is carried out by melting, vaporization and ablation by means of focusing the thermal energy on the top of the work-piece.
Laser drilling is a machining operation with a stationary work-piece to produce usually circular and vertical holes on the work-piece. High power CO_2 laser or Nd-YAG laser may also be used to drill a hole (Majumdar and Manna, 2013). Nd-YAG lasers and CO_2 lasers react very differently on different materials because of the differing wavelengths of the laser beams. The wavelength of an Nd-YAG laser (1.064 μm) is ten times smaller than the CO_2 laser wavelength. It uses a column of very high intensity light, of a single wavelength, or color. In the case of a typical CO_2 laser, that wavelength

is in the infra-red part of the light spectrum, so it is invisible to the human eye. There are a number of other differences between the two lasers; thermal efficiency, heat transfer, minimum and maximum power output, etc. and these characteristics all have an effect on the materials that the beams react with (URL2).

By means of its smaller wavelength, Nd-YAG lasers are commonly used in aluminum alloys. On the other hand, CO_2 lasers can achieve higher powers at a lower cost (Stournaras continued, 2009). Due to this advantage, the use of CO_2 laser for cutting aluminum alloys is common in automotive industry (Madic continued, 2015).

Aluminum alloy laser cutting have been studied in the literature by different researchers. Olsen, studied the use of CO_2 lasers for cutting pure aluminum (Olsen, 1994). Cutting performance characteristics such as kerf width, surface roughness and heat affected zone size have been studied by Stournaras et al. (Stournaras continued, 2009); they investigated different laser parameters for a thin AA5083 aluminum alloy. A mathematical relationship have been developed by Madic et al. (Madic continued, 2015) relating the parameters (laser power, cutting speed and assist gas pressure) and kerf width obtained in CO_2 laser cutting of aluminum alloy (AlMg3) sheet with thickness of 3 mm. Riveiro et. al. (Riveiro continued, 2011) studied the laser cutting parameters for minimizing kerf width by using optimization techniques for an aluminum–copper alloy.

Aluminum alloy 6082 is a medium strength alloy with excellent corrosion resistance. It has the highest strength of the 6000 series alloys. Aluminum 6082 is known as a structural alloy. In plate form, it is the alloy most commonly used for machining. The addition of a large amount of manganese controls the grain structure which in turn results in a stronger alloy and it is in the Al-Si-Mg-Mn family (URL3). Chemical composition and mechanical properties are shown in Table 1 and Table 2.

Table 1. Typical Chemical Composition for Aluminum 6082-T6 (URL3)

Element	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Zn	Ti	Cr	Al
% Present	0.7-1.3	0.0-0.5	0.0-0.1	0.4-1.0	0.6-1.2	0.0-0.2	0.0-0.1	0.0-0.25	Balance

Table 2. Typical Mechanical Properties for Aluminum 6082-T6 (URL3)

Parameter	Value
Proof Stress 0.2 % (Mpa)	310
Tensile Strength (Mpa)	340
Shear Strength (Mpa)	210
Elongation at Break (%)	11
Hardness Vickers (HV)	100

In medium commercial vehicle design; AA6082-T6 aluminum alloy is used for several components for different manufacturing techniques, such as forged – front lower control arm (due to its high elongation compared to aluminum casting), extruded – rear sub-frame (suitable for TIG welding), stamped – brake dust shields. Some automotive components made of Aluminum AA6082-T6 is shown in Figure 1.

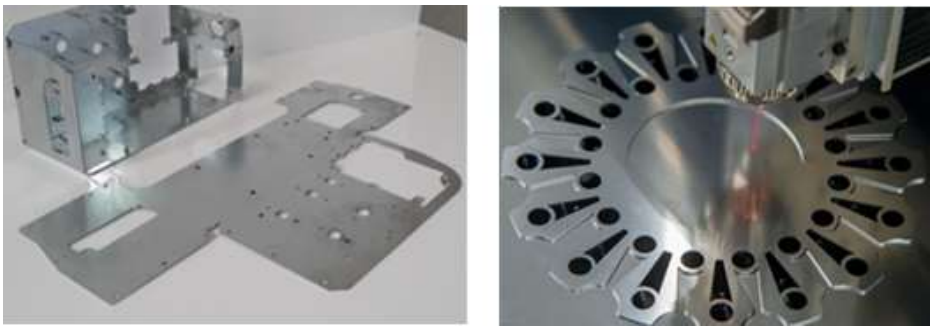


Figure 1. Aluminum AA6082-T6 Automotive Components

Basic process parameters of CO_2 laser cutting are; laser output, cutting speed, nozzle stand-off distance and gas pressure. A typical CO_2 laser cutting machine and process schematic are shown in Figure 2. Physical process photo and a typical CO_2 laser cut front are shown in Figure 3.

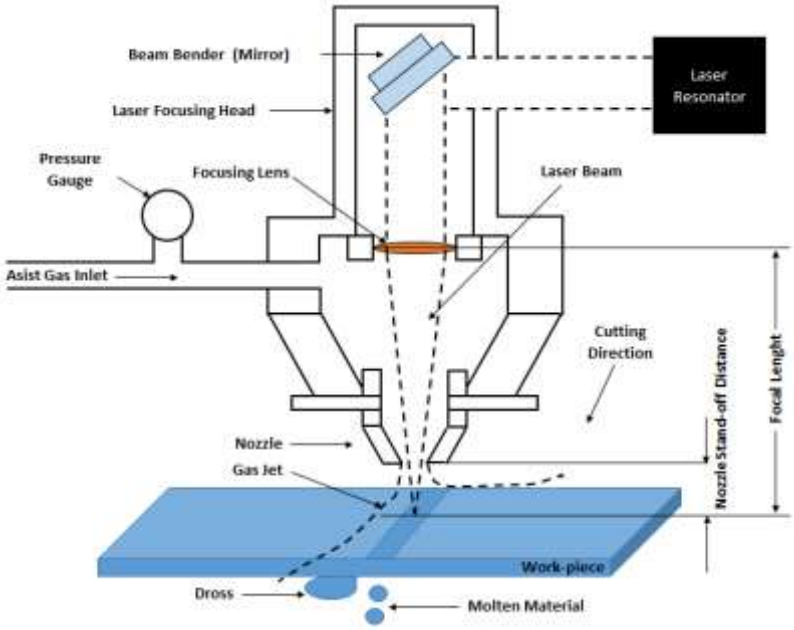


Figure 2. Laser Cutting Machine

Surface roughness is a typical measure to understand the hole drilling quality. Surface roughness is observed in the way of striations, where, regular lines on the cut front occur at the molten zone and cool zone interface. These striations lower the quality of the surfaces produced and affect the achievable tolerance. The thickness of the workpiece dominates the formation of the striations, thus, resulting surface roughness increases. The thicker the material the more pronounced the striations are. For example, for a 1 mm thickness mild steel sheet metal, the tolerances may be in the order of +/- 0.12 mm, whereas for a 20 mm thick sheet metal, it may reach through +/- 0.75 mm. It is possible to cut/drill up to 10 mm thick Aluminum alloys and 20 mm thick mild steel with CO_2 lasers (URL4).



Figure 3. Laser Cutting Process and a Typical Laser Cut Front (URL4)

As it can be clearly seen from previous studies, one of the main concerns for a CO_2 laser hole drilling process quality is the surface roughness and this should be minimized for an effective manufacturing process. This can be achieved by understanding the laser parameter effects on surface roughness. In this study, in order to investigate the variation between the drilling characteristics with changing CO_2 laser drilling parameters, a 5 mm thick AA6082-T6 Aluminum alloy plate was used as the work-piece material. 10 mm diameter holes were drilled with different CO_2 laser process parameters and surface roughness characteristics (R_a, R_z, R_{max}) were measured.

2. EXPERIMENTAL STUDY

AA6082-T6 is widely used in automotive and aeronautics industry due to its low density, elongation and toughness capabilities. In this study, experiments were conducted on CO2 laser cutting machine (4000 W – YK Lasercell 1005); 5

mm thick plate made of AA6082-T6 aluminum alloy was selected as work-piece, 10 mm diameter holes were generated on the work-piece. Work-piece is as shown in Figure 4.



Figure 4. Work-piece

Different CO_2 laser parameters were selected and cutting operations were carried out under the following conditions, presented in Table 3. Values were set according to the literature survey and the best practices in the field.

Table 3. CO_2 Laser Hole Trilling Parameters for Each hole

Hole No	Laser Output (W)	Cutting Speed (m/min)	Nozzle Stand-off Distance (mm)	Gas Pressure (bar)
17	3600	1.8	1.5	16
18	4000	1.8	1.5	16
19	3800	1.7	1.5	16
20	3800	1.9	1.5	16
21	3800	1.8	1.4	16
22	3800	1.8	1.6	16
23	3800	1.8	1.5	14
24	3800	1.8	1.5	18
25	3800	1.8	1.5	16

Holes were drilled with those listed different CO_2 laser drilling process parameters. Surface roughness for each hole were measured throughout from the laser entry region to the exit region. In order to not to mislead the analysis with the top and bottom regions potential inaccuracies, 0.8 mm (Δt) surface roughness data from the entry and exit regions were filtered. Surface roughness measurement pattern is illustrated in Figure 5, where "t" is thickness of the work-piece, "Δt" is filtered region at the entrance and at the exit. The measurements were performed with a Mahr Perfometer Concept surface roughness measurement machine. Measurements were taken for every 0.5 μm step. A Gauss 50 filter was used for data processing.

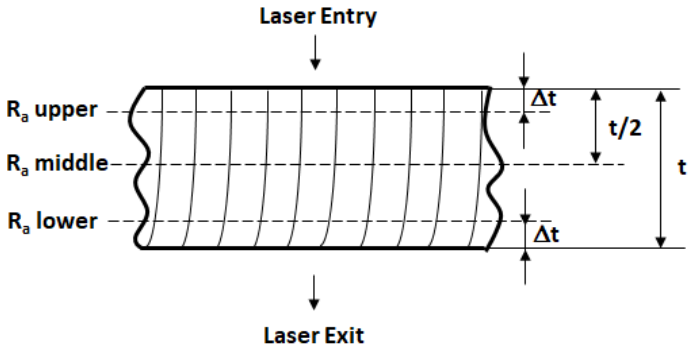


Figure 5. Surface Roughness Measurement Pattern

3. RESULTS AND DISCUSSION

In this study, selected holes on the work-piece were drilled with different CO_2 laser drilling process parameters shown in Table 3. Experimental measurement results are presented in Figure 6. Where; R_a represents the arithmetic mean roughness value, which is one of the most effective surface roughness metrics. It indicates height (i.e. indentation - protrusion) variations on the surface; R_z represents the arithmetic mean value of the single roughness depths of consecutive sampling lengths; R_{max} represents the largest single roughness depth within the evaluation length; Rsm represents the arithmetic mean value of the widths of the profile elements of the roughness profile, where a profile element is a peak and a valley in the roughness profile. Surface roughness units shown in below graphs are all in μm.

Surface roughness measurements were taken on throughout a linear trajectory, beginning from the beam entry region towards the exit region, as illustrated in Figure 5. For all the graphs, roughness spacing and the waviness spacing is very small at the entry region of the laser beam (upper zone) and lasts till the middle section (mid zone). This is only altered for Hole No. 19 and Hole No 21. For these samples, small roughness spacing and small waviness is still valid through the middle sections of the hole. However, R_a values are higher for these samples compared to others. Although the R_a value is smaller than 20 μm for most of the holes, it is higher than 20 μm for Hole No. 19 and Hole No 21. From middle section to exit region, most of the samples show similar characteristics; roughness values, waviness spacing and roughness spacing rises, compared to entry region. A course cut is formed at the exit region of the beam, however a good surface and clean surface is observed from the entry region towards the middle sections.

In CO_2 laser drilling process, the beam melts the material to achieve cutting process. This melted material flows down the cut front forming a surface texture called “dross (or burr)”. It occurs, when the melted material re-solidifies through the exit region of the cutting edge. Dross formation is observed as small waves and scratches formed at melt surface area. Dross formation may increase with incorrectly selected laser parameters, which in turn results in increased surface roughness. For a quality hole drilling operation, a dross-free cut is favorable.

Dross formation is effected by two parameters in CO_2 laser process; the melting of the material by the interaction of the material with the beam and dragging of the molten material from the cut front by the help of the gas jet (URL 4).

Dross formation and surface roughness increases with laser output increase as the melted material amount increases (Yilbas and Aleem, 2006). This phenomenon is observed in comparison of Hole No. 17 and Hole No. 19. On Hole No.17, the output power has the lowest value which leads in lower R_{max} value than Hole No. 19.

The other effective laser parameter on dross formation is the gas pressure; as the gas pressure increases, dross thickness decreases and results in a cleaner cut front (URL4, Yilbas and Aleem, 2006). This can be exhibited on Hole No. 23 and Hole No. 24. The gas pressure has the lowest value for Hole No. 23, which leads higher surface roughness values throughout the cut front, except the entry region. However, the gas pressure has its maximum value for Hole No. 24, which enables low surface roughness values in larger range region, approximately 1 mm, close to the middle section of the hole. If the gas pressure is lower, than it will not be possible to move the molten material from the cut front adequately and remain attached on the cut front resulting an apparent dross texture at the exit region of the hole. As a matter of fact, the hole edge quality will be poor and a large heat affected zone will occur which will decrease the dimensional integrity and mechanical performance of the hole. This is unfavorable for the automotive and aeronautics industry, for the applications where the fatigue life performance is essential. Thus, increasing the supply pressure will improve the surface roughness profile (URL4, URL5).

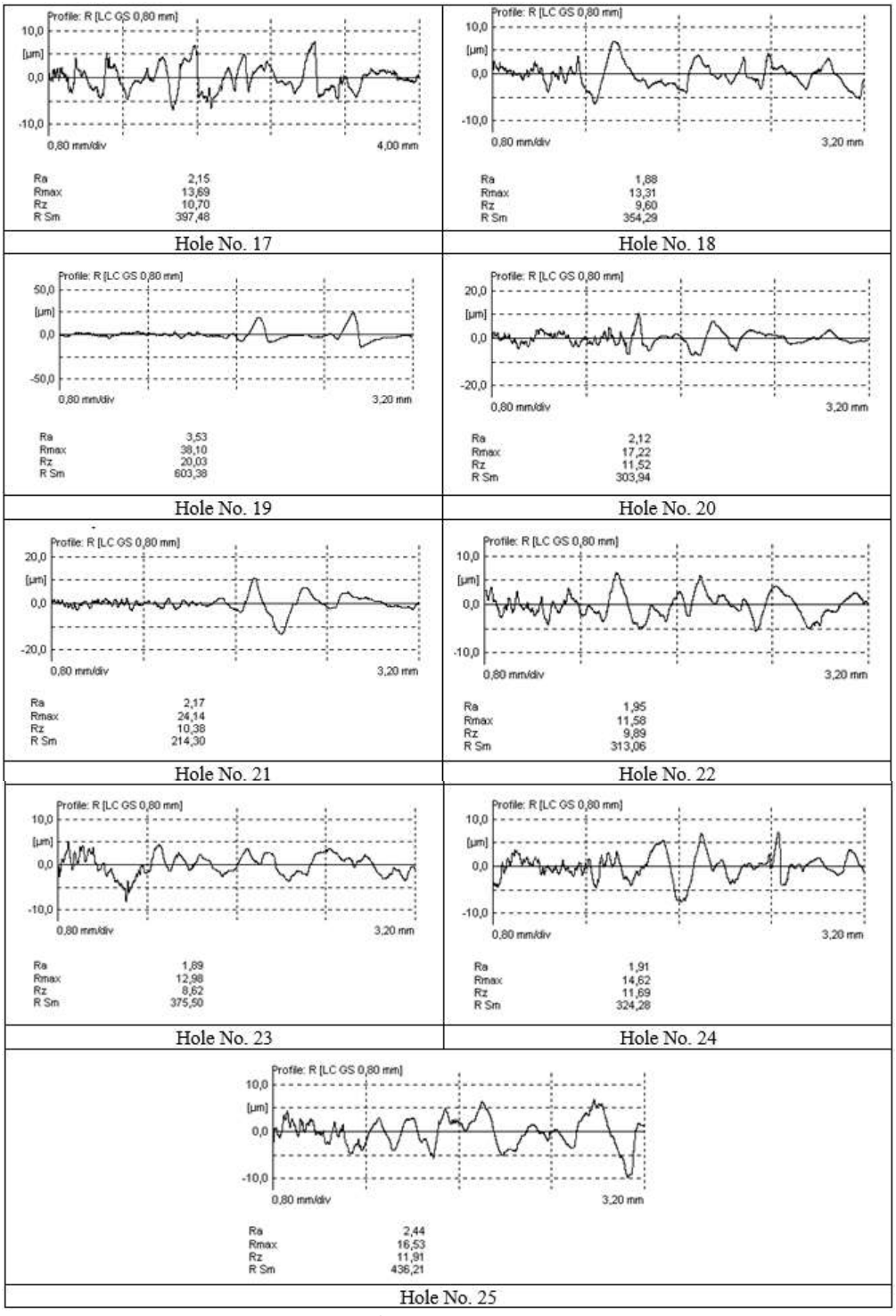


Figure 6. Surface Roughness Measurements

CO_2 laser parameter effects on the surface roughness (R_a) are plotted in Figure 7. It can be observed from Figure 7 that, the most effective parameter on surface roughness is cutting speed and the laser output (see Figure 7A and Figure 7C). Based on the measurement results conducted in this study, nozzle stand-off distance and gas pressure have less effect when compared to cutting speed and laser output effects on surface roughness.

Laser power is usually related to the gas pressure. When the laser power is too high and the gas pressure is too low, an overheating of the material occurs on the cut front and then, the stick dross on the cut front re-melts back again which makes it difficult to remove. It can be observed in Figure 7A that, increasing laser output results in a higher surface roughness.

Stand-off distance is usually related with the gas pressure. If the stand-off distance is too high, the gas pressure will have low ability to evacuate the molten material from the cut front. Based on the best practices in the field; as a rule of thumb, operators usually set the stand-off distance close to the nozzle diameter value of the machine. In this study, nozzle diameter of the CO_2 laser machine was 1.7 mm. As the stand-off distance values chosen in experiments (1.4 mm, 1.5 mm and 1.6 mm) were very close to the machine's nozzle diameter, the effect of the stand-off distance on the surface roughness was not significant (see Figure 7B); in other words, the rule of thumb approach of the field operators was confirmed.

Surface roughness has its highest value when the cutting speed is at its lowest value (see Figure 7C). This may be explained with the increased amount of heat imposed region due to the cutting speed. When cutting speed is too low, more heat is imposed on the kerf, than required. This results in the increase in temperature and vaporization of the material begins. This vapored material disturbs the gas flow. As the gas flow is disturbed, the burr is not evacuated from the cut front, which results in higher dross/burring at the exit edge. As a result, the quality of the cut gets worse. As the cutting speed is increased, surface roughness is decreased. In this case, the increase in cutting speed reduces the heat input and the ablation, and restores the gas flow dynamics to its proper state (URL6, URL7).

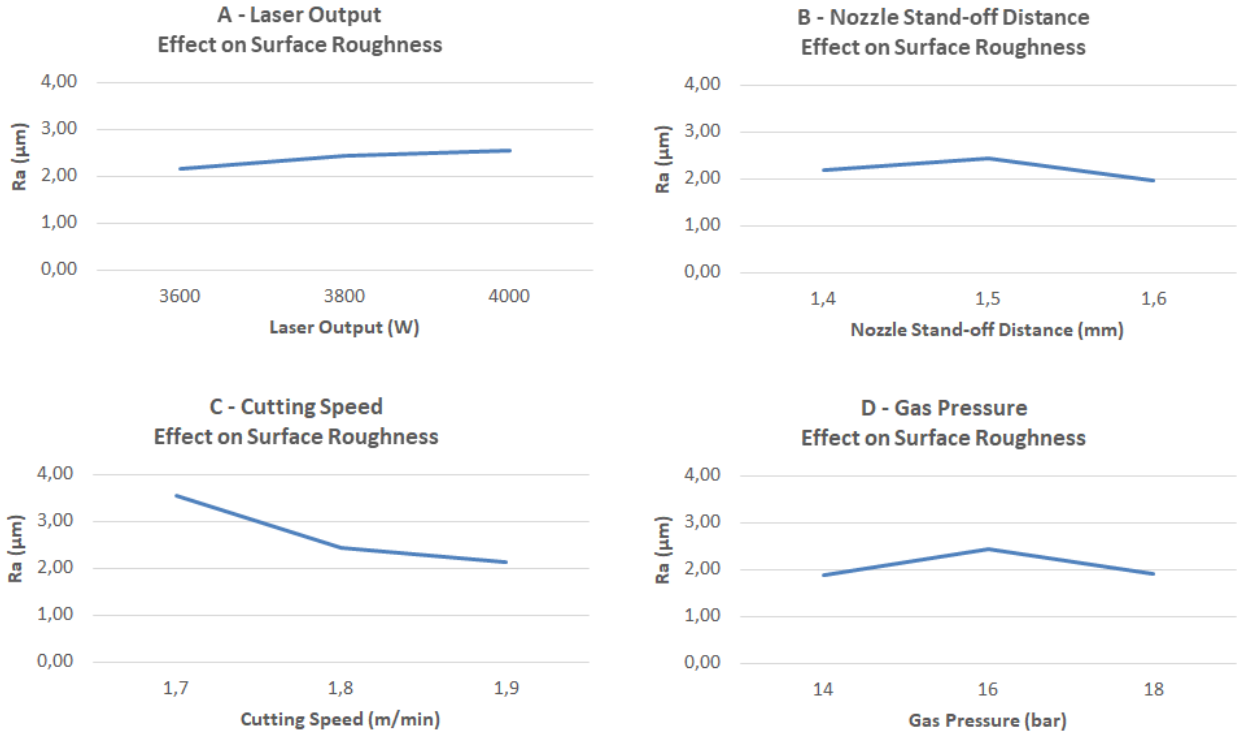


Figure 7. CO_2 Laser Parameter Effects on R_a

Other factors effecting the edge quality and surface roughness of hole drilling with CO_2 laser process include; material thickness (thinner the better), material type (due to high reflectivity, pure metals are not preferred) and surface quality (clean, oil free, flat surfaces) (URL4).

4. CONCLUSION

In this study, experimental results of CO_2 laser drilling of aluminum AA6082-T6 are investigated. The reason behind the selection of AA6082-T6 was, it is widely used in automotive and aeronautics industry due to its higher elevated mechanical strength at low density ratio with existence of corrosion resistance, thermal and electrical properties.
CO_2 laser cutting is also widely used in automotive industry for welding, cutting and drilling processes. Compared to traditional drilling techniques, it is possible to obtain precise surface finishes and excellent cut quality with laser cutting/drilling; it has a very small kerf width and small heat affect zone, and makes it possible to cut very intricate shapes and small holes.

Obtaining a burr-free cut in CO_2 laser drilling process can be achieved by fine tuning the beam parameters and gas dynamics, to be able to optimise the proper amount of molten metal to leave the cut front.

In this study, the effects of laser power, cutting speed, stand-off distance and gas pressure were investigated. The analysis showed that increasing the laser power and decreasing the cutting speed increases surface roughness and dross formation. The field best practices for the stand-off distance setup (i.e. usallly it is selected at a closer value to the nozzle diameter) is corrolated with the test results: so that the effect of nozzle stand-off distance was not significant, as they were selected very close the nozzle diameter.

ACKNOWLEDGEMENTS

The author would like to thank to Dr. Murat Aksulu for his valuable help during the measurements of this study

REFERENCES

[1] Madic, M., Radovanovic, M., Jankovic, P., Kovacevic, M. (2015) "Modelling and Optimization of Kerf Width Obtained in CO_2 Laser Cutting of Aluminum Alloy Using Discrete Monte Carlo Method", Journal of Production Engineering, 18, 1, pp. 39-42.

[2] Madic, M., Radovanovic, M., Jankovic, P., Mladenovic, S. (2016) "Modelling of Perpendicularity of Cut in High Power CO_2 Laser Cutting of 5 mm Thick Aluminum Alloy", Nonconventional Technologies Review, June, 2016, pp. 30-34.

[3] Stournaras, A., Stavropoulos, P., Salonitis, K., Chryssolouris, G. (2009) "An Investigation of Quality in CO_2 Laser Cutting of Aluminum" CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology, 2, 1, pp. 61-69.

[4] Riveiro, A., Quintero, F., Lusquinos, F., Comensana, R., Del Val, J., Pou, J. (2011) "The Role of the Assist Gas Nature in Laser Cutting of Aluminum Alloys", Physics Procedia, 12, 1, pp. 548-554.

[5] Yilbas, B.S., Abdul Aleem, B.,J. (2006) "Dross Formation During Laser Cutting Process", Journal of Physics D: Applied Physic, 39, 7, pp. 1451-1461.

[6] Majumdar, J.D., Manna, I. (2013), Laser-Assisted Fabrication of Materials, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg.

[7] Olsen, F.O. (1994) "Fundamental Mechanisms of Cutting Front Formation in Laser Cutting", Europta High Power Lasers and Laser Applications V, Internationl Society for Optics and Photonics, pp. 402-413.

[8] URL 1: https://www.european-aluminium.eu/media/2434/european-aluminium_lightweighting-a-solution-for-low-carbon-mobility_position-paper-march-2018.pdf, 10.02.2020.

[9] URL 2: http://support.epiloglaser.com/article/8205/42827/yag-vs-co2-lasers, 10.02.2020.

[10] URL 3: http:\\highgrademetals.co.nz/aluminium/aluminium-6082, 10.02.2020.

[11] URL 4: https://www.daysteel.co.uk/news/laser-cutting-quality-factors-affecting-cut-edge-quality, 10.02.2020.

[12] URL 5: https://www.industrial-lasers.com/cutting/article/16485777/laser-cutting-aerospace-aluminum, 10.02.2020.

[13] URL 6: https://www.mate.com/technical-resources/tips-techniques/laser-cut-quality-guide, 10.02.2020.

[14] URL 7: https://www.thefabricator.com/thefabricator/article/lasercutting/back-to-basics-the-subtle-science-of-burr-free-laser-cutting, 10.02.2020.

DAMPER TUNING IN FREQUENCY DOMAIN FOR A TRAILING ARM TYPE TRACKED VEHICLE SUSPENSION

Çağıl Çiloğlu[1], Assist. Prof. Dr. Ing. Emir Kutluay[2]

[1]FNSS Savunma Sistemleri A.Ş., Modelling & Simulation, Ankara, Turkey
[2]Hacettepe University, Mechanical Engineering Department, Ankara, Turkey
Corresponding Author: Çağıl Çiloğlu, cagil.ciloglu@fnss.com.tr

ABSTRACT

Tracked vehicles are usually operated on rough terrains which make them exposed to severe vibrations coming from the ground. In order to isolate the crew from road disturbances and to have good mobility, a theoretical understanding of the suspension dynamics is imperative. Among several alternatives, trailing arm with torsion bar is one of the most commonly used suspension types for tracked vehicles due to its simplicity and reliability. A single station, vertical tracked vehicle suspension is modelled in Matlab-Simulink®. The analytical model which is built upon system equations of motion is verified with an independent commercial multi-body dynamics program MSC Adams®. A similitude analysis, which try to minimize the difference in the frequency response of two tracked vehicles is performed by modifying damping characteristics.

Keywords: single station tracked vehicle**,** trailing arm suspension, frequency response characterization for tracked vehicles

1. INTRODUCTION

Suspension is one of the key factors which determine a tracked vehicle's mobility and off-road capabilities. Due to varied mission profiles of these vehicles, they are expected to traverse stabilized roads, off-roads or cross country without hindering the driver and crew comfort. Therefore, the primary objective of any such suspension system is to provide good vibration isolation from the ground disturbances.
Although there are various design approaches that are implemented on existing tracked vehicles, trailing arm with torsion bar type suspension is one of the most commonly used alternative. This is due to the simplicity, reliability and cost effectiveness of the trailing arm suspension. Most of the well-known tracked vehicles such as M113, Bradley Fighting Vehicle and Warrior IFV utilize this type of suspension. Components of a typical trailing arm tracked vehicle suspension are illustrated in Figure (Dhir,1995).

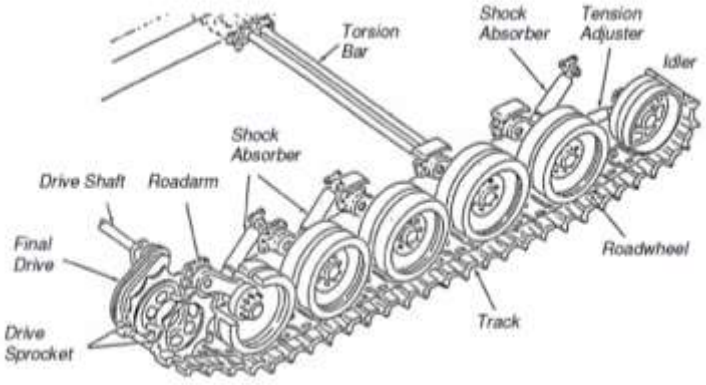


Figure 1. Schematic of a trailing arm type suspension

A full vehicle mathematical model of an APC is developed (Dhir, Sankar,1995). The developed model predictions are validated with field measurements taken from an M113 at Land Engineering Test Establishment. A full vehicle model which combine performance, ride and steering characteristics in a unified manner is realized by (Çalışkan,2009). Track tension is calculated in an adaptive manner in this study. (Solomon, Padmanabhan, 2011) has modelled a hydro-gas suspension while incorporating polytropic gas compression models as well as damper orifice characteristics. The non-linear equations of motion are derived using loop closure equations. A single station mathematical model of a trailing arm type suspension is given (Liberzon, continued, 2001) for the purpose of implementing an active suspension using quantitative feedback theory. Computer simulations are conducted for both active and passive systems demonstrating

the theoretical superiority of the active suspension. In a multi-axle modelling study conducted by (Na,2016) the non-linear ride mathematical model of a tracked vehicle is developed in SimMechanics with the purpose of co-simulating multi physical domains.
The published literature is mostly concentrated on crew comfort and isolation of the sprung mass while traversing rough terrain. Upon developing either multibody or analytical full vehicle models, the vehicles are simulated to go over deterministic or random profiles. Then, time domain data is used to convert the information to frequency domain in the form of Power Spectral Density (PSD) charts.
A baseline vehicle and a concept vehicle constitute the focus of the study. The baseline vehicle is a vehicle whose mobility performance is known to be satisfactory. The concept vehicle is a new design with a heavier combat weight. However, at the conceptual design phase, most information regarding full vehicle is not yet available such as road wheel locations, wheel base, vehicle center of gravity etc. Therefore, conducting full vehicle simulations is not possible. A simple, fast and frequency domain-based model is proposed to make some conceptual design decisions at the subsystem level rather than the full vehicle level. The objective is to equalize the frequency responses of two vehicles which have different sprung mass values by adjusting the damper forces.

2. MATHEMATICAL MODELLING

In this section, the model to be used in the modification of the damper is introduced. The calculations presented in the study follow the notation and schematic as shown in Figure 2. All of the positions are represented in the inertial frame and in the vertical direction.

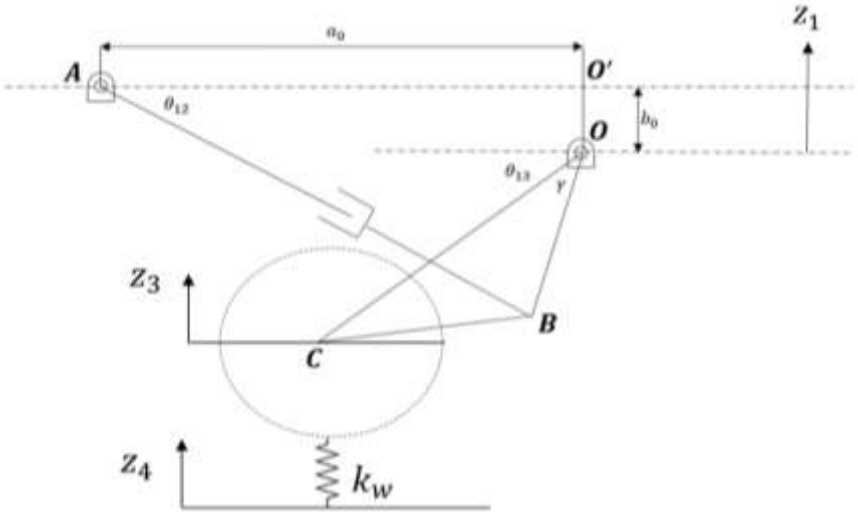


Figure 2. Suspension kinematic

The disturbance coming from the ground at the position level is denoted as z_4. The road-wheel center displacement is denoted as z_3, and the sprung mass vertical displacement is given by z_1. Furthermore, let the distances be **AB**=s_{12}, **OB**=r, **OC**=L_{ra}, **AO'**=a_0, **OO'**=b_0.
The rod-arm is the triangle which consists of **OCB** points. It rotates around point O, as a disturbance from the road pushes it upward. The damper is located along the line **AB.** The torsion bar center is located at point **O** and it resists angular displacement in a linear fashion.
The angle between damper line of sight and the horizontal line is denoted as θ_{12}, the angle between rod-arm and the horizontal is denoted as θ_{13}. Finally, the fixed angle between **OC** and **OB** is denoted as γ.
The combined equivalent stiffness of track shoe, road wheel and possibly terrain is denoted as k_w.

2.1. Kinematics

The loop closure equations for the **ABOO'** yield;

$$\boldsymbol{AB = AO' + OO' + OB} \tag{28}$$

$$s_{12}\cos(\theta_{12}) = a_0 - r\cos(\theta_{13} + \gamma) \tag{29}$$

$$s_{12}\sin(\theta_{12}) = b_0 + r\sin(\theta_{13} + \gamma) \tag{30}$$

$$\tan(\theta_{12}) = \frac{b_0 + r\,sin(\theta_{13} + \gamma)}{a_0 - r\,cos(\theta_{13} + \gamma)} \tag{31}$$

$$s_{12}^2 = [a_0 - r\,cos(\theta_{13} + \gamma)]^2 + [b_0 + r\,sin(\theta_{13} + \gamma)]^2 \tag{32}$$

Differentiating equation (5) with respect to time yields the following kinematic equation for damper velocity.

$$\dot{s}_{12} = \frac{[a_0 - r\,cos(\theta_{13} + \gamma)]r\sin(\theta_{13} + \gamma)\,\dot{\theta}_{13} + [b_0 + r\,sin(\theta_{13} + \gamma)]r\cos(\theta_{13} + \gamma)\,\dot{\theta}_{13}}{s_{12}} \tag{33}$$

Once $\dot{s}_{12}$ is known, the damper piston force is calculated via a look up table as shown in Figure 3.

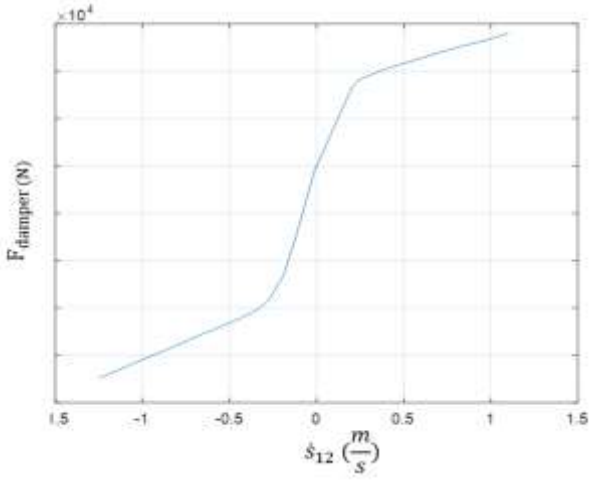


Figure 3. Damper force-velocity relation

2.2. Dynamics

Free body diagram of the rod-arm is given in Figure 4.

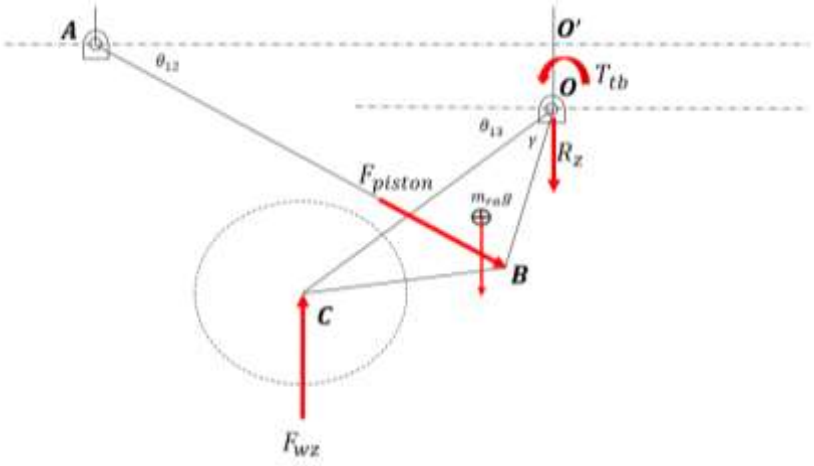


Figure 4. FBD of rod-arm

In the above figure, F_{wz} represents vertical force acting on road wheel center due to irregularities coming from ground, F_{piston} stands for damper force, R_z is the vertical reaction force acting on the rod-arm by sprung mass. Torsion bar torque is denoted by T_{tb}. Finally, rod-arm mass is given as m_{ra}. Coupled differential and algebraic equations of the system are given as;

$$\theta' = \theta_{static} - \theta_{13} \quad (34)$$

$$T_{tb} = k_t\theta' + c_t\dot{\theta}' \quad (35)$$

$$F_{wz}L_{ra}\cos(\theta_{13}) - k_t\theta' - c_t\dot{\theta}' - F_{piston}r\cos(\theta_{13}+\gamma)\sin\theta_{12} - F_{piston}r\sin(\theta_{13}+\gamma)\cos\theta_{12} - m_{ra}gx_{ra} = I_O\ddot{\theta}' \quad (36)$$

$$F_{wz} - m_{ra}g - R_z - F_{piston}\sin\theta_{12} = m_{ra}\ddot{z}_3 \quad (37)$$

$$F_{wz} = k_w(z_4 - z_3) \quad (38)$$

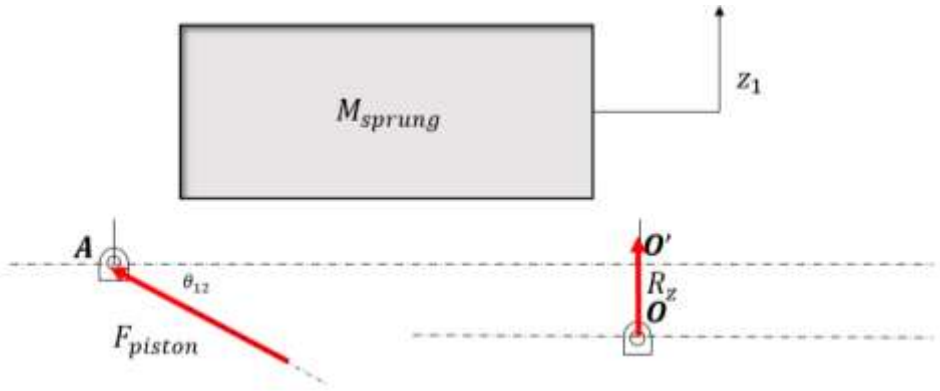


Figure 5. FBD of sprung mass

The free body diagram of the sprung mass which only moves in the vertical direction is given in Figure 5.

$$R_z + F_{piston}\sin(\theta_{12}) = M_{sprung}\ddot{z}_1 \quad (39)$$

2.3. Simulink-MSC Adams Comparisons

Equations (2) to (12) are solved in a coupled manner using block diagrams in Matlab-Simulink®. A portion of the model is shown in Figure 6.

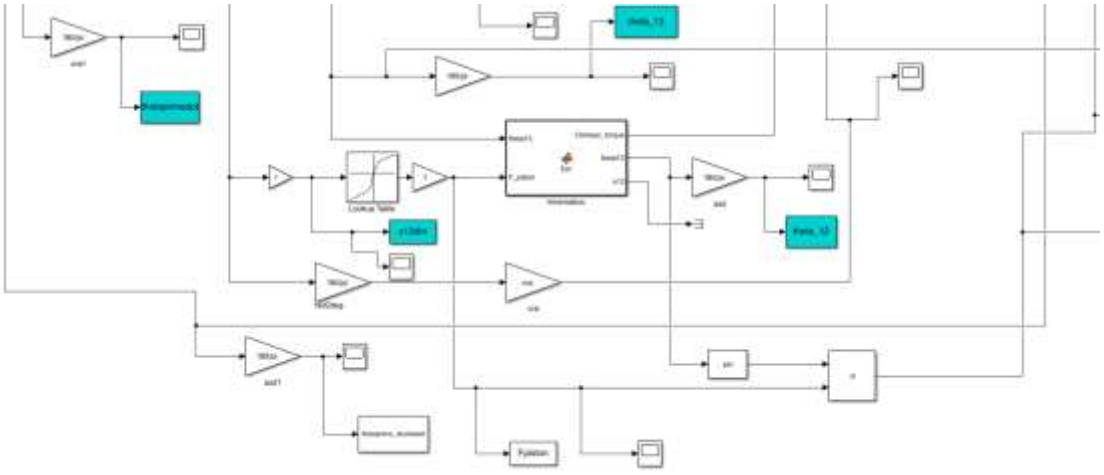


Figure 6. Simulink Model

In order to check the correctness of the model in Simulink, an independent multi-body dynamics software MSC Adams has been used. The same system is constructed in MSC Adams with the same inputs. Figure 7 is a general view of the model developed in MSC Adams View environment.

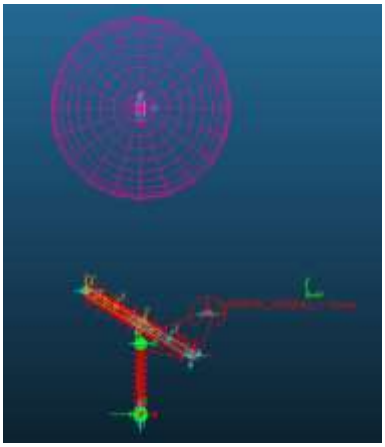


Figure 7. MSC Adams View Model

An impulsive input with a magnitude of 1 cm with a duration of 10 milliseconds is given to the system as z_4. The following results in Figure 8 are Matlab-Adams comparisons in time domain for sprung mass acceleration and damper forces.

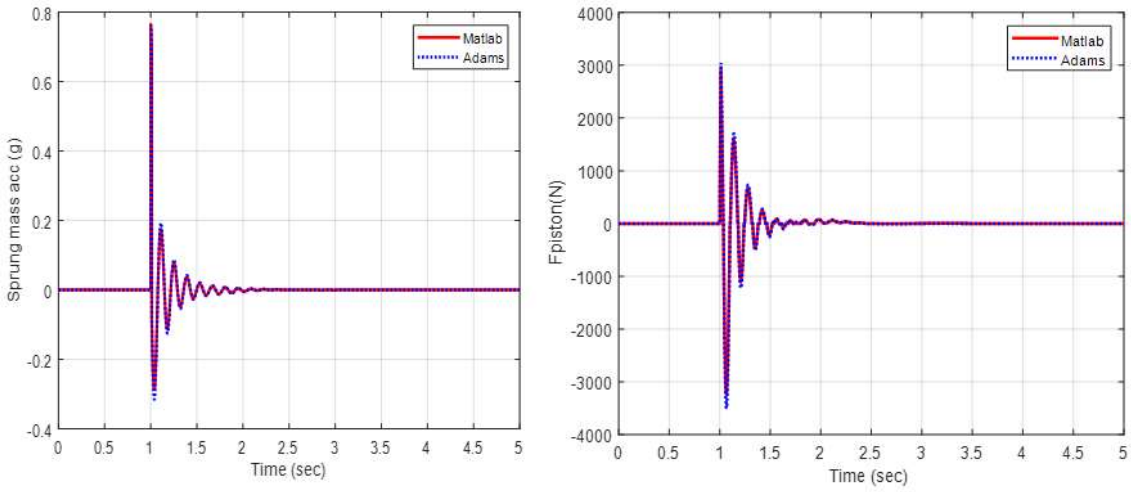


Figure 8. Matlab-Adams comparisons

The consistency of both simulations indicates that the derived equations of motion and their implementation into Matlab-Simulink® is correct. This provides the required level of confidence for investigating the dynamic responses in the frequency domain.

24. Frequency Response Analysis

A generic suspension benchmark problem is outlined in this section. At the conceptual design phase of a tracked vehicle project, there is a baseline vehicle whose mobility performance is known to be satisfactory and accepted by the customers. The conceptual vehicle on the other hand has a higher sprung mass compared to the baseline vehicle. Sprung mass of the conceptual vehicle is increased from 1600 kg to 2000 kg due to system requirements. Let the vehicle with 1600 kg sprung mass be designated as vehicle 1 and 2000 kg sprung mass be designated as vehicle 2. It has been requested that suspension hard points (i.e. 2D kinematics) remain same. Furthermore, torsion bar stiffness increase is limited because of the torsion bar body diameter limitation in the packaging environment. The allowable torsion bar stiffness increase is %13, whereas the sprung mass increase is %25. The only design parameter which is allowed to be changed is the damping characteristics. The objective is to modify the damper force such that frequency response of vehicle 2 resembles the dynamic response of vehicle 1 as close as possible while complying with the given constraints. For simulation purposes, an impulsive disturbance is given to the developed model. Then, Fast Fourier Transform (FFT) of the resulting output signal z_1 is plotted for different damping force variations. A series of iterations is performed with different percent increases in damping forces.

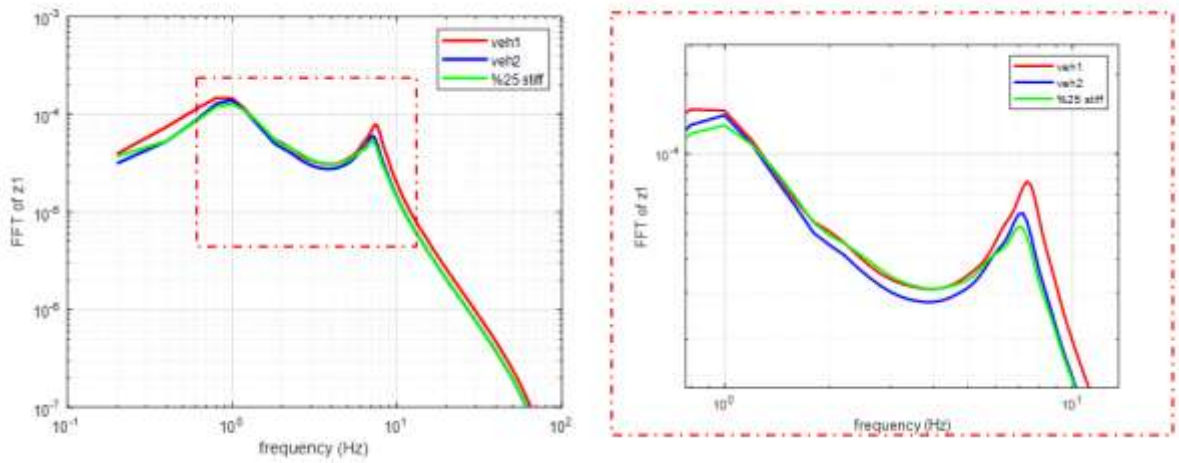


Figure 9. Damping sensitivity analysis

After several iterations, the damping percent increase which produces the best matching results between the two frequency responses is observed to be %25 as shown in Figure 9. Furthermore, the frequency responses in the resonance regions could not be exactly matched only by changing the damping coefficient as expected.

3. CONCLUSIONS

A fast, both time and frequency domain capable Matlab-Simulink® model is proposed for a single station trailing arm type tracked vehicle suspension. The developed model is first verified with an independent multi-body dynamics program MSC Adams View®. A concept design study is performed in which two vehicles have different sprung mass values but same suspension kinematics. The objective is to make the dynamic response of a candidate vehicle similar to benchmark vehicle while complying with physical constraints. For this purpose, the developed model is used to obtain their frequency response characteristics under an impulsive loading. Then, a series of iterations have been performed in which the damping force is increased gradually until the conceptual vehicle exhibited a frequency response which is close to the baseline vehicle. The required percent increase in the damping force is found to be %25.

REFERENCES

[1] Dhir, A. (1995) "Ride dynamics of high mobility wheeled/tracked off-road vehicles: Computer simulation with field validation", Concordia University, Ph.D. Thesis

[2] Dhir, A., & Sankar, S. (1995). Dynamics of off-road tracked vehicles equipped with trailing arm suspension. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 209(3), 195-215

[3] Çalışkan K. (2009) "Mathematical modelling and simulation of tracked vehicles", Middle East Technical University, Ph.D. Thesis

[4] Solomon, U., & Padmanabhan, C. (2011). Hydro-gas suspension system for a tracked vehicle: Modeling and analysis. Journal of Terramechanics, 48(2), 125-137.

[5] Liberzon, A., Rubinstein, D., & Gutman, P. O. (2001). Active suspension for single wheel station off-road track vehicle. International Journal of Robust and Nonlinear Control: IFAC-Affiliated Journal, 11(10), 977-999.

[6] Na, V., Banerjeeb, S., & Balamuruganb, V. (2016). Non-linear seventeen degrees of freedom ride dynamics model of a full tracked vehicle in simMechanics. Procedia engineering, 144, 1086-1093.

OTOMOTİV ENDÜSTRİSİ PRES HATTI DIŞ KAYNAK KULLANIMI ÇALIŞMASINDA TEDARİKÇİ SEÇİMİ

Serhat Mercimekoğlu, Nursel Öztürk

Bursa Uludağ Üniversitesi, Endüstri Mühendisliği Bölümü, Bursa
Corresponding Author: Serhat Mercimekoğlu, e-mail: serhat.mercimekoglu@ermetal.com

ÖZET

Günümüzde yaşanan hızlı değişim ve artan rekabet koşulları, işletmelerin giderek daha fazla esnek yapılara sahip olmalarını gerektirmektedir. İşletmeler, hayatta kalabilmeyi ve mevcut yapılarının üzerine gelişime uygun stratejilerle ilerlemeyi hedeflemektedir. Bu yüzden dış kaynak kullanımı ve destek aldıkları o dış kaynak firmalarını da bir iş ortağı gibi sürekli yönetme, geliştirme çabaları kaçınılmaz bir hal almıştır. Dış kaynaklardan yararlanma, işletmeler tarafından sıkça tercih edilen bir yönetim modeli olarak kabul görmektedir. İşletmeler açısından karı arttırmak, iyileştirme çalışmalarına fırsat sağlamaktadır. Daha büyük piyasalara açılabilmek, kalite ve kapasite değerlerinin arttırılması gibi olanakları beraberinde getirmektedir. Günümüzde özel işletmelerde imalat dahil ve kamu sektöründe özellikle hizmet alanlarında dış kaynak kullanımı hızla yaygınlaşmaktadır. Bu çalışmada otomotiv sektöründe faaliyet gösteren bir işletmenin dış kaynak kullanımıyla ilgili planlanan pres hattı ele alınmıştır. Tüm detay veriler çalışma yapılan işletmenin içindeki alt bölümlerden temin edilmiştir. Göz önünde bulundurulan tedarikçiler, ilgili işletmenin onaylı tedarikçi listesinde bulunan tedarikçiler olmuştur. Çok kriterli karar verme yöntemlerinden Analitik Hiyerarşi Proses (AHP) yöntemi kullanılarak pres hattı dış kaynak kullanımı çalışmasında uygun tedarikçi seçimi yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Dış kaynak kullanımı, Tedarikçi yönetimi ve seçimi, AHP

SUPPLIER SELECTION FOR PRESS LINE OUTSOURCING STUDY IN THE AUTOMOTIVE INDUSTRY

ABSTRACT

Today's rapid change and increasing competition conditions force the firms to have flexible structures. Therefore, firms need to continuously manage and improve outsourcing and outsourcing companies. Outsourcing is the preferred management model today. Increasing profits for enterprises provides opportunities for improvement efforts. Expanding to larger markets ensures increased quality and capacity values. Today, the outsourcing of private and public enterprises is becoming widespread. In this study, the press line planned with the outsourcing of a firm operating in the automotive sector is discussed. All detailed data are obtained from subsections in the firm. Suppliers are on the approved supplier list of the respective business. Appropriate supplier selection was made in the press line outsourcing study using multi-criteria decision making method such as Analytic Hierarchy Process (AHP).

Keywords: Outsourcing, Supplier management and selection, AHP

1. GİRİŞ

İşletmelerin ana hedeflerinden biri, kaynaklarını en verimli kullanarak kar elde etmektir. Bu hedefi elde edebilmek için de işletmeler süreçlerini doğru ve verimli bir şekilde ilerletmek zorundadırlar. Bu süreçlerin içerisinden en önemli alt süreçlerden biri ise, tedarikçi yönetimi konusudur. İşletmeler, hammadde tedariğinde, ürün ve hizmet alımlarında, endirekt malzemelerde ve lojistik hizmetlerinde çok sayıda tedarikçi alternatif kümesiyle karşı karşıya kalmaktadır. Bu tedarikçilerin doğru değerlendirilmesi ve işletmeler için en uygun tedarikçilerin seçilmesi, yönetilmesi ve performans takibi önemli bir konudur. Doğru değerlendirme ve performans takibi yapılırsa, tedarikçi alternatif kümesi katkı sağlamayan işletmelerle çoğalmaz. Bu durum uzun vadeli, sürdürebilir iş ortaklığının gelişimine yardımcı olur. Uzun vadeli iş ortaklıkları, düşük maliyetli fiyat kontrolünü, kaliteli ürün ve hizmetleri, yeni iyileştirme fırsatlarının vs. elde edilmesini de beraberinde getirir. Bunun yanında tedarik süresi ve dolayısıyla ürünün müşteriye sevk edilme süresinde de azalmalar, kalite beklentilerinde müşteri memnuniyeti olarak işletmeye kazanım sağlanır.

Bu çalışmada ele alınan problem, mevcutta üretim bölümü bünyesinde çalışan pres hattı makinalarının üzerinde üretilen parça grubuyla birlikte dış kaynak kullanımına çıkartılmasıdır. Böyle bir çalışmanın ele alınmasına sebep olan birçok faktör bulunmaktadır. Dış kaynak kullanımıyla, hızla devam eden rekabet koşullarına ayak uydurabilmek için yeni, otomasyonlu ve daha yüksek kapasiteli pres hatlarına alan açılabilecek, ilave yatırım yapılmasına olanak sağlanabilecektir. Bu sayede direkt müşteri konumunda bulunan otomotiv ana sanayiye daha kapsamlı, teknolojik gereksinimlere uygun, hızlı ve rekabetçi ekipmanlarla hizmet verilebilecektir. Bu çalışmada belirtilen pres hattının dış kaynak kullanımının işletmeye maliyet avantajı getirmesiyle birlikte, iş ortaklıklarına gelişime yönelik atılacak büyük bir stratejik adım olacağı da düşünülmektedir. İlgili pres hattı makinalarının belli bir süre sonrasında atıl duruma bırakılmaması, ülke ekonomisine katma değer katarak sektör içerisinde değerlendirilmesi de, bir diğer sunulan fayda olarak görülmektedir. Çalışma kapsamında, çok kriterli karar verme yöntemlerinden biri olan AHP yöntemiyle, birçok kriterin değerlendirildiği, farklı değerlendirici uzman görüşlerinin bulunduğu ve organizasyonel yönden birbirlerinden farklı tedarikçi kümesi içerisindeki işletmeler arasından yapılan bir seçim problemi ele alınmıştır.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

Rekabet koşullarının artmasıyla, tedarikçi olarak faaliyet gösteren işletmelerin gelişimi ve müşteri beklentileriyle hedeflerin yükseldiği ortamda, karar vericiler olarak ilk ele alınan kriterler artık sadece kalite, maliyet gibi unsurlar olmaktan çıkarak, bunların dışında çok sayıda kriter de, günümüzde hem tedarikçi seçiminde, hem de performans takibinde değerlendirmeler içerisine katılmaya başlamıştır. Bu unsurların göz önünde bulundurulduğu tedarik yönetim süreçlerinde, işletmeler tedarikçilerini bir iş ortağı gibi yönetmekte ve geliştirmektedir. Tedarik yönetim şekli, değerlendirme ve geliştirme faaliyetlerini de içeren bir bütün haline gelmektedir.

2.1. Tedarik Yönetimi

Tedarik zinciri yönetimi tanımı kısaca, hammadde temin sürecinden üretime, nakliye ve endirekt hizmetlerden, nihai son müşteriye kadar bir ürünün ulaşabilmesi için oluşan bir değer zinciridir. Tedarik zinciri yönetiminin amaçları aşağıdaki gibi özetlenebilir (Kehoe ve Boughton, 2001):

- Müşteri memnuniyetinin ve rekabet gücünün arttırılması,
- Çevrim zamanının azaltılması, verimliliğin üst seviyede tutulması,
- Stok ve stok maliyetlerinin azaltılmasının sağlanması,
- Ürün hata ve kalite maliyetlerinin azaltılması,
- Faaliyet maliyeti ve genel giderlerin azaltılması.

Bu amaçları gerçekleştirebilmek için işletmelerin, tedarik zincirini etkili yönetmesi önemlidir. Çünkü satınalma faaliyeti günümüzde sadece maliyet odaklı tercihlerden çıkmış bu amaçların yerine getirilebilmesi için uygun tedarikçi kümelerinin yönetildiği bir yönetim şeklini almıştır. Günümüze kadar uzanan süreç içerisinde de tedarik zinciri, yönetimi ve seçimi; Maliyet, kalite ve teslimat koşulları dışında çevreye duyarlılık, iş güvenliği zorunlulukları, bilgi güvenliği, doğal kaynakların kullanımı, teknolojik gelişimler, iş etiği,… vb. diğer tüm etmenleri de göz önünde bulundurularak değerlendirilmesine başlanmıştır (Kehoe ve Boughton, 2001).

2.2. Dış Kaynak Kullanımı

Son yıllarda teknolojik gelişmeler, üretim çeşitliliğinin artması ve küresel pazarlardan ticari ilişkilerin ilerlemesi, nakliye olanaklarının iyileşmesi, aranan bilgiye kolay ulaşım global pazar yapısının oluşmasını hızlandırmıştır. Bunun sonucu olarak artan rekabet koşulları ise, işletmelerin kıt kaynaklarını çok daha verimli kullanmasını zorunlu hale getirmiştir. Bu verimli yapının sürdürülebilir süreçlerinin oluşturulmasında işletme sahipleri, yöneticiler ve akademik çalışma içerisindeki araştırmacılar yeni çözüm arayışları seçeneklerinden dış kaynak kullanımının önemine dikkat çekmektedirler. İşletmeler gerek temel yetenekleri, gerekse temel yetenekleri dışında kalan süreçleriyle ilgili alanlarda dış kaynak kullanımını stratejik yönetim biçimi olarak özellikle son dönemlerde ele almakta ve yönetmektedirler. Dış kaynaklardan yararlanma yöntemi çağdaş bir yönetim kurgusunu ve doğru bir organizasyon anlayışını gerektirmektedir.

Bu çalışmada, işletmeye getireceği avantajlar değerlendirilerek, ele alınan pres hattının dış kaynak kullanımına karar verilmiş ve uygun tedarikçinin seçimi için çok kriterli karar verme yöntemleri üzerinde çalışılmıştır.

2.3. Analitik Hiyerarşi Proses Yöntemi

Çok kriterli karar verme problemleri üç temel başlık altında; seçim, sınıflama ve sıralama problemleri olarak incelenebilir. Seçim problemlerinde amaç, en iyi alternatifin yakın ağırlık derecesi ve kriterlere sahip bir kümenin içerisinden en doğru olanın seçilmesiyle ilgilidir. Sınıflama problemlerinde ise; belirli kriter ya da tercihlere göre sınıflandırma yapılır. Amaç, benzer özellikleri ve davranışları gösteren seçenekleri bir araya getirmektir. Sıralama problemlerinde ise; seçenekler iyiden kötüye doğru ölçülebilir veya tanımlanabilir şekilde sınıflanır (Turan, 2014).

Bu çalışmada, pres hattı dış kaynak kullanımı için tedarikçi seçim probleminde çok kriterli karar verme yöntemlerinden birisi olan Analitik Hiyerarşi Proses (AHP) yöntemi uygulanmıştır. Bu yöntemin seçilme sebebi, problemin birden fazla alternatif çözüm kümesi içermesi, belirlenen değerlendirme kriterlerinin net ifade edilebilen ve uzman görüşlerinin yargılarından ziyade sayısal değerlerle ifade edilebiliyor olmasıdır. Ayrıca karar vericilere uygun çözüm sunan, anlaşılması kolay ve değişikliklere kolayca uyarlanabilen esnek yapı sunan bir yöntem olmasıdır. Kullanılan AHP yöntemi özellikle seçim problemlerinde sonuç odaklı çözüm vermesiyle de tercih edilmiştir.

AHP; gruplara ve kişilere, karar verme sürecindeki nitel ve nicel faktörleri birlikte değerlendirme olanağı veren güçlü, doğru ve kolay anlaşılır bir yöntem olarak, en çok tercih edilen yöntemlerin başında gelir. Karar verme problemi için amaç, kriter, olası alt kriter seviyeleri ve seçeneklerden oluşan hiyerarşik bir modeldir. Hiyerarşinin tüm kriterleri birbirleri ile etkileşim halindedir ve bir kriterdeki değişimin diğer kriterleri nasıl etkilediği görülebilir. AHP 'nin hiyerarşik yapısındaki bu esneklik ve etkinlik, karar verme sürecine çok katkı sağlamaktadır. Karar seçeneklerini bu hiyerarşi yapısında kurarak birçok veri türünü bir araya getirebilir, birbiriyle etkileşim analizi yapılabilir ve farklı gözüken nesneler arasında karşılaştırma yapılabilir (Önder ve Önder, 2014).

Problemin, hiyerarşik bir modeli oluşturulduktan sonra hiyerarşiyi oluşturan öğelerin göreceli değer üstünlükleri hesaplanır. Karar verme aynı düzeydeki öğelerin, hiyerarşide hemen bir üst düzeyde yer alan öğeler açısından göreceli önemlerini saptayacak şekildedir. Bu karşılaştırma yapılırken sıklıkla Saaty'nin 1-9 değer aralığı ölçeği kullanılmaktadır. Önem dereceleri Çizelge 1'de verilmektedir. Görülen değer ve tanımlara dayalı bir puanlama yapılır ve ikili karşılaştırmalar matrisi oluşturulur. Ölçek en düşük değer olarak 1/9'u, eşit değer olarak 1 değerini ve en yüksek değer olarak 9 değerini almaktadır (Vaidya ve Kumar, 2006).

Çizelge 1. AHP 'de önem dereceleri (Kahraman ve ark., 2008)

Önem Derecesi	Tanım
1	Eşit önem
3	Orta derecede önem
5	Kuvvetli derecede önem
7	Çok kuvvetli derecede önem
9	Aşırı veya mutlak derecede önem
2,4,6,8	Ara değerler

Kriterler *a1, a2,…., an* ve ağırlıkları *w1, w2,… wn* olacak şekilde *n* adet kriterin göreceli önem ağırlıklarına göre ikili karşılaştırma matrisi oluşturulur. Matrisin genel yapısı denklem (1)'de verilmektedir (Tzeng ve Huang, 2011).

$$A = \begin{bmatrix} a11 & \cdots & a1j \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ ai1 & \cdots & aij \end{bmatrix} \quad (1)$$

Burada $aij = \frac{1}{aji}$ (karşılık olma özelliğine göre) ve $aij = \frac{aik}{ajk}$ olmaktadır. Gerçek problemlerde genellikle *wi / wj* sonucu bilinmemektedir. Bu nedenle AHP'de çözülmesi gereken $aij \cong \frac{wi}{wj}$ olacak şekilde *aij* değerinin bulunmasıdır (Tzeng ve Huang, 2011).

Ağırlık matrisinin genel formu için denklem (2) kullanılmaktadır.

$$W = \begin{bmatrix} w1/w1 & \cdots & w1/wn \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ wn/w1 & \cdots & wn/wn \end{bmatrix} \quad (2)$$

W ve w değerleri çarpılarak,

$$W.\ w = \begin{bmatrix} w1/w1 & \cdots & w1/wn \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ wn/w1 & \cdots & wn/wn \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w1 \\ \vdots \\ wn \end{bmatrix} = n \begin{bmatrix} w1 \\ \vdots \\ wn \end{bmatrix} \quad (3)$$

veya (W – nI) w = 0 gösterilir. (4)

Denklem (3)'teki çözüm özdeğer bulma problemidir. Nispi ağırlıkları;

Aw = *λmaks* w denklemini sağlayan *λmaks* esas alınarak bulunan w öz vektörüyle hesaplanır. Burada *λmaks* A matrisinin en büyük öz değeridir ve *w* öz vektörü *λmaks* bağlı olarak *(A – λmaks I) w = 0* denklemi ile elde edilir.

Sübjektif algıların tutarlılığını ve göreceli ağırlıkların doğruluğunu sağlamak amacıyla Tutarlılık İndeksi (CI) ve Tutarlılık Oranı (CR) olmak üzere iki katsayı kullanılır. Tutarlılık indeksinin (CI) hesaplanabilmesi için denklem (5) kullanılmaktadır.

$$CI = \frac{(\lambda maks - n)}{(n-1)} \quad (5)$$

Denklem (5)'teki *λmaks* en büyük öz değerdir ve n toplam kriter sayısıdır (Tzeng ve Huang, 2011).

Tutarlılık oranın (CR) hesabında denklem (6) kullanılmaktadır (Kahraman ve ark., 2008).

$$CR = \frac{(CI)}{(RI)} \quad (6)$$

Güvenilir bir sonuç elde etmek için tutarlılık oranının değerinin 0,1'i aşmaması gerekir. Değilse, matrisin gözden geçirilmesi ve tutarsızlıkların iyileştirilmesi önerilmektedir.

Denklem (6)'da, RI rastgele değer indeksini temsil etmektedir. Değişik eleman sayıları (n) için RI değerleri çizelgelerden bulunabilmektedir (Evren ve Ülengin, 1992; Farhan ve ark, 2016) . Çizelge 2'de bir rastgele değer indeksi tablosu verilmektedir.

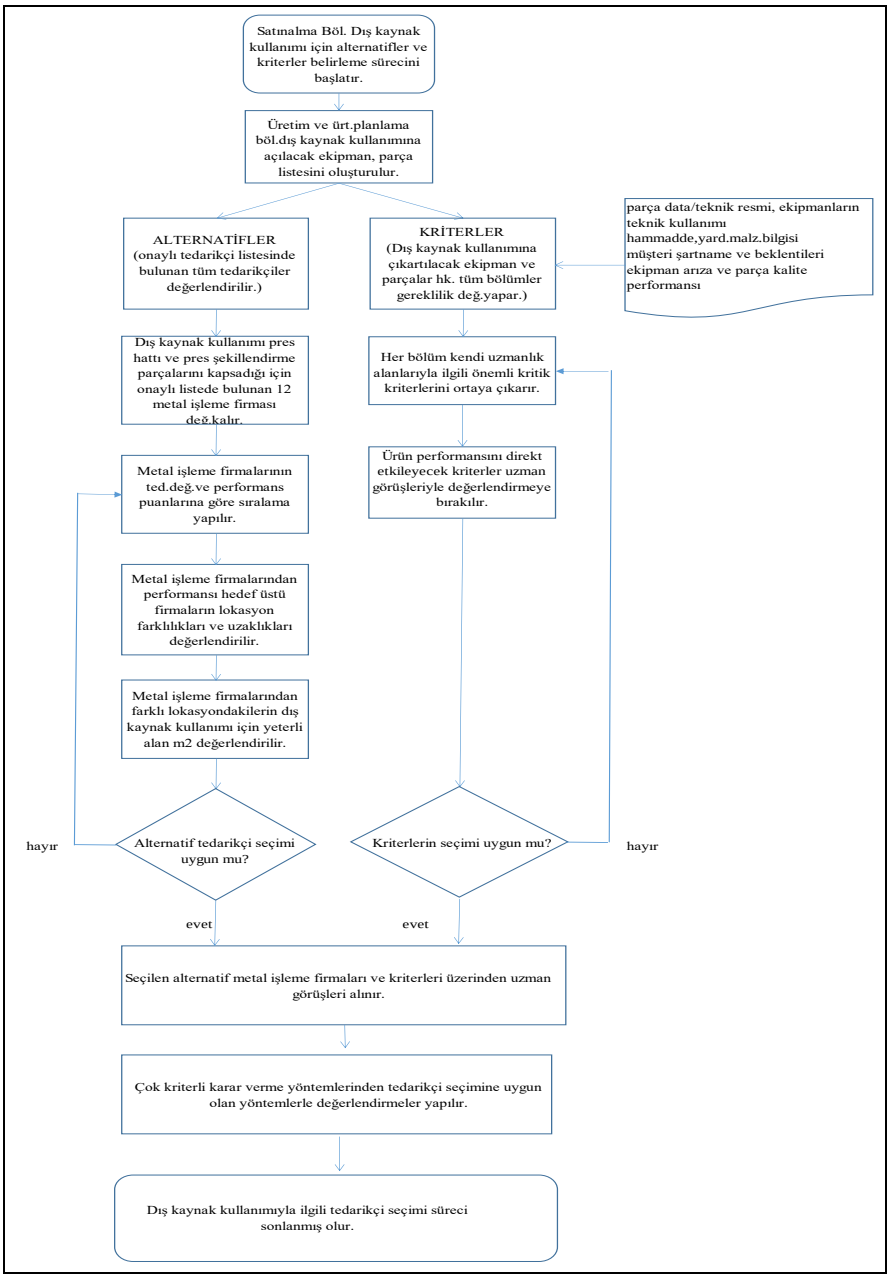
Çizelge 2. Rastgele değer indeksi

Matris boyutu, n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Rastgele değer indeksi, RI	0	0	0,58	0,90	1,12	1,24	1,32	1,41	1,45	1,49

3. PRES HATTI DIŞ KAYNAK KULLANIMI ÇALIŞMASINDA TEDARİKÇİ SEÇİMİ

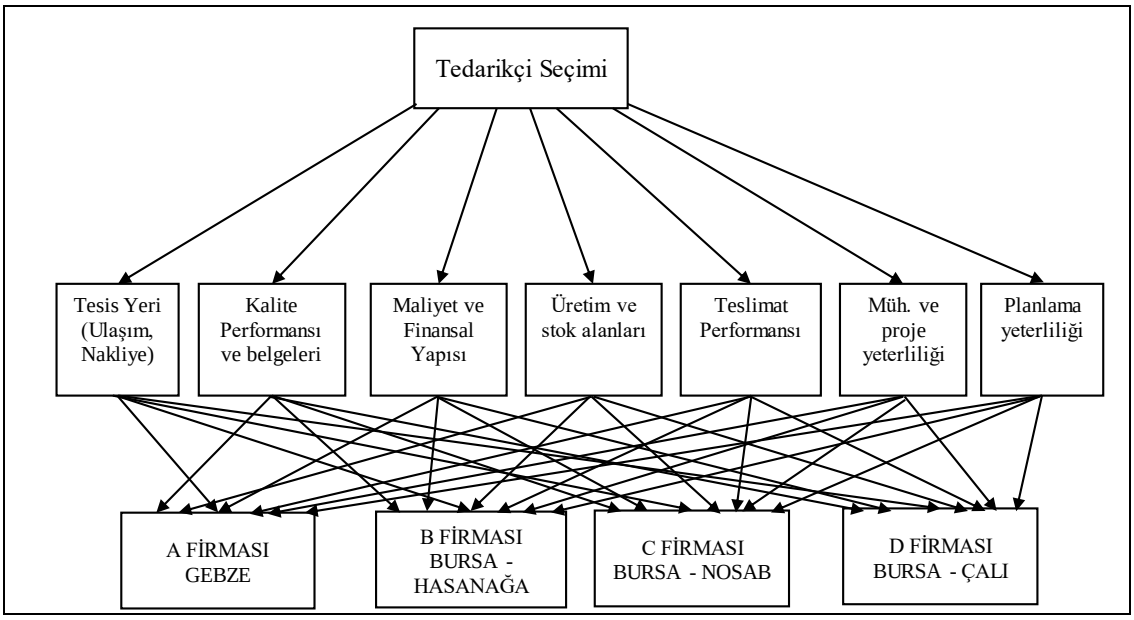
Bu çalışmada, pres hattı dış kaynak kullanımı için tedarikçi seçiminin çok kriterli karar verme yöntemlerinden birisi olan AHP yöntemiyle sayısal çözümlerine başlamadan önce, tedarikçi seçiminin ön hazırlıkları, alternatiflerin ve kriterlerin belirlenmesi için yapılan çalışmalar Şekil 1'de gösterilmektedir.

Tedarikçi seçiminde hiyerarşik yapı oluşturulurken; Tesis yeri, müşteriye yakınlık ve nakliye maliyetleri açısından ele alınmıştır. Kalite performansı ve belge tercihi özellikle son dönemlerde hem ISO standartları gereği hem de müşteri beklentilerinin üst düzey olmasından dolayı kriterlere yazılmıştır. Sürdürebilir bir iş ilişkisi sağlanması açısından tedarikçi maliyetleri ve finansal yapıları önemli bir rol üstlenmektedir. Söz konusu ilave makine yatırımı ve iş hacminin genişlemesi olacağı için üretim ve stok alanlarının yeterliliği kriter olarak ele alınmıştır. Siparişlere cevap verme, teslimat performansı önemlidir. Yeni projelerde var olmak ve yapılacak yatırımların geri dönüşümü için firmaların proje ve mühendislik anlamında yeni ekipman yapabiliyor olması önemli kriterdir. İlave stok maliyetleri, ekstra nakliyeler ve müşterilerin teslimat koşulları sebebiyle yansıtılabilecek ek maliyetlerle verimsizliklere yol açmamak için tedarikçilerin planlama yeterliliği de göz önünde bulundurulan bir kriterdir.



Şekil 1. Tedarikçi seçim süreci, alternatiflerin ve kriterlerin belirlenmesi

Tedarikçi seçimine ait AHP hiyerarşisi Şekil 2'deki gibi oluşturulmuştur.



Şekil 2. Tedarikçi seçimine ait AHP hiyerarşisi

AHP yönetimiyle ele alınan karar problemlerinde yer alan kriterler her düzey için kendi aralarında karşılaştırılmakta ve elde edilen değerler bir matris formuna yazılarak tutulmaktadır. Bu çalışmada, tedarikçi seçimini etkileyebilecek kriterler karşılaştırılmış ve bu karşılaştırmada kullanılan veriler işletmede çalışan uzman görüşleri neticesinde kayda alınmıştır. Yöntemin çözümüyle ilgili Ms. Excel fonksiyonlarından faydalanılmıştır. Uzman görüşleri sonucu kriterler arası karşılaştırma değerleri Çizelge 3'deki gibi matris tablosuna işlenmiştir.

Çizelge 3. AHP yöntemi karşılaştırma matrisi

	Tesis Yeri (Ulaşım, Nakliye)	**Kalite Performansı ve belgeleri**	**Maliyet ve Finansal Yapısı**	**Üretim ve stok alanları**	**Teslimat Performansı**	**Müh.ve proje yeterliliği**	**Planlama yeterliliği**
Tesis Yeri (Ulaşım, Nakliye)	1	0,33	0,33	0,50	0,33	3	3
Kalite Performansı ve belgeleri	3	1	0,5	2	1	5	5
Maliyeti ve Finansal Yapısı	3	2	1	3	2	5	5
Üretim ve stok alanları	2	0,50	0,33	1	0,50	4	4
Teslimat Performansı	3	1	0,5	2	1	5	5
Müh. ve proje yeterliliği	0,33	0,20	0,20	0,25	0,20	1	1
Planlama yeterliliği	0,33	0,20	0,20	0,25	0,20	1	1
TOPLAMLAR :	**12,67**	**5,23**	**3,07**	**9,00**	**5,23**	**24,00**	**24,00**

Karşılaştırma matrisinde veri girişleri tamamlandıktan sonra, normalizasyon işlemleri için sütun toplamları alınır ve matristeki her sütun elemanı ilgili sütun toplamına bölünür. Çizelge 4'te normalize edilmiş matris verilmektedir. Bu matrisin her bir satırının ortalaması alınarak öncelikler vektörü bulunur.

Çizelge 4. AHP yöntemi normalize edilmiş matris

	Tesis Yeri (Ulaşım, Nakliye)	**Kalite Performansı ve belgeleri**	**Maliyet ve Finansal Yapısı**	**Üretim ve stok alanları**	**Teslimat Performansı**	**Müh. ve proje yeterliliği**	**Planlama yeterliliği**	**ORT.**
Tesis Yeri (Ulaşım, Nakliye)	0,079	0,064	0,109	0,056	0,064	0,125	0,125	**0,089**
Kalite Performansı ve belgeleri	0,237	0,191	0,163	0,222	0,191	0,208	0,208	**0,203**
Maliyet ve Finansal Yapısı	0,237	0,382	0,326	0,333	0,382	0,208	0,208	**0,297**
Üretim ve stok alanları	0,158	0,096	0,109	0,111	0,096	0,167	0,167	**0,129**
Teslimat Performansı	0,237	0,191	0,163	0,222	0,191	0,208	0,208	**0,203**
Müh. ve proje yeterliliği	0,026	0,038	0,065	0,028	0,038	0,042	0,042	**0,040**
Planlama yeterliliği	0,026	0,038	0,065	0,028	0,038	0,042	0,042	**0,040**

Çizelge 5'te öncelikler vektörü, $\lambda maks$, tutarlılık indeksi ve tutarlılık oranının bulunması gösterilmiştir. Bulunan tutarlılık oranına göre sonuç uyumlu kabul edilmiştir.

Çizelge 5. AHP öncelikler vektörü ve tutarlılık analizi

EN İYİ TEDARİKÇİ SEÇİMİ KRİTERLERİ	ORT.		Öncelikler Matrisi		
Tesis Yeri (Ulaşım, Nakliye)	0,089	5	0,627		7,07
Kalite Performansı ve belgeleri	0,203	2	1,477		7,27
Maliyet ve Finansal Yapısı	0,297	1	2,160		7,28
Üretim ve stok alanları	0,129	4	0,927		7,19
Teslimat Performansı	0,203	3	1,477		7,27
Müh. ve proje yeterliliği	0,040	6	0,282		7,07
Planlama yeterliliği	0,040	7	0,282		7,07
				Ortalama	**7,18** λ maks
				CI	0,02949 uyum indeksi
				RI	1,32 rastgele indeksi n:7
				CR	0,022 ≤ 0,1 ise sonuç uyumlu

Bu aşamada her bir kriter açısından alternatiflerin göreli önemleri (öncelik vektörleri) bulunacaktır. Çalışma kapsamında, her bir kriter için Ms. Excel'de yapılmış olan karşılaştırma matrisleri, normalizasyon uygulanmış matrisler, öncelik vektörleri ve tutarlılık oranı sonuçları Çizelge 6'daki gibidir.

Çizelge 6. Değerlendirme kriterleri için alternatiflerin göreli önemleri

Tesis Yeri (Ulaşım, Nakliye)	A FİRMASI GEBZE	B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	C FİRMASI BURSA - NOSAB	D FİRMASI BURSA - ÇALI
A FİRMASI GEBZE	1	0,33	0,20	0,20
B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	3	1	0,50	0,50
C FİRMASI BURSA - NOSAB	5	2	1	1
D FİRMASI BURSA - ÇALI	5	2	1	1
TOPLAMLAR :	14,00	5,33	2,70	2,70

Normalize edilmiş matris

Tesis Yeri (Ulaşım, Nakliye)	A FİRMASI GEBZE	B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	C FİRMASI BURSA - NOSAB	D FİRMASI BURSA - ÇALI	ORT.	Öncelikler Matrisi		
A FİRMASI GEBZE	0,071	0,063	0,074	0,074	0,071	0,282		4,00
B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	0,214	0,188	0,185	0,185	0,193	0,773		4,00
C FİRMASI BURSA - NOSAB	0,357	0,375	0,370	0,370	0,368	1,475		4,01
D FİRMASI BURSA - ÇALI	0,357	0,375	0,370	0,370	0,368	1,475		4,01
							Ortalama	**4,00** λ maks
							CI	0,001387 uyum indeksi
							RI	0,90 rastgele indeksi n:4
							CR	0,002 ≤ 0,1 ise sonuç uyumlu

Kalite Performansı ve belgeleri	A FİRMASI GEBZE	B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	C FİRMASI BURSA - NOSAB	D FİRMASI BURSA - ÇALI
A FİRMASI GEBZE	1	0,50	0,50	0,50
B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	2	1	1	1
C FİRMASI BURSA - NOSAB	2	1	1	1
D FİRMASI BURSA - ÇALI	2	1	1	1
TOPLAMLAR :	7,00	3,50	3,50	3,50

Normalize edilmiş matris

Kalite Performansı ve belgeleri	A FİRMASI GEBZE	B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	C FİRMASI BURSA - NOSAB	D FİRMASI BURSA - ÇALI	ORT.	Öncelikler Matrisi		
A FİRMASI GEBZE	0,143	0,143	0,143	0,143	0,143	0,571		4,00
B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	0,286	0,286	0,286	0,286	0,286	1,143		4,00
C FİRMASI BURSA - NOSAB	0,286	0,286	0,286	0,286	0,286	1,143		4,00
D FİRMASI BURSA - ÇALI	0,286	0,286	0,286	0,286	0,286	1,143		4,00
							Ortalama	**4,00** λ maks
							CI	0,0000 uyum indeksi
							RI	0,90 rastgele indeksi n:4
							CR	0,000 ≤ 0,1 ise sonuç uyumlu

Çizelge 6. Değerlendirme kriterleri için alternatiflerin göreli önemleri (Devamı)

Maliyet ve Finansal Yapısı	A FİRMASI GEBZE	B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	C FİRMASI BURSA - NOSAB	D FİRMASI BURSA - ÇALI
A FİRMASI GEBZE	1	2	0,33	0,33
B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	0,50	1	0,20	0,20
C FİRMASI BURSA - NOSAB	3	5	1	1
D FİRMASI BURSA - ÇALI	3	5	1	1
TOPLAMLAR :	7,50	13,00	2,53	2,53

Normalize edilmiş matris

Maliyet ve Finansal Yapısı	A FİRMASI GEBZE	B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	C FİRMASI BURSA - NOSAB	D FİRMASI BURSA - ÇALI	ORT.	Öncelikler Matrisi		
A FİRMASI GEBZE	0,133	0,154	0,132	0,132	0,138	0,551		4,00
B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	0,067	0,077	0,079	0,079	0,075	0,302		4,00
C FİRMASI BURSA - NOSAB	0,400	0,385	0,395	0,395	0,394	1,577		4,01
D FİRMASI BURSA - ÇALI	0,400	0,385	0,395	0,395	0,394	1,577		4,01
							Ortalama	4,00 λ maks
							CI	0,0014 uyum indeksi
							RI	0,90 rastgele indeksi n:4
							CR	0,002 ≤ 0,1 ise sonuç uyumlu

Teslimat Performansı	A FİRMASI GEBZE	B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	C FİRMASI BURSA - NOSAB	D FİRMASI BURSA - ÇALI
A FİRMASI GEBZE	1	0,20	0,33	0,33
B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	5	1	2	2
C FİRMASI BURSA - NOSAB	3	0,50	1	1
D FİRMASI BURSA - ÇALI	3	0,50	1	1
TOPLAMLAR :	12,00	2,20	4,33	4,33

Normalize edilmiş matris

Teslimat Performansı	A FİRMASI GEBZE	B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	C FİRMASI BURSA - NOSAB	D FİRMASI BURSA - ÇALI	ORT.	Öncelikler Matrisi		
A FİRMASI GEBZE	0,083	0,091	0,077	0,077	0,082	0,328		4,00
B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	0,417	0,455	0,462	0,462	0,449	1,797		4,01
C FİRMASI BURSA - NOSAB	0,250	0,227	0,231	0,231	0,235	0,940		4,00
D FİRMASI BURSA - ÇALI	0,250	0,227	0,231	0,231	0,235	0,940		4,00
							Ortalama	4,00 λ maks
							CI	0,0014 uyum indeksi
							RI	0,90 rastgele indeksi n:4
							CR	0,002 ≤ 0,1 ise sonuç uyumlu

Üretim ve stok alanları	A FİRMASI GEBZE	B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	C FİRMASI BURSA - NOSAB	D FİRMASI BURSA - ÇALI
A FİRMASI GEBZE	1	0,50	5	5
B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	2	1	7	7
C FİRMASI BURSA - NOSAB	0,20	0,14	1	1
D FİRMASI BURSA - ÇALI	0,20	0,14	1	1
TOPLAMLAR :	3,40	1,79	14,00	14,00

Normalize edilmiş matris

Üretim ve stok alanları	A FİRMASI GEBZE	B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	C FİRMASI BURSA - NOSAB	D FİRMASI BURSA - ÇALI	ORT.	Öncelikler Matrisi		
A FİRMASI GEBZE	0,294	0,280	0,357	0,357	0,322	1,295		4,02
B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	0,588	0,560	0,500	0,500	0,537	2,167		4,04
C FİRMASI BURSA - NOSAB	0,059	0,080	0,071	0,071	0,070	0,282		4,00
D FİRMASI BURSA - ÇALI	0,059	0,080	0,071	0,071	0,070	0,282		4,00
							Ortalama	4,02 λ maks
							CI	0,0053 uyum indeksi
							RI	0,90 rastgele indeksi n:4
							CR	0,006 ≤ 0,1 ise sonuç uyumlu

Müh.ve proje yeterliliği	A FİRMASI GEBZE	B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	C FİRMASI BURSA - NOSAB	D FİRMASI BURSA - ÇALI
A FİRMASI GEBZE	1	5	5	3
B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	0,20	1	1	0,33
C FİRMASI BURSA - NOSAB	0,20	1	1	0,33
D FİRMASI BURSA - ÇALI	0,33	3	3	1
TOPLAMLAR :	1,73	10,00	10,00	4,67

Normalize edilmiş matris

Müh.ve proje yeterliliği	A FİRMASI GEBZE	B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	C FİRMASI BURSA - NOSAB	D FİRMASI BURSA - ÇALI	ORT.	Öncelikler Matrisi		
A FİRMASI GEBZE	0,577	0,500	0,500	0,643	0,555	2,277		4,10
B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	0,115	0,100	0,100	0,071	0,097	0,388		4,02
C FİRMASI BURSA - NOSAB	0,115	0,100	0,100	0,071	0,097	0,388		4,02
D FİRMASI BURSA - ÇALI	0,192	0,300	0,300	0,214	0,252	1,017		4,04
							Ortalama	4,04 λ maks
							CI	0,0145 uyum indeksi
							RI	0,90 rastgele indeksi n:4
							CR	0,016 ≤ 0,1 ise sonuç uyumlu

Çizelge 6. Değerlendirme kriterleri için alternatiflerin göreli önemleri (Devamı)

Planlama yeterliliği	A FİRMASI GEBZE	B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	C FİRMASI BURSA - NOSAB	D FİRMASI BURSA - ÇALI
A FİRMASI GEBZE	1	0,50	0,50	0,33
B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	2	1	1	0,50
C FİRMASI BURSA - NOSAB	2	1	1	0,50
D FİRMASI BURSA - ÇALI	3	2	2	1
TOPLAMLAR :	8,00	4,50	4,50	2,33

Normalize edilmiş matris

Planlama yeterliliği	A FİRMASI GEBZE	B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	C FİRMASI BURSA - NOSAB	D FİRMASI BURSA - ÇALI	ORT.	Öncelikler Matrisi		
A FİRMASI GEBZE	0,125	0,111	0,111	0,143	0,123	0,491		4,01
B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	0,250	0,222	0,222	0,214	0,227	0,911		4,01
C FİRMASI BURSA - NOSAB	0,250	0,222	0,222	0,214	0,227	0,911		4,01
D FİRMASI BURSA - ÇALI	0,375	0,444	0,444	0,429	0,423	1,699		4,02
							Ortalama	4,01 λ maks
							CI	0,0035 uyum indeksi
							RI	0,90 rastgele indeksi n:4
							CR	0,004 ≤ 0,1 ise sonuç uyumlu

Her bir değerlendirme kriterine göre bulunan, alternatiflerin göreli önemleri ile oluşturulan matris Çizelge 7'de gösterilmiştir. Bu matrisin her sütunu, karşılık gelen kriterin öncelik (önem) değeri ile çarpılıp, satır toplamları ile elde edilen vektör, alternatiflerin göreli önemini vermektedir.

Çizelge 7. AHP yöntemi önem vektörü ve en iyi tedarikçi seçimi

	0,089	0,203	0,297	0,129	0,203	0,040	0,040
ÖNEM VEKTÖRÜ	Tesis Yeri (Ulaşım, Nakliye)	Kalite Performansı ve belgeleri	Maliyet ve Finansal Yapısı	Üretim ve stok alanları	Teslimat Performansı	Müh.ve proje yeterliliği	Planlama yeterliliği
A FİRMASI GEBZE	0,071	0,143	0,138	0,322	0,082	0,555	0,123
B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	0,193	0,286	0,075	0,537	0,449	0,097	0,227
C FİRMASI BURSA - NOSAB	0,368	0,286	0,394	0,070	0,235	0,097	0,227
D FİRMASI BURSA - ÇALI	0,368	0,286	0,394	0,070	0,235	0,252	0,423

EN İYİ TEDARİKÇİ SEÇİMİ	Tesis Yeri (Ulaşım, Nakliye)	Kalite Performansı ve belgeleri	Maliyet ve Finansal Yapısı	Üretim ve stok alanları	Teslimat Performansı	Müh.ve proje yeterliliği	Planlama yeterliliği	toplam	
A FİRMASI GEBZE	0,006	0,029	0,041	0,042	0,017	0,022	0,005	0,161	4
B FİRMASI BURSA - HASANAĞA	0,017	0,058	0,022	0,069	0,091	0,004	0,009	0,271	3
C FİRMASI BURSA - NOSAB	0,033	0,058	0,117	0,009	0,048	0,004	0,009	0,277	2
D FİRMASI BURSA - ÇALI	0,033	0,058	0,117	0,009	0,048	0,010	0,017	0,291	1

Bu çalışmada ilgili tedarikçi seçimi için en uygun firma en yüksek toplama sahip olan "D Firması Bursa - Çalı" dır.

D firması en yüksek önem değerine sahip ilk 5 kriterde C firmasıyla aynı sonuçlara sahip olmasına rağmen, mühendislik ve proje ile planlama kriterlerinde daha baskın çıkarak en iyi firma olarak seçilmiştir. B firması D firmasına göre sadece üretim ve stok alanları, ile teslimat performansında daha baskın çıkmıştır. A firması D firmasına göre sadece mühendislik ve proje performansında daha baskın çıkmıştır.

4. SONUÇ

Bu çalışma kapsamında ilk olarak, otomotiv sektöründe faaliyet gösteren bir işletmenin gelişen teknolojiye ve rekabete uyum gösterebilmesi için makine parkurunda yeniliğe gidilmesi planlanmıştır. Bu faaliyet gerçekleştirilirken hem alan kazanımı, hem de iş ortaklığı yapılan tedarikçilere gelişim ve kapasite anlamında fayda sağlayacak pres hattının dış kaynak kullanımına açılması düşünülmüştür. Doğru tedarikçi seçiminin yapılması için, literatürde pres hattı dış kaynak kullanımıyla ilgili çok fazla uygulamanın olmadığı gözlemlenmiş olup, çeşitli alanlarda birçok karar verme probleminde kullanılan çok kriterli karar verme yöntemlerinden birisi olan AHP uygulamasıyla çalışma desteklenmiştir.

Öncelikle tüm tedarikçiler arasında, tedarikçilerin performans puanlarına göre yapılan sıralamaya göre ve bulundukları farklı lokasyonlar dikkate alınarak, ayrıca yatırım finansmanı da en uygun olan dört tedarikçi firmadan oluşan alternatif kümesine karar verilmiştir. Eş zamanlı çalışma ile, dış kaynak kullanımıyla ilgili işletmedeki tüm bölümler parça, ekipman, müşteri beklentisi ve teknik bilgiler doğrultusunda kendi içlerinde sürdürdükleri değerlendirme toplantılarıyla dış kaynak kullanımı gerekliliğinin değerlendirmesini yapmışlardır. Gereklilik sonucunun olumlu çıkmasıyla da, tüm bölümler kendi uzmanlık alanlarına ait kriterlerini çıkartarak kriterler kümesi oluşturmuşlardır. Yine uzman görüşleri ve değerlendirmesiyle ortak mutabık kalınan karar sonucu belirlenen 7 kriterin tedarikçi seçimi çalışmasında kullanılmasına karar verilmiştir. AHP yöntemi kullanılanarak çıkan sonuçlara göre, pres hattı dış kaynak kullanımı

çalışmasında en uygun tedarikçinin en yüksek toplam puana sahip olan "D Firması Bursa - Çalı" olduğu sonucuna varılmıştır.

Bu çalışmanın işletmeye sağlamış olduğu kazanımlar aşağıdaki gibidir:

- Atıl duruma düşecek olan preslerin, hurda bedeliyle hurdaya atılması yerine ikinci el değeri üzerinden satış imkanı kazanılması,
- Yeni yatırımlara imkan sağlayacak, eski preslerin kapladığı alan kadar yer kazanılarak, yeni yer yatırımına girilmemesi,
- Finansal ve alan kazanımı olarak işletmeye sağlanan bu katkıdan dolayı müşteri beklentilerini üst düzey karşılayan, hızlı ve teknolojik yeni yatırımla yeni işlere imkân sağlanması.
- Parça üretimi dahil pres hattının dış kaynak kullanımıyla tedarik zincirine ekonomik katkı ve iş gücü anlamında istihdam sağlanması.

İşletmeler çok kriterli karar verme yöntemlerinin esasları doğrultusunda, performansa dayalı, tüm kriter ve bunların alt kriterleri göz önünde bulundurularak yapılacak ileriye dönük tedarikçi seçimlerini dikkate almaya başlamaktadır. Bunun sayesinde işletmelerin zamanla daha gelişen, rekabetçi, kalite düzeyi artmış.. vs. tedarikçi gruplarıyla çalışmaya devam etmelerinin, sürekli değişen ve gelişen otomotiv endüstrisine önemli katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

[1] Evren R., Ülengin F. (1992). Yönetimde Karar Verme, İstanbul Teknik Üniversitesi, pp. 57-61.
[2] Farhan, U.H., Tolouei-Rad, M., Osseiran, A. (2016). "Use of AHP in Decision-Making for Machine Tool Configurations", Journal of Manufacturing Technology Management, 27, 6, pp. 874-888.
[3] Kahraman, C., Demirel, N.Ç., Demirel, T., Ateş, N.Y. (2008), A SWOT-AHP Application Using Fuzzy Concept: E-Government In Turkey, Kahraman, C. (Ed.) (2008). Fuzzy Multi-Criteria Decision Making: Theory and Applications with Recent Developments, Springer, NY, pp. 91-92.
[4] Kehoe D., Boughton, N. (2001). Internet Based Supply Chain Management: A Classification of Approaches to Manufacturing Planning and Control, International Journal of Operations & Production Management, 21,4, pp. 516-524.
[5] Önder, G., Önder, E. (2014), Analitik Hiyerarşi Süreci, Yıldırım B.F., Önder, E., (Ed.) Operasyonel, Yönetsel ve Stratejik Problemlerin Çözümünde Çok Kriterli Karar Verme Yöntemleri, Dora Yay. Bursa, pp. 21-25.
[6] Turan, G., (2014), Çok Kriterli Karar Verme, Yıldırım B.F., Önder, E., (Ed.) Operasyonel, Yönetsel ve Stratejik Problemlerin Çözümünde Çok Kriterli Karar Verme Yöntemleri, Dora Yay. Bursa, pp. 18-19.
[7] Tzeng, G.H., Huang, J.J., (2011). Multi Attribute Decision Making: Methods and Applications, CRC Press, USA.
[8] Vaidya, O.S., Kumar, S., (2006). Analytic Hierarchy Process: An Overview of Applications, European Journal of Operational Research, 169, pp. 1-29.

STRATEJİK ÖNEME SAHİP NADİR TOPRAK ELEMENTLERİN (NTE) ELEKTRİKLİ ARAÇLARDA KULLANIMI

Reşat Uzmen[1]

FİGES Nükleer Teknoloji Geliştirme, Istanbul, Turkey
[1]Correponding Author: Reşat Uzmen, resat.uzmen@figes.com.tr

ÖZET

Dünyada yeni bir yönelim olarak elektrikli araçların giderek yaygınlaşması söz konusu araçların vazgeçilmez metallerinin de temininin güvence altına alınmasını gerektirmektedir. Bunların başında Nadir Toprak Elementleri olarak adlandırılan farklı ve önemli özelliklere sahip metaller gelmektedir. Türkiye bugün sahip olduğu 4 milyonu aşkın NTE rezervi ile oldukça önemli bir konuma sahiptir. Bilgi birikimi aktarılması ve AR-GE çalışmaları ile NTE'lerin uç ürünlerini elde etmek mümkün olabilecektir.

Anahtar kelimeler: NTE, neodimyum, elektrikli araçlar, disprosyum, sabit mıknatıslar.

RARE EARTH ELEMENTS (REE) OF STRATEGIC IMPORTANCE USE IN ELECTRIC VEHICLES

ABSTRACT

As a new trend in the world, the increasing spread of electric vehicles requires the supply of indispensable metals of the vehicles in question. Metals with different and important properties called Rare Earth Elements are the leading ones. Turkey has a very important position with REE reserves that more than 4 million have today. It will be possible to obtain the end products of NTEs by transferring knowledge and R&D studies.

Keywords: REE, neodymium, electric vehicles, dysprosium, permanent magnets.

1. GİRİŞ

Özellikle 2000'li yıllardan itibaren hızla gelişen yeni ve yenilikçi pek çok teknoloji ürününde (cep telefonları, bilgisayar sabit diskleri, renkli televizyonlar, fiber optik, ileri elektrik motorları, lazerler, süperiletkenler, mikrodalga iletişimi, vb.) NTE'lerin giderek daha çok kullanıldığı alanlardır. Yakın gelecekte geliştirilmekte olan ileri teknoloji ürünleri kesinlikle NTE'lere bağımlı olacaktır.

Yeşil (çevre dostu) teknolojilerde, hibrit veya sıfır karbon salımlı elektrikli otomobiller, vb. NTE'lere bağımlı teknolojileri de beraberinde getirmektedir. İleride soğutma teknolojilerinde NTE esaslı bileşenlerin kullanımıyla fosil yakıt tüketiminin dünya çapında % 15 azaltılması hedeflenmektedir.

Türkiye'de son zamanlarda ortaya çıkan "yerli ve millî otomobil" projesi (TOGG) olabildiğine yerli katkıyla yapılması öngörülen bir çalışma olarak takdim edilmiştir (URL1). Dolayısıyla otomobilin yapımında söz konusu olan bütün bileşenlerin yurt içinden temin edilmesi ve yurt içinde imâl edilmesi ilkesi geçerli olacaktır. Bu makalede elektrikli otomobilin NTE'leri ne ölçüde kullandığı, söz konusu NTE'lerin yurt içinde temin etme ve üretme imkânları incelenecektir.

2. NADİR TOPRAK ELEMENTLER (NTE) NEDİR?

Periyodik tabloda yer alan nadir toprak elementleri (NTE) biri doğada bulunmayan prometyum (Pm) olan 15 Lantanit grubu elementi ile bunlarla benzer kimyasal özelliklere sahip itriyum (Y) ve skandiyum (Sc) elementlerini içeren gruptur. NTE'lere hemen her zaman radyoaktif toryum (Th) ve kimi zaman uranyum (U) da eşlik eder. NTE'leri bulundukları kaynaklardan (cevherlerinden) topluca (konsantre olarak) elde etmek 100 seneyi aşkın bir zamandır bilinen bir sınaî prosestir.

NTE grubu içinde yer alan çeşitli elementlerin ortak bazı özellikleri olmasına karşın, her birinin, başka elementlerle ikame edilemeyecek, kendisine özgü manyetik, elektronik, fiziksel, kimyasal, ışıldama, radyoaktiviteyi zırhlama gibi benzersiz özellikleri vardır. Bu özelliklerinden dolayı NTE'ler özellikle son on yılda gelişen ileri teknolojilerde kullanılan değişik bileşenlerin enerji verimliliğini arttırırken, kapladıkları hacimleri de küçültme imkânı sağlamışlardır. Böylece elektroniğin girdiği hemen her dalda NTE'lerin kullanılmadığı bir alan kalmamıştır.

2.1 Türkiye'nin NTE rezervi ve üretim kapasitesi

Türkiye'de uzun yıllar öncesinden başlayan radyoaktif cevher arama faaliyetleri sırasında Eskişehir-Beylikova yöresinde radyoaktif toryum oluşumu bulunmuş, ileriki dönemlerde yapılan analiz çalışmaları ile toryumun yanında barit ve flüorit cevherleşmesi ile önemli NTE varlığı da tespit edilmiştir.

Dünyada NTE'lerin giderek artan önemine bağlı olarak gerek Beylikova'da, gerekse Türkiye'nin başka yörelerinde de MTA Genel Müdürlüğü tarafından arama ve rezerv tespitlerine hız verilmiştir. Eskişehir-Beylikova yatağının rezervi, sahanın mülkiyetine sahip Eti Maden İşletmeleri Genel Müdürlüğü tarafından 2015'ten sonra yapılan daha kapsamlı araştırmalar sonucu önemli bir değere yükselmiştir. Buna göre Beylikova sahasında 4 670 000 ton, ortalama %2,99 tenörlü NTE rezervi mevcuttur (Öztürk, 2019) Eti Maden İşletmeleri Beylikova cevher sahasında NTE'leri çıkarmak ve hafif NTE'leri ayırmak üzere bir pilot tesis kurmaya karar vermiştir.

Pilot tesis çalışmalarına göre 5000 ilâ 10 000 ton NTE/yıl kapasiteli bir tesis kurulması söz konusu olacaktır.

2.2 Dünyada NTE rezervi ve üretim kapasitesi

Dünyada Çin 44 milyonluk NTE rezervi ile önde gelmektedir. Onu 22'er milyonluk rezervleri ile Brezilya ve Vietnam izlemektedir. Hindistan 6,9 milyon ton ve Avustralya 3,4 milyon ton ile sonraki sıralamada yer almaktadır.

Üretim ise çok daha farklı bir görünüm arz etmektedir. Yıllık 120 000 ton ile Çin uzak ara diğer ülkelerin önünde yer almaktadır. Brezilya 1000 ton, Vietnam 400 ton, Hindistan 1800 ton, Avustralya 20 000 ton yıllık üretim değerlerine sahiptir (URL2). Eti Maden tarafından gerçekleştirilecek üretim Türkiye'nin Çin'den ve Avustralya'dan sonra önemli bir NTE üreticisi olarak dünya pazarında rol oynaması beklenmektedir.

3. NEDEN ELEKTRİKLİ ARAÇLAR?

BM İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi çerçevesinde 2015 yılında Paris'te yapılan taraflar konferansında alınan kararlar Paris İklim Anlaşması adıyla katılan bütün ülkelerin uymayı taahhüt ettiği bir uluslararası metin hâline gelmiştir. Buna göre fosil enerji salımları düşürülecek ve küresel ısınmadan kaynaklanan ortalama sıcaklık artışı +2 ºC ile sınırlanacaktı. Paris Anlaşmasında üzerinde önemle durulan hususlardan biri trafik ve ulaştırma kaynaklı salımların azaltılması olmuştur.

Elektrikli araçlar insanların ve ilerde malların taşınmasında giderek ön plana çıkmaktadır, çünkü elektrikli araçlar yenilenebilir (ve nükleer) kökenli kaynaklardan üretilen elektriği kullandıkları takdirde fosil yakıtların kullanımı gerileyecek, ayrıca büyük şehirlerin hava kirliliği de azalma yoluna girecektir. Ayrıca elektrikli araçların içten yanmalı motor kullanan araçlara göre daha verimli olduğu bilinmektedir. Bütün bu etmenlerin etkisiyle birçok motorlu taşıt üreten şirketler ve ülkeler giderek artan bir tempoyla elektrikli araçlar, özellikle elektrikli otomobiller üretimine geçmektedir.

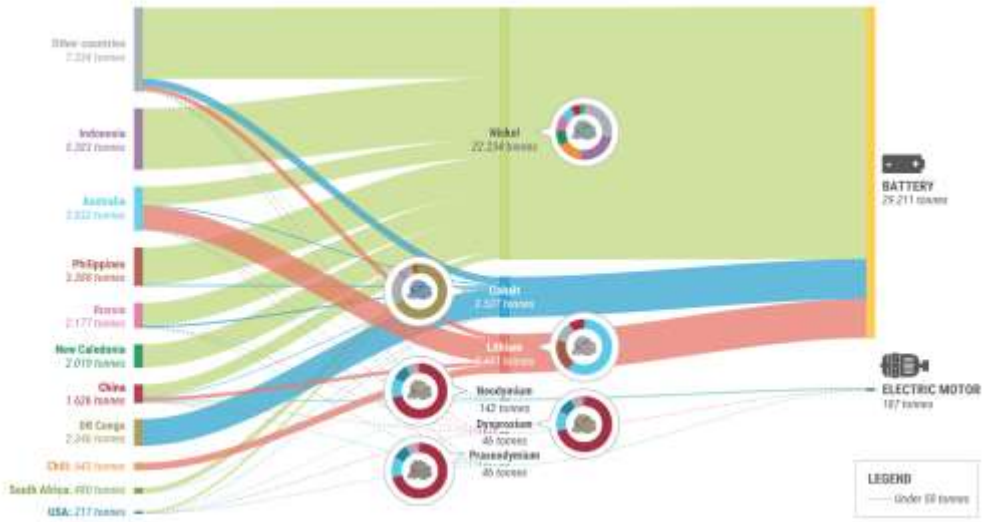
Nitekim son on yıl içinde elektrikli otomobil üretimi bir önceki yıla göre % 63 büyüme göstererek süratle artmış ve 2018'de dünya ölçeğinde 5 milyonu geçmiştir. Hâlen trafikte dolaşan elektrikli otomobillerin % 45'i Çin'dedir. Buna paralel olarak kullanılan elektrikli otomobil oranı Avrupa'da % 24 ve ABD'de %22'dir (URL3).

4. ELEKTRİKLİ OTOMOBİL TEKNOLOJİSİNİN İHTİYAÇLARI

Elektrikli araçların teknolojisi oldukça farklı olduğundan yeni teknolojinin gereği olarak farklı malzemeler, özellikle nikel, neodimyum, praseodimyum, kobalt, disprosyum gibi hem bulunmaları zor, hem üretimleri sırasında rastlanılan çevresel problemler, hem de elektrikli otomobillerin yapımında vazgeçilmez olmaları bakımından "kritik" olarak nitelenmelerine yol açmıştır.

4.1 NTE ihtiyacı ve kaynakların yeterliliği

Senkronize elektrik motorlar için NTE'lerden neodimyum ve disprosyum, NiMH (nikel esaslı hidrür) bataryalarda NTE karışımından oluşmuş mişmetal, lityum esaslı bataryalarda lityum ve kobalt kullanılmaktadır. Neodimiyum'un kullanıldığı rüzgâr türbinlerinin de giderek yaygınlaşması bu elemente olan talebi arttıran diğer bir etmendir.



Şekil 1. Elektrikli otomobiller için gerekli olan metaller, üretim miktarları ve kullanım yerleri. Metal Demand for Electric Vehicles, Universiteit Leiden, 2019.

Elektrik motorlarının vazgeçilmez unsuru olan sabit mıknatısların koersif gücü ve akı yoğunluğu aracın ekonomisini ve performansını doğrudan etkilendiğinden, bu özellikleri en yüksek olan malzemeler tercih edilmektedir. Şu ana kadar bulunmuş en yüksek koersif gücü olan malzeme demir ve bor alaşımında kullanılan neodimyumdur. Ancak neodimyumlu mıknatıslar yükselen sıcaklık ile bu özelliklerini kaybederler. Bu bakımdan çalışma sıcaklıkları 60-80 ^{o}C arasındadır. Bu olumsuz etkiyi kaldırmak için neodimyumlu mıknatıslara bir başka NTE grubu elementi olan disprosyum (Dy) katılarak çalışma sıcaklığı 160 ^{o}C'a kadar çıkarılır. Bu arada neodimyumun yanı sıra praseodimyumun kullanılmasının da mıknatısların gücünü arttırdığı yönünde bulgular elde edilmiştir.

Elektrikli araçlarda 100 kW'a kadar güç üretimi kullanıyor olsa da elektrikli otomobiller de ortalama 55 kW'lık motorlar kullanılmaktadır. Elektrikli motorlarda bulunan demir-bor-neodimyum mıknatısının kütlece bileşimi şöyledir: Nd: %31; Fe: %61,5; Dy: %4,5; Co: %2 ve B: %1. Genel formül olarak da $Nd_2Fe_{14}B$ kabul edilmiştir. Buna göre 55 kW'lık elektrik otomobil motor mıknatısında yaklaşık 200 g Nd ve 30 g Dy gerekli olmaktadır.

Eti Maden İşletmeleri Genel Müdürlüğüne ait olan Eskişehir-Beylikova NTE cevher sahasından 10 000 t/yıl toplam NTE üretimi söz konusu olursa, cevherin NTE içeriğine bağlı olarak 700-1000 ton/yıl Nd oksit, 250-350 t/yıl Pr oksit ve 10-15 t/yıl Dy oksit üretimi söz konusu olabilecektir (ETİ MADEN, 2006). Bu üretimin tümü elektrikli otomobillerde kullanıldığı varsayılırsa neodimyumun yılda 4,5 milyon kadar elektrikli otomobilin ihtiyacını karşılayacağı, ancak disprosyumun ise 450 000 araca yetebileceği hesaplanmaktadır. Disprosyum temini için ya yurt dışından alım, ya da yurt içinde yeni kaynakların aranıp bulunması gerekecektir.

4.2 NTE üretimi için gerekli altyapı kurulması

NTE içeren cevher öncelikle cevher zenginleştirme yöntemlerine tâbi tutulur ve işlenecek cevher miktarı azaltılırken, NTE içeriği arttırılır. Arkasından bu konsantre kimyasal liç işlemine sokularak NTE'ler ve diğer elementlerin sulu çözeltiye geçmesi sağlanır. Sulu çözelti içinde bulunan toryum ve diğer radyoaktif maddelerden arındırıldıktan sonra

NTE'lerin tek tek ayrılması ve saflaştırılması için "**solvent ekstraksiyon**" denen özel ve yüksek teknoloji gerektiren kimyasal prosese tâbi tutulur. Eskişehir-Beylikova cevheri ele alındığında, 10 000 ton/yıl NTE üretimi için yılda yaklaşık 350 000 ton cevher işleyecek bir tesise ihtiyaç olacaktır.

Tek tek ayrılan NTE'lerden (Ce, La, Nd, Pr ve diğerleri) ara kullanıcıların istediği kimyasal biçimde ürünler çıkarılması için ayrı tesislere ihtiyaç olacaktır. Örnek vermek gerekirse neodimyum ve birlikte bulunan praseodimyum karbonatları olarak çöktürülüp oksitlerine dönüştürülür ve sonuçta oksitleri üretilir.

Oksitlerinden metal yapılmak üzere günümüzde yerleşmiş üç teknoloji vardır: a) kalsiyotermi: kalsiyum, sodyum, alüminyum gibi metallerle Nd tuzlarının yüksek sıcaklıkta indirgenmesi; b) ergimiş tuz elektrolizi: Nd'un oksi-flüorür tuzunun katkı maddesi diğer tuzlarla birlikte 1000 ^{o}C dolayında ergitilerek elektrolizi; c) elektrodepozisyon: düşük sıcaklıkta ergiyen iyonik tuzların elektrolizi.

Bu yöntemleri seçecek kuruluşların ilgili bilgi birikimini ve donanımı çoğunlukla yurt dışlından temin etme durumu söz konusudur. Elde edilen metallerden demir ve bor ile birlikte sabit mıknatıs yapımı da ayrı bir teknoloji ve yatırım gerektirmektedir.

5. SONUÇ

Gerek Türkiye'de üretilmesi planlanan yerli elektrikli otomobil gerekse dünya mıknatıs ihtiyacına katkı sağlamak maksadıyla NTE üretimi önemli konu olmaktadır. Türkiye'nin hâlen bilinen NTE kaynakları özellikle neodimyum bakımından oldukça önemli bir zenginlik olarak gözükmektedir. Bunun için büyük yatırımlara ve yüksek teknoloji edinimine ihtiyaç olacağı açıktır.

Ancak "kritik" olarak adlandırılan disprosyum ve diğer NTE'lerin üretiminde mevcut kaynaklara ilâveten yeni cevher arama ve teknoloji geliştirme çalışmaları yapılması gerekmektedir. Bunun dışında elektronik atıklardan Nd, Dy, Pr gibi elementlerin geri dönüşüm teknolojisinin de geliştirilmesine ihtiyaç olacaktır. Bu maksatla MTA, NATEN, TÜBİTAK-MAM gibi kuruluşlara ve ilgi duyan özel sektöre büyük iş düşmektedir.

FİGES olarak NTE'lerin ayrılmasında önemli ve vazgeçilmez bir kademe olan solvent ekstraksiyonunun modellenmesi ve simülasyonu, bilgi birikimi konularında çalışmalara başlanmıştır.

REFERANSLAR

[1] URL 1: Türkiye'nin otomobili: https://www.togg.com.tr/content/otomobil
[2] ÖZTÜRK, H., HANİLÇİ, N., ALTUNCU, S., KASAPÇI, C. (2019) "Türkiye'nin nadir yer element (NYE) kaynakları: Özelliklerine ve kökenlerine genel bir bakış", Maden Tetkik ve Arama Dergisi, 159; pp. 133-148.
[3] URL 2: Top Rare Earth Reserves by Country, https://investingnews.com/daily/resource-investing/critical-metals-investing/rare-earth-investing/rare-earth-reserves-country/
[4] URL 3: Technology Report, IEA, https://www.iea.org/reports/global-ev-outlook-2019
[5] ETİ MADEN, 2006. Nadir Toprak Elementleri (NTE) Ön Ekonomik Değerlendirmesi, Eti Maden İşletmeleri Genel Müdürlüğü, Rapor No: ETİ.ARGE.400.02-2004.04.030

8X8 TAKTİK TEKERLİKLİ BİR MUHAREBE ARACINI SOĞUKTA ÇALIŞTIRMA TESTLERİ VE ÖN ISITMA SİSTEMİ OPTİMİZASYONU

Melek Eroğlu [1*], Murat Talay [2]

[1]Otokar Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş. Arifiye, SAKARYA, mcobor@otokar.com.tr
[2]Otokar Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş. Arifiye, SAKARYA, mtalay@otokar.com.tr

ÖZET

Soğuk iklim bölgelerinde düşük sıcaklıklarda uzun süre bekleyen askeri araçların çalıştırılması oldukça zorlayıcı olabilmektedir. Bu durumun üstesinden gelebilmek için araçlarda ön ısıtıcı sistemler kullanılmaktadır. Bu çalışmada soğuk iklim bölgelerinde kullanılan askeri araçlar için önem arz eden soğukta ilk başlangıç testleri sırasında dikkat edilmesi gerekenlere, test standardı gerekliliklerine ve ön ısıtıcı sistem bileşenleri ile ilgili bilgilere yer verilmiştir. Araçtaki kullanım koşulları ve sistem çeşitleri de düşünülerek ilgili standartlara uygun şekilde test icrasının ve ön ısıtma optimizasyonunun anlatımı hedeflenmektedir.

Anahtar Kelimeler: Soğuk iklim testi, soğuk depolama, soğukta ilk başlangıç, soğukta ilk çalıştırma, ön ısıtma, klimatik oda test, ön ısıtma optimizasyonu

ABSTRACT

It can be quite challenging to operate military vehicles that wait long at low temperatures in cold climates.To overcome this situation, preheater systems are used in vehicles. In this study, information about the attention to be taken during the first start tests in cold climate, which is important for military vehicles used in the cold climate regions and the requirements of the related test standard and the components of the preheater system is given. By considering the usage conditions and system variants in the vehicle, it is aimed to explain the test execution in accordance with the related test standards and pre heating optimization.

Key Words: Cold climate test, cold storage, first starting in cold, cold start, pre heating, climatic chamber test, pre heating optimization

COLD RUN TESTS AND PREHEATING SYSTEM OPTIMIZATION OF AN 8X8 TACTICAL WHEELED COMBAT VEHICLE

1. GİRİŞ

Soğuk iklim bölgelerinde kullanılan araçlarda öncelikli amaç aracın başarılı bir şekilde çalıştırılabilmesidir. Ortam sıcaklığına bağlı olarak yakıt ve motor su yoğunluğu artabilir ve hatta araç içindeki akışkanlar donmuş halde olabilir. Bu noktada motor suyu donma noktasının düşürülmesi amacıyla genellikle %50 glikol-%50 su karışımı olarak sistemde bulundurulur. Fakat bu durum tek başına sistemdeki suyun sıvı halde kalmasını sağlayamayacaktır.

Bu probleme yönelik olarak motor tahrikinden bağımsız olarak çalışan ön ısıtma sistemleri geliştirilmiştir. Bu sistemler akü yardımı ile beslenmektedir. Bu sistemlerde motordan bağımsız olarak yanma gerçekleşmekte ve sonucunda ısı elde edilmektedir. Elde edilen ısı motorun ilk hareketi sırasında ihtiyaç duyacağı şartları sağlamak amacıyla kullanılır.

Bir taşıt ısıtma sisteminde olması istenen özellikler; hızlı, doğa dostu, verimli, hafif ve otomatik olmasıdır.[5]

Ayrıca bu sistemler yalnızca motorun çalışmasına destek olmak amacıyla değil araç içindeki ısınmayı sağlamak amacıyla da kullanılmaktadır. Soğuk iklim koşullarında motor suyunun ısınması beklenmeden araç içinde istenilen konfor düzeyi bu sayede sağlanmaktadır.

Aracın soğuk iklim koşulunda sağlıklı bir şekilde çalıştırılabilmesi için sadece araç sıvılarının istenen yoğunlukta olması genellikle yeterli olmamaktadır. Aracın çalıştırılabilmesi için marş anında araç akülerinini belirli bir voltaj değerini sağlayabilmesi gerekmektedir.

Soğuk havalarda akülerin marş gücü azalmaktadır. Buna ek olarak araç motorunun çalıştırılması esnasında marş motorunun çektiği akım değeri de artmaktadır. Sonuçta soğuk iklim koşullarında akülerin perfromansı önemli hale gelmektedir. Çok soğuk havalarda akünün içindeki sıvının (elektrolit) donma riski bulunmaktadır. Tam şarjlı bir akü -70 °C'de donarken deşarj konumundaki bir akü deşarj seviyesine bağlı olarak -5 °C'de bile donabilir. Bu nedenle soğukta akülerin şarjlı halde bulunması önemlidir.[3]
Ayrıca bahsi geçen ön ısıtma sistemleri de akülerden akım çekeceği için akü performansı ön ısıtma evresinde de dikkat edilmesi gereken parametrelerdendir.

Yukarıda ifade edilen sebepler neticesinde soğuk iklimde çalışan araçlarda görülebilecek bazı problemlerin saptanabilmesi ve (ihtiyaç durumunda) araca uygun bir ön ısıtma sistemi tasarlanabilmesi için soğukta ilk çalıştırma testleri gerçekleştirilmektedir. Bu testler araç seviyesinde testler olduğundan test altyapısı olarak kontrollü bir klimatik odaya ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışmada örnek olması adına Otokar Test Merkezinde bulunan klimatik oda gösterilmiştir.

Test şartları aracın görev yapacağı bölgenin iklim koşulları dikkate alınarak seçilmektedir. MIL-STD-810G'de yer alan soğuk ortam sınıflandırmaları ve bu koşulların görüldüğü bölgelere **Tablo 1'de** yer verilmiştir.

Tablo 1: Soğuk İklim Kategorileri[4]

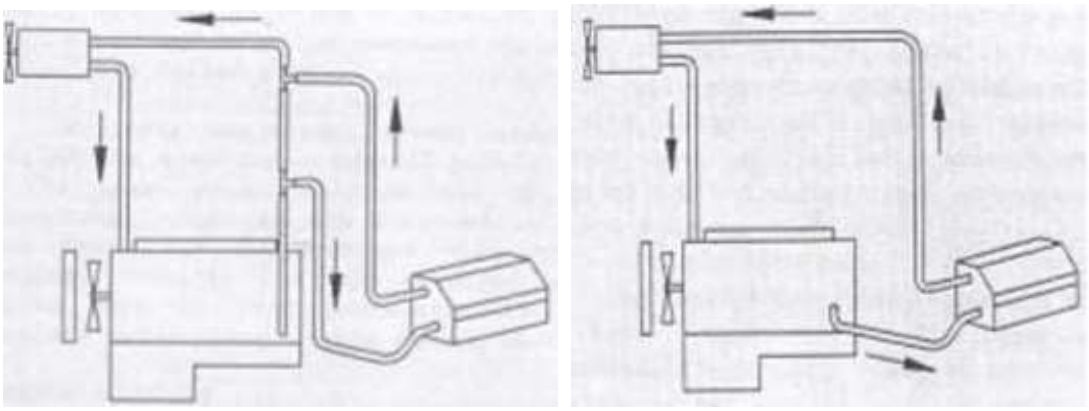
Kategori	**Bölge**	**Sıcaklık**	
		Hava Sıcaklığı°C(°F)	**İndüklenmiş Çevre Sıcaklığı (Depolama&Taşıma) °C (°F)**
Az Soğuk(C1)	Avrupanın büyük bir kısmı: Birleşmiş milletlerin kuzeyi; Kanadanın sahil bölgesi,yüksek enlemlerde yer alan sahiller(örn. Alaska'nın güney kıyıları); Düşük enlemlerdeki yükseltisi çok olan yerler	-21 ile -31 (-6 ile -24)	-25 ile -33 (-13 ile -27)
Soğuk(C2)	Kanada, Alaska(İç kısmı hariç); Görland adası(soğuk kutup harici);İskandinavya'nın kuzeyi; Asya'nın kuzeyi(bazı bölgeler);Yükseltisi çok olan bölgeler(kuzey ve güney yarımküreler); Alpler;Himalayalar;And dağları	-37 ile -46 (-35 ile -51)	-37 ile -46 (-35 ile -51)
Şiddetli Soğuk(C3)	Alaskanın iç kısımları; Yukon(Kanada); kuzey adalarının iç kısımları; Görland adasının buzulları; Asyanın Kuzeyi	-51 (-60)	-51 (-60)

2. İLAVE ISITMA SİSTEMLERİ VE ELEMANLARI

Ön ısıtıcılar sulu ve kuru tip olarak farklılık göstermektedir. Ön ısıtma sistemi içerisinde gerçekleşen yanma sonucunda elde edilen ısı yardımı ile motor suyunun veya doğrudan havanın ısıtılmasına göre isimlendirilirler.

Ön ısıtma sistemi devresi üzerinde bazı devre elemanlarının soğuk iklimden daha az etkilenmesi amacıyla soğuk iklime uygun izolasyon ceketleri de kullanılan opsiyonlar arasında yer alırlar.

Ön ısıtma sistemlerinin ısıtıcı ünitesi motor soğutma sıvısı devresine iki farklı şekilde, seri veya paralel olarak bağlanabilir.



Şekil 1: Paralel Konfigürasyon ve Seri Konfigürasyon [2]

Bir ön ısıtıcı sisteminin analizi altı konu incelenerek yapılabilir: yakıt sistemi, hava emiş sistemi, soğutma sıvısı, ateşleme, kontrol ve ısı transferi [2]

Yakıt sistemleri; yakıt emme borusu, yakıt iletim borusu, yakıt filtresi, enjektör, pompa vb. elemanlardan oluşur. Soğutma sıvısının akış debisi akış hattının tasarımı ile doğrudan ilişkili olup ön ısıtıcı sistemi tasarımında önem arz eder. Motor suyu ve yakıtın gerekli debide sistemde dolaştırılabilmesi için pompa sistemleri kullanılabilmektedir. Pompanın doğru seçilmesi sistem güvenliği ve performansına doğrudan etki etmektedir.

Isı değiştirici sistem; bir devir daim pompası, su ceketi içinde yer alan bir ısı değiştirici, sıcaklık sensörü ve hortum bağlantılarından oluşur. Pompa tipi ve karakteristikleri farklılıklar gösterir. Sıcaklık sensörü sistem kontrolü içindir. Sıcaklık sensörü sistemin soğutma sıvısının sıcaklığını kontrol ederek sistemi açar veya kapatır. [1] Isı değiştiriciler sistemin temeli olan ısı transferi için kullanılırlar.

Sistemin hava emişi sistemde yanmanın oluşabilmesi için önemlidir. Hava emiş sistemi soğuk iklim koşulu düşünülerek tasarlanmalıdır.

Ateşleme yalnızca ön ısıtma başlangıcında önemlidir, süreç boyunca yer almaz. Sistemin kontrolü en önemli konulardan birisidir. Sistemde birden fazla bileşen olduğundan sistemdeki tüm bu bileşenlerin doğru zamanda, doğru şeyi yapması beklenmektedir. Bu sırada eğer sistemde birden fazla sayıda veya çeşitte ısıtıcı kullanılıyor ise bu ısıtıcıların uygun yerlere etki etmesi sağlanmalıdır. Etkili ve kararlı bir ön ısıtma yapabilmek için sistem üzerindeki elemanların çalışma prensibi ve çalışmaya etki eden parametreler göz önünde bulundurulmalıdır.

Aşağıda örnek olarak sulu ve kuru ısıtıcılara ait resimler yer almaktadır.



Şekil 2: Eberspächer Sulu Tip Isıtıcı [6] ve Webasto Sulu Tip Isıtıcı Örnekleri[7]

3. TEST ALTYAPISI

Testler araç seviyesinde ve kontrollü klimatik kabinlerde gerçekleştirilmektedir. Çalışmada askeri araçlar soğukta ilk çalıştırma testleri için örnek test altyapısı olarak Otokar Test Merkezinde bulunan klimatik oda gösterilmektedir. Testin yapılacağı altyapı içerisinde bulunan hacim etrafında kalan alanda homojenliğin sağlanabileceği kapasitede bir klimatik oda olması koşullanma açısından daha avantajlı bir durumdur.



Şekil 3: Test Altyapısı

Tablo 2: Test Altyapısı Özellikleri

Özellik	Açıklama
Klimatik Oda	Weiss
Isıtma/Soğutma Kapasitesi	-45°C ile +60 °C sıcaklık %5 ile %95 bağıl nem
Eni/Boyu/Yüksekliği	6.6m/6.2m/16m
Egzoz Portu	Sol ortada ve arkada olmak üzere 2 adet egzoz portu bulunmaktadır.
Hava Beslemesi	Taze hava beslemesi filtreleme ve kurutma gibi işlemlerden geçerek oda içerisine verilmektedir.

4. ENSTRÜMANTASYON VE TEST STANDARDI

Soğuk başlangıç testleri öncesinde test aracında yoğun bir ölçüm ekipmanı enstrümantasyonu yapılmaktadır. Enstrümantasyon yapılırken sistem birleşenleri düşünülerek sensörler yerleştirilmelidir. Sistem optimizasyonu yapılmış bir sistemde enstrümantasyon ihtiyacı duyulmayabilir. Fakat soğukta ilk çalıştırma testleri aynı zamanda sistem optimizasyonu için yapılıyor ise testlerde ilgili noktalara sensör yerleştirmek gerekecektir. Sensör yerleşim noktaları sistem bileşenlerine ve sistem çalışma prensibine uygun şekilde belirlenmelidir. Aşağıdaki tabloda temel olarak alınacak ölçümlerde kullanılan ekipmanlar ve bu ekipmanlarının özelliklerine yer verilmiştir.

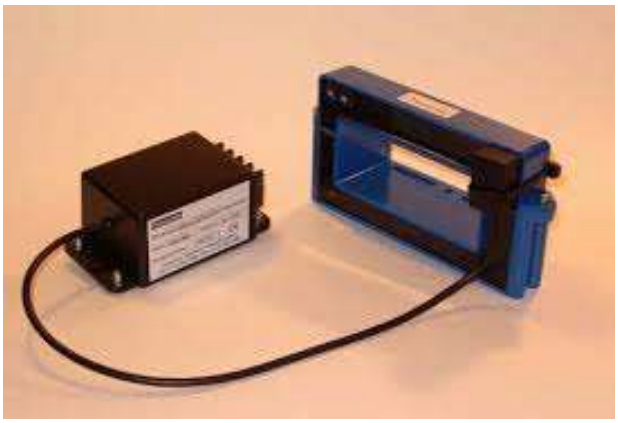
Tablo 3: Ekipmanlar ve Özellikleri

Ölçüm	Ekipman	Marka
Akım	Kablo üstü analog çıkışlı akım sensörü	POWERTEK
Sıcaklık	K tipi ısıl çift	OMEGA / ELİMKO
Voltaj	İletken Kablo	-
Veri Toplama	Çok kanallı; analog – dijital – sıcaklık giriş kartlarından oluşan veri toplama cihazı	HBM SOMAT EDAQ

Enstrümantasyon yaparken sistemde (var ise) yönlendirme vanaları öncesi ve sonrası, sisteme eklenen ısıtıcıların etkilediği hatlar, sistem hatları uzun ise hattın başı ve sonu, araç sıvılarının bulunduğu hazne veya depo şeklinde bölümlere, (sistemde varsa) kuru tip ısıtıcı üfleçlerine, yakıt ve su emiş-dönüş hatlarına termokupllar yerleştirilmelidir. Kullanım yerine ve tahmini ölçüm sıcaklığına göre uygun aralıklarda ve bağlantı şekline göre bir termokupl tipi belirlemek gerekmektedir.



Şekil 4: Çubuk Tipi Termokupl Örneği



Şekil 5: Ampermetre Örneği

Ayrıca sistemde güç kaynağı olarak kullanılan araç akülerinin bulunduğu bölgenin sıcaklık bilgisine ihtiyaç duyulabileceği için bu bölgeye de sensör yerleştirmekte fayda olabilir. Marş öncesinde araç aküleri dolu dahi olsa soğuk şartlarda performans düşüşü yaşanabilir.

Ön ısıtma sistemi de araç akülerinden besleneceği için ön ısıtma süresi boyunca ve marş öncesinde akü voltajının takibi gereklidir. Ön ısıtma süresinin ve ön ısıtma döngüsünün kararlaştırılmasında göz ardı edilemeyecek maddelerden biri akü voltajıdır. Akü kapasitesi doğru kullanılmaz ise araç tamamen ısıtılmış dahi olsa marş motorunu döndürecek bir akü voltajı ile karşı karşıya kalınabilir.

İletken kablo yardımı ile akü voltajını ölçmek mümkündür. Optimizasyon aşamasında bilgi olması amacı ile araçta marş akımı ölçümü de kablo üstü akım ölçerler ile yapılabilir. Aracın çalıştığı andaki devrinin görülebilmesi ve marş süresinin takibi için araç CAN bilgisine de ihtiyaç duyulacaktır.

Soğukta ilk çalıştırma testlerinde geçme- kalma kriteri olarak ön ısıtma sistemine (varsa) ve araca dışardan bir müdahale yapılmadan çalışması belirlenebilir.

Test standardı olarak askeri araçlar için hazırlanmış olan MIL-STD-810G referans alınmıştır. Test standardında test öncesi, test sırası ve test sonrasında uyulması gerekenler yer almaktadır.

4.1. Ön Isıtmasız Soğukta Çalışma Testi

Testlerde şartlama başlamadan önce akü seviyesi kontrol edilir. Testler akü tam şarjlı halde olmasa dahi gerçekleştirilebilir. Bu durum akülerin sayısı ve kapasitelerine bağlı olarak değişkenlik gösterir. Akü şarj seviyesi istenen düzeyin altında ise aküler dolu olanlar ile değiştirilir ya da şarj edilir. Şarj işlemi akü şarj cihazı (redresör) ile yapılabilir. Şarj işlemi bittikten sonra, şartlama anında açılması uygun görülen kapı ve klapeler açılır. Klimatik oda test edilmek istenen sıcaklığa ayarlanarak çalıştırılır.

Referans alınan sıcaklıkların (motor soğutma suyu, yakıt, motor yağı, şanzıman yağı vb.), test sıcaklığına ±2 °C tolerans bandında yaklaşması beklenir. İlgili sıcaklık aralığına ulaşılmasından itibaren, ek olarak 8 saat bekletilmelidir (Isıl stabilizasyon süresi). İlave bekleme süresinin nedeni, araçtaki tüm sıvı ve yapıların istenen sıcaklık değerine ulaşılmasının sağlanmasıdır. Isıl stabilizasyonun sağlanmasının ardından marş denemesine geçilir. [4]

Kontak açılır ve motor üreticisinin tavsiye ettiği süreyi geçmeyecek şekilde marş basılır. Motorun bu süreden önce çalışması durumunda marş basma işlemi durdurulur.

Motorun çalışmaması durumunda birden fazla marş denemesi yapılacak ise, diğer marş denemesini yapmadan önce marş motorunun güvenliği için 1-2 dk. beklenmesi tavsiye edilir (Araca özgü olarak değişkenlik gösterebilir).

Marş denemesi sırasında akü voltaj değeri kontrol edilir ve uygun seviyenin altına düşmesi durumunda marş denemesi durdurulur.

4.2. Ön Isıtmalı Soğukta Çalışma Testi

Testlerde şartlama başlamadan önce akü seviyesi kontrol edilir. Akü şarj seviyesi istenen düzeyin altında ise ya aküler dolu olanlar ile değiştirilir ya da şarj edilir. Şarj işlemi akü şarj cihazı (redresör) ile yapılabilir.

Şarj işlemi bittikten sonra, şartlama anında açılması uygun görülen kapı ve klapeler açılır. Klimatik oda test edilmek istenen sıcaklığa ayarlanarak çalıştırılır.

Referans alınan sıcaklıkların (motor soğutma suyu, yakıt, motor yağı, şanzıman yağı vb.), test yapılacak sıcaklığa ±2 °C tolerans bandına yaklaşması beklenir. İlgili sıcaklık aralığına ulaşılmasından itibaren, ilave 8 saat bekletilmelidir (Isıl stabilizasyon).[4]

İlave bekleme süresinin nedeni, araçtaki tüm sıvı ve yapıların istenen sıcaklık değerine ulaşılmasının sağlanmasıdır. Isıl stabilizasyonun sağlanmasının ardından ön ısıtma prosedürü manuel veya otomatik olarak başlatılır. Ön ısıtma prosedürü bittiğinde ilk marş denemesi yapılabilir.

NOT: Test ön ısıtma senaryosunun oluşturulması için yapılıyorsa marş basma süresine, ısıtıcıların devreye alınma sıralarına ve açık kalma sürelerine, ilgili sıcaklıklar takip edilerek karar verilir.

Kontak açılır ve motor üreticisinin tavsiye ettiği süreyi geçmeyecek şekilde marş basılır. Motorun bu süreden önce çalışması durumunda marş basma işlemi durdurulur.

Motorun çalışmaması durumunda birden fazla marş denemesi yapılacak ise, diğer marş denemesini yapmadan önce 1-2 dk. beklenmesi tavsiye edilir. (Araca özgü olarak değişkenlik gösterebilir)

Marş denemesi sırasında akü voltaj değeri kontrol edilir ve uygun seviyenin altına düşmesi durumunda marş denemesi durdurulur.

5. TEST KONTROL PARAMETRELERİ

Test öncesi, test sırasında ve test sonrası kontrollerin yapılması testin doğru yapılabilmesi için gereklidir. Aşağıdaki örnek olarak hazırlanmış tablo testlerde kontrol edilmesi gereken temel parametreleri içermektedir.

Tablo 4: Örnek Kontrol Parametreleri Tablosu

Özellikler	**Açıklama**
Motor	Motor teknik özellikleri,
Şanzıman	Şanzıman teknik özellikleri,
Marş Motoru	Marş Motoru teknik özellikleri
Yakıt Sistemi	Yakıt Sistemi şematik gösterimi, sistemde bulunan pompa, depo vb teknik bilgileri
Akü	Akü sayısı, akü voltaj değeri (12 V/24 V), yedek akü sayısı, (redresörle şarj edilecekse) şarj akımı, akü şarj prosedürü (adımları), şarj işlemi sonlandırma kriteri
Ön Isıtma Sistemi	Ön ısıtma sistemi elektrik şeması, yakıt ve su hattı şemaları
Yakıt	Araçta kullanılan yakıt tipi, donma noktası(varsa), numune
Antifiriz	Antifiriz teknik özellikleri, oranı, numune

Motor Yağı	Motor yağı teknik özellikleri, donma noktası(varsa), numune
Şanzıman Yağı	Şanzıman yağı teknik özellikleri, donma noktası(varsa), numune
Hidrolik Yağ	Hidrolik yağ teknik özellikleri, donma noktası(varsa), numune
Aks Yağı	Aks yağı teknik özellikler, donma noktası(varsa), numune
Direksiyon Yağı	Direksiyon yağı teknik özellikleri, donma noktası(varsa), numune
Gres	Gres teknik özellikleri, donma noktası(varsa), numune
İlave Isıtıcı(lar)	İlave Isıtıcı sayısı, türleri, kapasiteleri(varsa), etkiledikleri alanlar, araç içi yerleşimleri

6. OPTİMİZASYON VE SONUÇ

Ön ısıtma senaryosunun optimizasyonunda akü durumu, ön ısıtma sistemi yakıt tüketimi, kullanıcı beklentisi ve marş süresine etkisi göz önünde bulundurulmalıdır. Ayrıca ön ısıtma sistemindeki sistem elemanlarının çalışma sıcaklıkları da düşünülerek önceliklendirme yapılmalıdır. Ön ısıtma döngüsünün optimize edilmiş olması sistemin kararlılığı ve sistemin kullanım süresi ile doğrudan ilişkilidir.

Optimize edilmiş bir sistemde soğukta ilk çalıştırma testleri icra ediliyor ise standartta belirttiği şekilde test gerçekleştirilmelidir. Koşullanma öncesi akülerin istenilen doluluk seviyesinde olmasına özen gösterilmeli, emin olunduktan sonra koşullanmaya başlanmalıdır. Testte koşullanma süresine dikkat edilmelidir. Optimize edilmiş bir araç dahi olsa koşullanma süresinin doğru bir şekilde tayin edilebilmesi için araç sıvılarından sıcaklık ölçümü alınmalıdır.

Ayrıca birçok testte olduğu gibi koşullanma öncesinde test aracının mekanik ve elektronik açıdan kontrollerinin yapılması, bu kontrollerin liste haline getirilmesi sistem güvenliği açısından gerekli olacaktır. Bu kontroller yardımcı alt sistemlerin çalışmasını da içerebilir. Bu sayede test öncesi ve test sonrası olarak karşılaştırma yapılabilir.

REFERANSLAR

[1] Şekeroğlu S.Seçkin, Taşıtlarda Ön Isıtıcılar Isıl Konfora Etkileri ve Ön Isıtma Süresi Optimizasyonu, Yıldız Teknik Üniversitesi Yüksek Lisans Tezi,İstanbul, Mayıs 2002

[2] Kelling G., Nelson K., Byrnes B., Diesel Fuel Fired Heaters, International Truck and Bus Meeting and Exposition; Toledo, Ohio, USA; November 16-19, 1992

[3] http://www.mutlu.com.tr

[4] MIL STD 810 G, 31 Ekim,2008

[5] Boltz N., Renner M., Koch P., A Fast Auxiliary Defrosting/Heating System, Subzero Engineering Conditions Conference, Finland; February 3-6, 1992

[6] https://www.eberspaecher-turkey.com

[7] https://www.webasto-comfort.com

AYRIK AKSTAN HİBRİT BİR PROTOTİP ARACIN ÜRETİMİ VE PROTOTİP TESTLERİ: BİRİNCİ KISIM- BİLEŞENLERİN KARAKTERİZASYONU VE ŞASİ DİNAMOMETRE TESTİNİN HAZIRLANMASI

S. Çağlar Başlamışlı[1], Bayramcan İnce[2]
[1,2] Hacettepe Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Müh. Böl., ANKARA
[1] Correponding Author: S. Çağlar Başlamışlı, scaglarb@hacettepe.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada, gerçek zamanlı deney ortamı için tasarlanmış üç tekerlekli hibrit taşıt platformunun üretimi ve bu araca ait donanımlar için kurulan veri toplama sistemi anlatılmaktadır. Bununla beraber aracın güç aksamına ait karakterizasyon ve sinyalizasyon çalışmaları tanıtılmıştır. Araca ait Elektrik motoru (EM), İçten yanmalı motor (İYM), varyatör tipi şanzıman (CVT) gibi donanımların şasi ve elektromekanik tozlu fren dinamometre sistemleriyle karakterizasyon çalışmaları yapılmıştır. Karakterizasyon çalışmaları sonucunda ortaya çıkan tork, yakıt ve verim haritaları, gerçek zamanlı mikro denetleyici (MABX II) donanımı ile birlikte kullanılarak, gaz kelebeği açısı, komuta voltajı, rejeneratif frenleme aktivasyonu gibi sinyaller oluşturulmuştur. Çalışmanın geneline bakıldığında donanımların karakterizasyon çalışmalarında maliyeti düşük özgün yöntemler uygulanmıştır. Aynı zamanda yol testlerine gerek kalmadan birçok donanımın bir arada kullanılmasıyla dinamometre üzerinde özgün bir deney düzeneği kurulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Prototip araç, Dinamometre test düzeneği, Güç aksamı karakterizasyon çalışması, Gerçek zamanlı kontrol

PRODUCTION AND PROTOTYPE TESTING OF SPLIT-PARALLEL THROUGH-THE-ROAD HYBRID ELECTRIC VEHICLE: PART I- CHARACTERIZATION OF COMPONENTS AND PREPARATION OF CHASSIS DYNAMOMETER TEST

ABSTRACT

In this study, the production of three-wheeled split-parallel through-the-road hybrid electric vehicle platform designed for real-time test environment is explained. In addition, characterization and signaling studies of the power electronics group of the vehicle have been introduced. Characterization analyses of components of hybrid vehicle such as Electric Motor (EM), Internal Combustion Engine (ICE) and Continuous Variable Transmission (CVT) and chassis and powder brake dynamometer systems were carried out. The torque, fuel and efficiency maps generated by the characterization studies were used conjunction with the real time microcontroller (MABX II) to generate signals such as throttle angle, command voltage, regenerative braking activation. In general, low cost original methods were developed to analyses characterization of components. At the same time, a unique test set-up was established on the dynamometer by using a combination of equipment without the need for road tests.

Keywords: Prototype vehicle, Dynamometer test setup, Powertrain characterization study, Real-time control

1.GİRİŞ

Bilimsel literatürde, farklı derecelerde elektrikli/hibrit mimarilerine sahip taşıtların döngüde yazlımsal ya da donanımsal benzetim oluşturularak, emisyon ve yakıt tüketimi değerlerini modelleyen çalışmalar bulunmaktadır [2,3]. Bu çalışmaların bir kısmında, içten yanmalı ve elektrik motorlarının farklı akslara tahrik vererek yol üzerinden (Through-the-road) oluşturduğu paralel hibrit taşıt tipleri kullanılmıştır. Böylelikle iki güç kaynağı arasında mekanik paylaşım mekanizmasına gerek duyulmamaktadır. (Zulkifli vd. [4]) çalışmalarında, önden çeker konvansiyonel bir aracın arka tekerleklerine doğrudan tahrik verecek şekilde jant içi elektrik motor entegre ederek hibrit enerji yönetim algoritmalarının sınanabileceği bir platform oluşturmuştur. Kurulan bu yapıda, güç akışının gerçekleştirilebilmesi için enerji yönetim sistem kontrolcüsü, İYM kontrol ünitesi ve elektrik motor kontrolcüsüne bağlanmaktadır. Bu çalışmada verimli bir güç aktarımı yapabilme adına elektrik motorların tork kontrolü üzerinden sürülmesi önerilmektedir. Bu akış

içerisinde son olarak ana kontrolcü güç isteği doğrultusunda bağlı olduğu kontrol ünitelerini komuta sinyalleri göndermektedir.

Farklı araç mimarileri için güç aktarma tiplerinin belirlenmesi, güç paketlerinin maliyeti ve konvansiyonel araç mimarilerine göre avantajlarını ve dezavantajlarını sunan çalışmalar bulunmaktadır [5]. Buna ek olarak, Wayne Üniversitesi tarafından EcoCar 2 yarışması için hibrit bir araç platformu için dSPACE platformu kullanılarak döngüde yazılımsal ve donanımsal benzetimler oluşturularak farklı sürüş çevrimlerinde hibrit kontrol yöntemlerinin geliştirilmesi gerçekleştirilmiştir [6–8]. Başka bir çalışma içerisinde [9], mevcut dizel bir aracın arka aksına elektrik motor yerleştirilerek ayrık akstan paralel hibrit taşıt platformu oluşturulmuştur. Araç ile kural tabanlı hibrit enerji yöntemleri, yakıt, emisyon ve performans değerleri test edilmiş ve eski taşıt yapısıyla karşılaştırmalar yapılmıştır. Bununla beraber, (Köprübaşı [10]) tezinde ayrık akstan paralel hibrit taşıt platformu üzerinde hibrit algoritmalarıyla beraber aracın sürülebilirlik parametrelerini de içeren optimizasyon tabanlı algoritmalar geliştirmiş ve bu yönetim sistemlerini gerçek zamanlı yol testlerinde gerçekleştirmiştir.

Hibrit araçların güç aktarma sistemleri üzerine de birçok bilimsel çalışma yürütülmektedir. Bir tez çalışmasında [11], hibrit araçların güç aktarma sistemlerinin geliştirilmesine yönelik araştırmalara yardımcı olmak amacıyla, şasi dinamometresi üzerinde insansız sürüş programı geliştirilmesinin tasarım aşamaları sunulmaktadır. Çalışma içerisindeki birçok adım aynı zamanda hibrit enerji yönetim sistemlerinin test edilmesi için gerekli adımları kapsamaktadır.

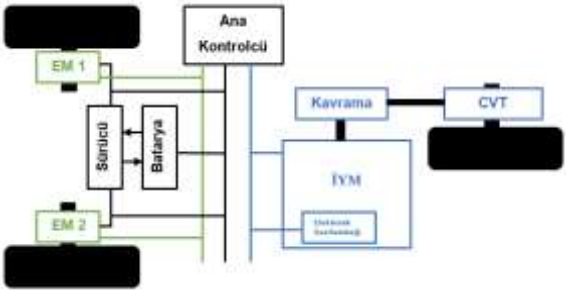
Hibrit kontrol sistemlerinin yanı sıra otomotiv kontrol sistemlerinin saha testlerine çıkmaksızın test edilmesini sağlayan yol taşıt simülatörü üzerine yapılan çalışmalar mevcuttur [13]. Çalışma içerisinde, gerçek zamanlı donanım içeren yol taşıtı simülatörleri üç türe ayrılmıştır. Birinci tip, araç dinamiğinin ve görselliğinin tek bir bilgisayar üzerine gömülmesi, ikinci tip, araç dinamiği ile görsellik ve diğer etkenlerin ayrı bilgisayarlarda çalıştırılarak birbiriyle haberleştirilmesi, üçüncü tip ise ikinci tipin geliştirilmiş hali olarak görselliğin birden çok bilgisayar tarafından yönetilmesi olarak tanımlanmaktadır.

Mevcut çalışmada, ayrık akstan paralel hibrit bir araç platformu üretilmiş ve dinamometre üzerinde hibrit enerji yöntemi algoritmalarının test edilebilmesi için ön hazırlık çalışmaları yürütülmüştür. Bölüm 2'de, hibrit taşıt üzerinde kullanılan donanımlar ve hibrit enerji yönetim sistemi algoritmalarının uygulanabilmesi için gerekli olan elektrik ve içten yanmalı motorların karakterizasyon çalışmaları, sürekli değişken şanzıman davranışları ve batarya yönetim sistemi anlatılmaktadır. Bölüm 2.1 kısmında elektronik gaz kelebeği entegrasyonu, veri toplama sisteminin ve ana kontrolcü mikro denetleyici MicroAutoBox II (MABX II) donanımının tanıtılması yer almaktadır. Bölüm 2.2 ile motorlara ve diğer donanımlara ait performans ve verim haritalarının oluşturulması aktarılmaktadır. Haritaların oluşturulmasında ve hibrit algoritmalarının gerçek ortamda sınanmasında şasi ve elektromekanik tozlu fren dinamometre sistemleri kullanılmıştır. Böylelikle motorlara ait tork haritası, motor verimi, yakıt haritası ve şanzıman oranları elde edilmiş ve gerçek zamanlı testler için hibrit algoritmaların gömüldüğü mikro denetleyici (dSPACE MABX II) donanımı kullanılarak gerekli gaz kelebeği, komuta voltajı, rejeneratif frenleme aktivasyonu gibi kontrol girdileri üretilerek hibrit aracın test edilebileceği bir deney ortamı ortaya çıkmıştır. Bölüm 3 ile gerçek zamanlı hibrit enerji yönetim sistemleri testinde kullanılan donanımların deney ortamına entegrasyonu ve genel devre şeması anlatılmıştır. Bölüm 4 ile çalışma içerisinde oluşan sonuçların genel bir değerlendirmesi yapılmıştır.

2.HİBRİT ARAÇ YAPISI VE KARAKTERİZASYON ÇALIŞMALARI

2.1. Hibrit Araç Yapısı ve Kullanılan Donanımlar

Bu bölümde, ayrık akstan paralel hibrit taşıt platformunun mimarisine, güç gruplarının ve diğer donanımların seçimine yer verilmektedir. Hibrit kontrol algoritmalarının uygulanabileceği platformu yaratmak için motosiklet motoru ve ATV aktarma organları kullanılmış ve buna uygun olarak, çalışma kapsamında içten yanmalı motor arka tekerleği, jant içi elektrikli motorlar ise ön tekerlekleri tahrik edecek şekilde üç tekerlekli bir taşıt üretilmiştir. Bunun yanı sıra elektrik motorları için gerekli batarya paketi ve gerçek zamanlı hibrit enerji yönetim sistemi testlerinin yürütülebilmesi için mikro denetleyici (MABX II) donanımı temin edilmiştir. Bu bağlamda, prototip aracın tasarım ve üretim aşamalarında hibrit enerji yönetim sistemi algoritmalarının uygulanabilmesi için seçilen güç grubu elemanlarına (İYM, EM, Batarya paketi vb.) ait özelliklerin detayları aşağıda verilmektedir. Ayrık akstan paralel hibrit taşıt platformuna ait donanımların oluşturduğu araç mimarisi ve akış şeması Şekil 1 ile gösterilmektedir. Çalışma içerisinde yer alan ayrık akstan paralel hibrit taşıt platformuna ait donanımların oluşturduğu ara prototip araca ait görsel Şekil 2 ile araç özelliklerine ait diğer bilgiler ise Tablo 1 ile verilmektedir.



Şekil 1. Prototip araç mimarisi



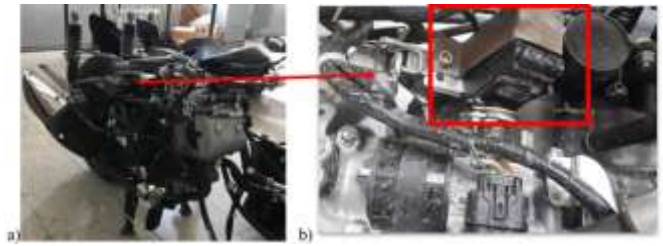
Şekil 2. Prototip araca ait görseller

Tablo 13. Prototip araç özellikleri

ÖGE	PARAMETRE	DEĞER
Araç	Tür	Paralel Hibrit
	Kütle	380 (kg)
	Yuvarlanma direnci katsayısı	0,01
	Hava direnci katsayısı	0,5
	Ön cephe alanı	2 (m^2)
	Tekerlek yarıçapı	0,29 (m)
Şanzıman (Varyatör)	Vites oranları	[3,39, 0,61]
	Son dişli oranı	7,33
	Şanzıman verimi	0,8
İYM	Yakıt Türü	Benzin
	Maksimum Güç	19 (kW)
	Maksimum Hız	7500 (RPM)
EM	Maksimum Güç	2x1 (kW)
	Maksimum Hız	600 (RPM)
Batarya	Kapasite	3(kW.h)
	Maksimum Akım	40 (A)
	Açık Devre Voltaj	72 (V)

2.1.1. İYM Donanımı ve Servo Motor Entegrasyonu

İYM donanımı için motor devri, kelebek açısı, yakıt miktarı gibi veri setlerinin ölçülebilir ve yayınlanabilir olması dikkate alınarak seçimler yapılmıştır. Arka tekerleğin tahriki için kullanılan içten yanmalı motor Honda NSS300 Forza motosiklet üzerinden tedarik edilmiştir. Motor bölümüyle beraber aktarma organları da alınarak tam uyumlu bir tahrik modeli kurulmuştur. Mevcut motor 19 kW güce, 280 cc tek silindirli programlı yakıt enjeksiyon sistemine ve elektronik kontrol ünitesine sahiptir. Bu bağlamda, hibrit tahrik modelinde enerji yönetim algoritmalarının yürütülebilmesi için içten yanmalı motordan gerekli sinyaller (Motor devri, yakıt miktarı, Kelebek açısı vb.) alınarak hibrit enerji yönetim sistemine verilmiştir. İYM üzerinde bulunan sensörlerden elde edilen sinyallerin doğruluğu motorun diyagnostik port üzerinden (OBD) eş zamanlı olarak alınan verilerle yapılmıştır. Temin edilen Honda marka motoruna ait ürün görseli Şekil 3 ile gösterilmektedir.

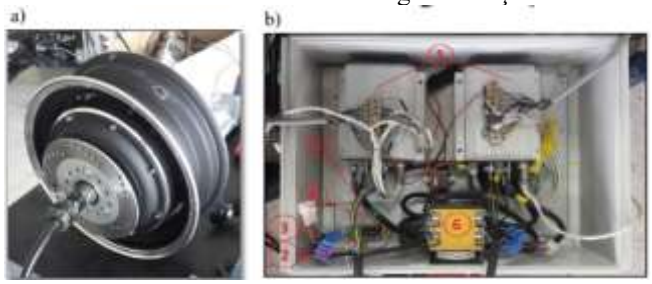


Şekil 3. a) Hibrit taşıt platformunda kullanılan İYM b) Servo motor entegrasyonlu elektronik gaz kelebeği

Mevcut İYM'de gaz kelebeği kontrolü tel aracılığıyla yapılmaktadır. Ancak, hibrit enerji yönetim sistemi algoritmalarının uygulanabilmesi için telli gaz pedalı yerine elektronik kontrollü bir sistem entegre edilmesi gerekmektedir. Bu sebeple, elektronik gaz kelebeği sistemi için servo motor entegrasyonu gerçekleştirilmiştir (Bkz. Şekil 3). Bu dönüşümde, servo motor dışında, 0-5V elektronik gaz pedalı ve Arduino Uno geliştirme kartı kullanılmıştır. Kullanılan geliştirme kartı pedal tarafından üretilen sinyali alarak servo motorun kullanabileceği sinyal dalgasına dönüştürmektedir.

2.1.2. Elektrik Motor ve Sürücüler

Elektrik motoru seçiminde entegrasyon kolaylığı olması açısından jant içi elektrik motor tipi seçilmiştir. Seçilen elektrik motorları QS Motor markasının 1 kW'lık güce sahip motorlarıdır. Aynı zamanda elektrik motorlarının sürülebilmesi amacıyla her motor için ayrı olarak, Kelly Controller marka 72 Volt, 150 Amper seri haberleşme portuna sahip sürücüler kullanılmıştır. Buna ek olarak, Hibrit enerji yönetim sistemi algoritmalarını kullanabilmek için elektrik motorlarına, İndüktif hız sensörü entegre edilerek motor hızı verisi elde edilmiştir. Kullanılan Kelly Controller marka sürücüler elektrik motoruna rejeneratif frenleme komutları verebilmekte ve analog olarak komuta voltajı gönderebilmektedir. Temin edilen elektrik motor ve sürücülere ait görseller Şekil 4 ile verilmiştir.



Şekil 4. Elektrik güç grubu a) QS motor marka jant içi motor b) Kelly Controller marka sürücü (1) Sürücüler, 2) Elektrik motor Hall Effect sensör kablosu 3) Sensör güç kaynağı, 4)Elektrik motor faz kablosu, 5) Sigorta, 6) Kontaktör)

2.1.3 Batarya Paketi

Çalışmada batarya paketi olarak 20 seri 12 paralel Panasonic NCR18650BF tipi toplam 240 hücreden oluşan, 72V 40Ah lityum iyon batarya paketi kullanılmaktadır. Batarya yönetim sistemine sahip olan batarya paketi seri iletişim protokolü üzerinden bataryaya ait voltaj, akım, sıcaklık değerlerini yayınlamaktadır. Böylelikle hibrit enerji yönetim algoritmaları için gerekli veri paketi batarya tarafından sağlanmaktadır.

2.1.4. Veri Toplama Sistemi

2.1.4.1. Dinamometre Sistemi

Mevcut çalışmada, üretilen ayrık akstan hibrit araçta kullanılan içten yanmalı motora ait karakterizasyon çalışmalarının (Tork haritası, Motor verim haritası, Yakıt haritası, şanzıman oranları vb.) yapılmasında ve hibrit enerji yönetim sistemlerinin gerçek ortamda sınanmasında bir şasi dinamometresi kullanılmıştır. Hacettepe Üniversitesi Makine Müh. Otomotiv Laboratuvarındaki şasi dinamometresinde her biri 250 kg ve 250 mm çapında olan dört adet silindir bulunmaktadır. Dinamometrede, uygulanan torkun tespiti için, taşıtın kinetik enerjisini simüle eden silindirlerin ivmelenmesi ve hızlanma süreleri üzerinden uygulanan torkun hesaplanmasına dayalı bir yöntem izlenmektedir. Silindir hızlarını ölçmek için 100 puls/devir çözünürlüğünde döner enkoder (SICK DBS50E-S5EK0010) kullanılmaktadır. Elde edilen verilerin işlenmesinde aşağıda verilen denklemler kullanılmıştır:

Enerji Değişimi : $\Delta E = \frac{1}{2} I(w_{silindir,ilk}^2 - w_{silindir,son}^2)$ (1a)

Güç: $P = \frac{\Delta E}{dt}$ (1b)

Tork: $T = \frac{P}{w_{silindir}}$ (1c)

2.1.4.2. dSPACE MicroAutoBox II Mikro Denetleyici Entegrasyonu

Hibrit araç uygulaması için yapılan tüm deneyler, içerisinde mikro denetleyici bulunduran dSPACE MABX II donanımı tarafından gerçekleştirilmektedir. MABX II donanımında; analog sinyal girdi/çıktısı, dijital sinyal girdi/çıktısı, CAN Bus ve RS232 hattı bulunmaktadır. MABX II, Matlab/Simulink ortamında, gerçek-zamanlı ara yüz kütüphanesi kullanılarak programlanabilmektedir. Mevcut çalışmada, MABX II donanımı enerji yönetim algoritmalarının hazırlanmasında ve elektrik motoru, batarya ve içten yanmalı motor üzerinde bulunan sensör ve eyleyicilerin yönetiminde kullanılmaktadır. Güç gruplarına ait sensör verilerinin ve kontrol girdilerinin MABX II donanımıyla haberleşmesini sağlayan pin tanımları Tablo 2 ile gösterilmektedir.

Tablo 2. Kullanılan ekipmanlar ile MABX II arasındaki pin tanımları

Veri Tipi	Bulunduğu Konum	Kullanılan Donanım	Kullanılan Sinyal/dSPACE Pin
Motor Hızı	İçten Yanmalı Motor	İndüktif (CKP Sensör)	Dijital Pin-Girdi /DigP 1 ch 1-in
Teker Hızı	İçten Yanmalı Motor	İndüktif (Hız Sensör)	Dijital Pin-Girdi /DigP 1 ch 2-in
Gaz Kelebeği Açısı	İçten Yanmalı Motor	Servo Motor	Analog Pin-Çıktı/(Analog ch 1-out
Teker Hızı	Elektrik Motor	İndüktif-(Sonradan Entegre)	Dijital Pin-Girdi /DigP 1 ch 3-in
Rejeneratif fren-Anahtarlaması	Elektrik Motor	MicroAutoBox II	Dijital Pin-Çıktı /Analog ch 2-out
Çekiş-Voltaj Komutu	Elektrik Motor	MicroAutoBox II	Analog Pin-Çıktı/Analog ch 3-out
Rejeneratif-Voltaj Komutu	Elektrik Motor	MicroAutoBox II	Analog Pin-Çıktı/Analog ch 4-out
Voltaj Değeri	Batarya	Batarya Yönetim Sistemi	Seri Haberleşme Pin-Girdi/Serial 1 Rx-Tx)
Akım Değeri	Batarya	Batarya Yönetim Sistemi	Seri Haberleşme Pin-Girdi/Serial 1 Rx-Tx)
Gaz Pedalı	Sonradan Entegre	Potansiyometre	Analog Pin-Girdi/Analog ch 1-in

2.2 Güç Gruplarına ait Karakterizasyon Çalışmaları

Bu makalenin devam çalışması olan 'Ayrık akstan hibrit bir prototip aracın üretimi ve prototip testleri: ikinci kısım-hibrit enerji yönetim algoritmalarının gerçek zamanlı şasi dinamometre testleriyle sınanması' içerisinde ayrık akstan hibrit araç için tasarlanan hibrit algoritmalar test edilmiştir. Bu testlerin gerçekleştirilebilmesi için mevcut çalışmada, kullanılan güç grubu elemanlarına ait performans haritaları/karakterizasyon çalışmaları yapılmıştır.

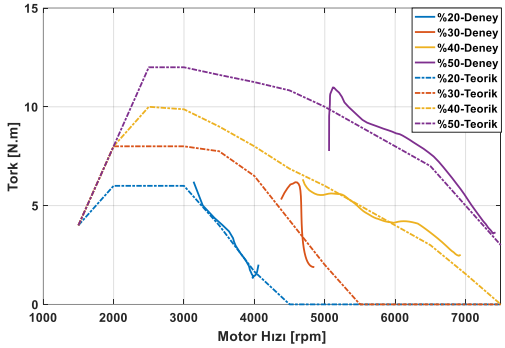
2.2.1. İçten Yanmalı Motor Karakterizasyon Çalışmaları

Hibrit araç üzerinde kullanılan içten yanmalı motora ait tork haritasının oluşturulabilmesi için şasi dinamometre testleri uygulanmıştır. Bu testlerde, belirlenen her gaz pedalı açısında oluşan motor hızı, tekerlek hızı ve dinamometre açısal hızı eş zamanlı olarak kaydedilmiştir. Bu ölçümler, %20 gaz pedalı oranından başlayarak %10 aralıklarla arttırılarak tekrarlanmıştır. Deneylerde, motor hızı verisi elde edilirken, Kontrol Alan Ağı Veri Yoluna (CAN) bağlanabilen bir cihaz (OBD Tool) kullanılmıştır. Cihaz aracılığıyla motor hızı verisi 50 ms'lik aralıklarla kaydedilmiştir. Tekerlek hızı dijital lazer takometre cihazı ile 100 ms'lik aralıklarla ölçülürken, silindir hızı verileri, üzerinde bulunan enkoder tarafından kayıt altına alınmıştır.

Dinamometrede, uygulanan torkun tespiti için, taşıtın kinetik enerjisini simüle eden silindirlerin ivmelenmesi ve hızlanma süreleri üzerinden uygulanan torkun hesaplanmasına dayalı bir yöntem izlenmektedir. Elde edilen verilerin işlenmesinde yukarıda verilen Eş.1a, Eş.1b, Eş.1c kullanılmaktadır.

Motor torkunun hesaplanması için tekerlek ile motor arasında oluşan redüksiyon oranına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sebeple, silindir hızı kaydedilirken, motor hızı ve tekerlek hızı da yukarıda bahsedilen cihazlarla eş zamanlı olarak toplanmıştır. Her kelebek açısı için hesaplanan tekerlek tork değerleri o pedala ait redüksiyon değerleriyle oranlanarak motor torku türetilmiştir. Bu doğrultuda elde edilen tork haritası Şekil 5 ile gösterilmektedir. Elde edilen tork haritası

kullanılarak, hibrit EYS algoritması içerisinde kullanılmak üzere, tersine tork haritası (gaz pedalı haritası) oluşturulmuştur.



Şekil 5. İçten yanmalı motor tork haritası (%50 gaz kelebeği açısına kadar)

2.2.2. İçten Yanmalı Motor Yakıt Tüketim Haritasının Oluşturulması

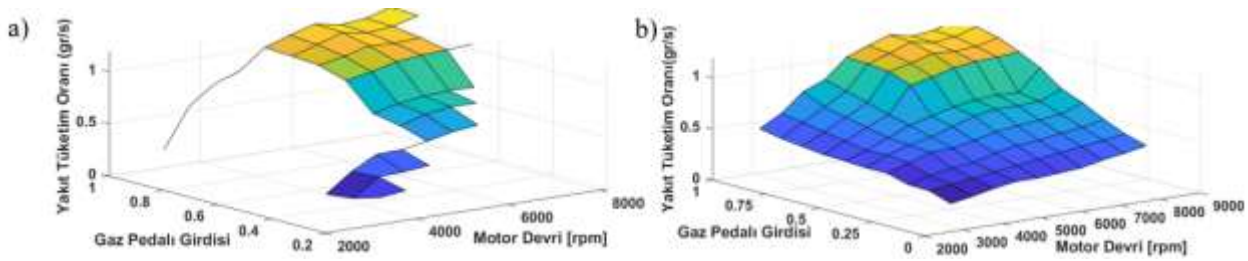
Yakıt tüketim haritası, farklı motor işletim noktaları için anlık yakıt tüketim değerlerini vermektedir. Hibrit taşıt uygulamalarında, yakıt tüketim haritası, hibrit enerji yönetim sistemi algoritmaları tarafından içten yanmalı motorun verimini en üst düzeyde tutulması amacıyla kullanılmaktadır.

Mevcut Honda motoruna, OBD haberleşme kitiyle bağlanılarak motor devri, enjeksiyon süresi, pedal açısı verileri matrisler halinde kaydedilmiştir. Toplanılan veriler eşzamanlı ve 50 ms'lik aralıklarla ölçülmüştür. Veriler iki farklı aşamada toplanmıştır. İlk aşamada, belirlenen sabit motor devirlerinde (1500 rpm –Rölanti-, 4000 rpm, 5700 rpm, 6700 rpm) dört farklı test yapılmıştır. Uygulanan testlerde OBD haberleşme yoluyla ölçülemeyen toplam tüketilen yakıt miktarı için yakıt deposundaki kütle değişimi üzerinden hesaplama yapılmıştır.

Sabit motor devri testlerinde tüketilen yakıt miktarı ve enjeksiyon süresi verileri işlenerek, ölçüm yapılan motor devrine ait saniyede tükettiği ortalama yakıt miktarı hesaplanmaktadır. Bu hesaplama, toplam deney süresi boyunca tüketilen yakıt miktarının, OBD haberleşme cihazı üzerinden kaydedilen enjeksiyon sürelerinin toplamına bölünmesiyle yapılmaktadır

İkinci aşama testleri şasi dinamometresinde yapılmıştır. Bölüm 2.2.1'de anlatılan tork haritası oluşturma işleminde toplanan verilerle eş zamanlı olarak OBD haberleşme cihazı üzerinden enjeksiyon süreleri, motor devri ve pedal açısı verileri matrisler şeklinde kaydedilmiştir. İkinci aşama testleri %20 pedal konumundan başlayarak %10 aralıklarla tam gaz konumuna kadar tekrarlanmıştır.

İkinci test aşamasında, uygulanan pedal açısına göre oluşan motor devir eğrisinde oluşacak tüketim oranlarını hesaplamak için ilk aşamada elde edilen motor devri-tüketim oranı matrisi kullanılmaktadır. Bu yöntemde, motor devri-tüketim oranı matrisine göre ara değer kestirimi yapılarak mevcut motor devirlerine denk gelen tüketim miktarları bulunmuştur. Bununla birlikte, hesaplanan yakıt tüketim miktarları birim zamanda gerçekleşen enjeksiyon sayısıyla çarpılmaktadır. Böylelikle, sabit bir pedal açısında oluşan motor devirlerine karşılık gelen ortalama yakıt tüketim miktarı hesaplanabilmektedir. Oluşturulan yakıt tüketim miktarı haritası Şekil 6 ile gösterilmektedir.



Şekil 6. Yakıt tüketim haritası a) Deneysel b) Düzenlenmiş

Mevcut şasi dinamometresi tüm yol yüklerini simule edecek donanıma sahip olmadığından, Şekil 6a ile gösterilen yakıt haritasında bazı pedal-motor devri bölgelerinde yakıt tüketim oranları oluşturulamamaktadır. Aynı zamanda, şanzıman ile motor arasında hıza bağlı bir kavrama türü bulunduğundan 3000 devrin altındaki verileri işlemek mümkün

olmamaktadır. Doğrusal ara değer kestirimiyle yakıt tüketim haritası, tüm motor devirleri ve pedal açıları için oluşturulmuştur. Düzenlenmiş yakıt haritası Şekil 6b ile gösterilmektedir.

2.2.3. Varyatör Haritasının Oluşturulması

2.2.3.1. Parça Ölçülerine göre Varyatör Oranı

Varyatör şanzıman tipi, araç hızına bağlı olarak motor ile tekerlek arasında farklı redüksiyon oranları üretmekte ve motor tarafından üretilen gücün tekerleğe aktarılmasını sağlamaktadır. Kullanılan şanzıman tipinde, değişken ve sabit oran sağlayan iki kısım vardır. İlk kısımda, Şekil 7 ile gösterildiği gibi, kayışlı ve hareketli kasnak parçalarıyla belirli devirler arasında değişken oran üretilmektedir. İkinci kısımda ise sabit bir orana sahip dişli grubu bulunmaktadır.



Şekil 7. Varyatör bölümü 1) Ön hareketli kasnak, 2) Arka hareketli kasnak, 3) Kavrama, 4) Tahrik kayışı

Değişken oran sağlayan kasnaklar, şanzıman grubundan sökülerek hareketli yüzeylerindeki minimum ve maksimum çap uzunlukları ölçülmüştür.

Ölçülen kasnak boyutlarına göre minimum ve maksimum oranlar aşağıda gösterilmektedir.

$$Değişken\ oran\ aralığının\ minimum\ değeri = \frac{Arka\ kasnak\ minimum\ çap\ değeri}{Ön\ kasnak\ maksimum\ çap\ değeri} = \frac{90}{147}$$
$$= \mathbf{0.61}$$

$$Değişken\ oran\ aralığının\ minimum\ değeri = \frac{Arka\ kasnak\ maksimum\ çap\ değeri}{Ön\ kasnak\ minimum\ çap\ değeri} = \frac{181}{53}$$
$$= \mathbf{3.39}$$

Sabit oran kısmı, bir tam tur tekerlek hareketi verildiğinde redüktör giriş milinin gerçekleştirdiği tur sayısına oranlanarak elde edilmiştir:

$$Sabit\ redüksyion\ oranı = \mathbf{7.33}$$

Sabit redüksiyon oranı ve değişken oran aralığı göz önüne alındığında ***4.47-24.84*** arasında oranlar elde edilebilmektedir.

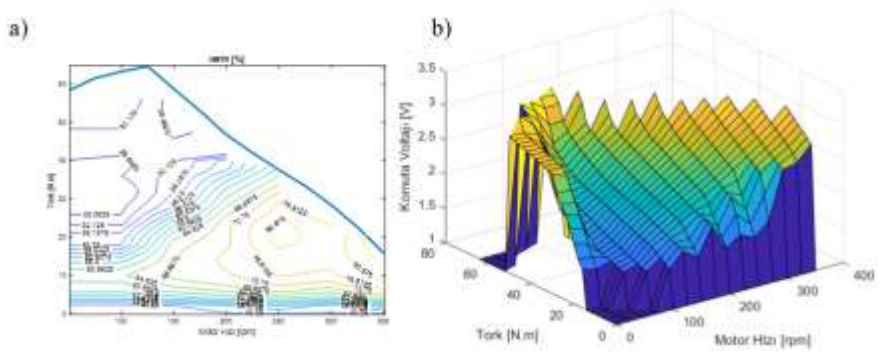
2.2.4. Elektrik Motor Karakterizasyonu

Elektrik motor modellemesinde, elektromekanik tozlu fren dinamometresi aracılığıyla elde edilmiş, Tork-Devir haritası, pedal haritası (Tersine tork haritası) ve verim haritası kullanılmaktadır.

Dinamometre testlerinde, belirlenen her komuta voltajında, dinamometre tarafından ayarlanan yük torkuna karşı sistem torku, voltaj ve akım ölçülmüş ve bu veriler kullanılarak verim değerleri hesaplanmıştır. Testler sırasında, elektrik motoru, komuta voltajı verilerek hızlandırılmakta ve sonrasında elektromekanik fren sistemi voltaj kontrolüyle yük torku oluşturulmaktadır. Bu doğrultuda, belirli bir hız aralığında oluşturulan yük torkuna karşı motor performansı hesaplanmıştır.

Bu ölçümlerde, komuta voltajlarını göndermek için 0-5V arası çalışan bir potansiyometre kullanılmıştır. Kullanılan potansiyometrenin 0-1V bölgesi, elektrik motorunun doğrudan tekerleklere entegre olmasından dolayı güvenlik amacıyla herhangi bir tork komutu göndermeyecek şekilde ayarlanmıştır. Aynı zamanda, kullanılan batarya ve motor

sürücü akım limiti nedeniyle, yapılan testlerde komuta voltajı olarak, 1V-3.25V arası sinyaller üretilmiştir. Testler sırasında komuta voltajlarına göre oluşan verim haritası ve ters tork haritası sırasıyla Şekil 8a ve Şekil 8b ile gösterilmektedir. Modelin geri kazanımlı frenleme bölgesi, çekiş bölgesinin negatif değerlisi olarak tanımlanmıştır. Bu iki bölgede aynı komuta voltajları kullanılmak üzere, geri kazanımlı frenleme moduna geçebilmek için güç isterine göre anahtarlama uygulanmaktadır.



Şekil 8. a) Elektrik motor verim haritası b)Tersine tork haritası

2.2.5. Batarya Yönetim Sistemi ve Batarya Doluluk Oranı Tahmini

Gerçekleştirilen deneylerde kullanılan batarya paketine ait özellikler Bölüm 2.1.3 ile anlatılmaktadır. Batarya yönetim sistemi tarafından yayınlanan bilgi mesajı, MATLAB/Simulink ortamında geliştirilen algoritmayla ayrıştırılarak, gerekli bilgilerin (Akım, Voltaj, Sıcaklık) MABX II donanımı tarafından çevrimiçi olarak kullanabilmesini sağlanmıştır. Donanımla MABX II arasında veri iletişiminin sağlanabilmesi için Simulink içerisinde kurulan modelde MABX II donanımına ait kütüphane kullanılmaktadır.

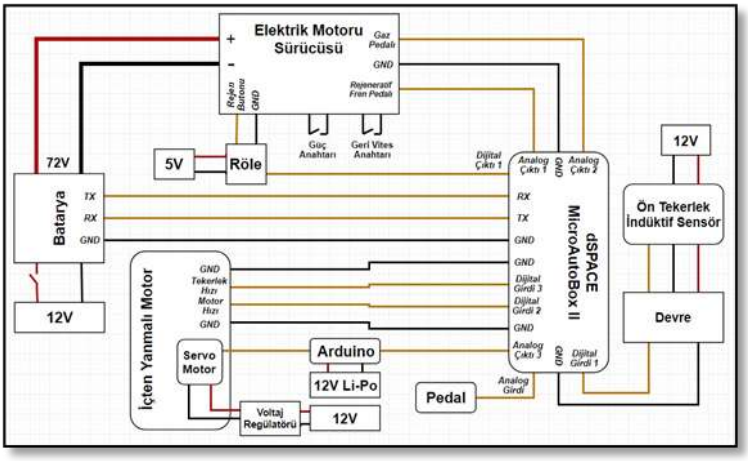
Akım ve voltaj değerlerinin ayrıştırılmasından sonra batarya doluluk oranı tahmini çalışmalarında sinyal tabanlı bir yöntem kullanılmıştır. Bu yöntemde, batarya doluluk oranı aşağıdaki eşitlikte gösterildiği gibi batarya akımı üzerinden hesaplanmaktadır.

$$SOC(t) = SOC(0) - \frac{\left[\int_0^t i(\tau)dt\right]}{C_R} \quad (4)$$

Bununla beraber, Eş. 4 ile ifade edilen mevcut batarya kapasitesi (C_R) ve başlangıç batarya doluluk oranları oluşturularak Simulink ortamında hibrit enerji yönetim sistemleri için batarya doluluk oranı tahmincisi tasarlanmıştır.

3. KULLANILAN DONANIMLARIN DENEY ORTAMINA ENTEGRASYONU

Bölüm 2.1'de anlatılan donanımlara ait genel devre şeması Şekil 9 ile gösterilmektedir. Gösterilen devre şemasıyla mevcut güç gruplarının karakterizasyon çalışması ve hibrit enerji yönetim sistemlerinin performans testlerinin yapılabilmesi mümkün kılınmıştır. Kurulan devre ile kullanılan güç grupları elde edilen sensör sinyalleri mikro denetleyici MABX II tarafından dijital, analog ve seri haberleşme hatları üzerinden toplanmakta ve kurgulanan kontrol sistemine göre güç gruplarında kullanılacak girdiler oluşturmaktadır.



Şekil 9. Donanımlara ait genel devre şeması

Şekil 9 ile gösterilen devre şemasına ait donanımların çalışma akış detayları aşağıdaki maddelerle ifade edilmektedir:

- İYM ile ana kontrolcü arasında tekerlek hızı, motor hızı ve elektronik gaz kelebeği kontrolü için bağlantı kurulmuştur. İYM üzerindeki araç hızı sensörü (indüktif sensör) ve motor krank devri sensörlerinin sinyal kablolarına paralel hat çekilerek ana kontrolcü üzerinde sinyallerin çözümlenebilmesi için dijital girdi pinine bağlantı yapılmıştır. Buna ek olarak, İYM'ye ait elektronik gaz kelebeği kontrolü Şekil içerisinde servo motor üzerinden gerçekleştirilmiştir. Bu doğrultuda, servo motor, ana kontrolcü tarafından gönderilen sinyali Arduino geliştirme kartı vasıtasıyla almaktadır. Elektronik gaz kelebeğine, ana kontrolcü içerisine gömülmüş hibrit enerji yönetim sistemi algoritmalarının verdiği karar doğrultusunda analog sinyal çıktısı üretilmektedir. Bunun yanı sıra, servo motor ve Arduino geliştirme kartı harici güç kaynağı ile beslenmiştir.

- Elektrik motor üzerinde motor hızını ölçen ve yayınlayan bir donanım bulunmamaktadır. Bu sebeple, Şekil 9 içerisinde gösterilen ön tekerlek indüktif sensör sisteme entegre edilmiştir. İndüktif sensörün ana kontrolcü tarafından anlamlandırılabilmesi için djital girdi pini kullanılmıştır. Bunun yanı sıra, hibrit enerji yönetim sistemi algoritmalarının işleyişine göre ana kontrolcüden EM sürücüye üç ana çıktı yollanmaktadır. Bunlar sırasıyla, gaz, fren komuta voltajları ve geri kazanımlı frenleme anahtarlamasıdır. Gaz ve fren komuta voltajları analog sinyal çıktısıyla doğrudan EM sürücüsüne verilmektedir. Ancak geri kazanımlı frenleme anahtarlaması için fazladan 0-5V çalışan röle donanımı entegre edilmiştir. Böylelikle, ana kontrolcü kararına göre aktifleştirilen röle vasıtasıyla geri kazanımlı frenleme özelliği kullanılabilmiştir.

- Elektrik motoru için güç kaynağı olarak kullanılan batarya paketi, ana kontrolcüye anlık olarak akım, voltaj ve batarya sıcaklığı göndermektedir. Bu verilerin gönderilebilmesi için her iki donanımın seri haberleşme portları kullanılmıştır. Şekil 9 içerisinde gösterilen Rx ve Tx pinleri seri haberleşmeyi sağlamakta ve haberleşme hızı olarak 38400 değerini kullanmaktadır.

4. SONUÇ

Çalışma kapsamında, ayrık akstan paralel hibrit araç platformu oluşturulmuş ve hibrit enerji yönetim sistem algoritmalarının gerçekleştirilebilmesi için gerekli altyapı çalışmaları yapılmıştır. Çalışma içerisinde kullanılan güç grupları ve aktarma organlarına yönelik dinamometre ortamında karakterizasyon çalışmaları yürütülmüştür. Bu bağlamda, elde edilen performans verileri ve sistem entegrasyonu bakımından donanımların eş zamanlı olarak haberleşmesi ve kullanılabilmesi sağlanmıştır. Özellikle İYM üzerinde elektronik gaz kelebeği dönüşümü yapılarak istenilen gaz kelebeği açıklığının oluşturulması sağlanmıştır. Sürekli değişken şanzımanla ilgili olarak hem parça ölçülerine hem de, veri toplama sistemiyle, hıza bağlı değişken redüksiyon oranları saptanmıştır. Böylelikle testler sırasında, değişken hıza karşılık gelen redüksiyon oranları tespit edilip motor ve tekerlek üzerinde oluşan tork değerleri saptanabilmiştir. İYM'ye ait yakıt haritalarının oluşturulmasında diyagnostik bağlantı ekipmanıyla enjeksiyon süreleri üzerinden hesaplanan bir yöntem kullanılmıştır. Elektrik motor için özel olarak kullanılan elektromekanik tozlu fren dinamometre sayesinde detaylı motor haritası oluşturulabilmiş ve verim haritası ortaya çıkarılmıştır. Bu doğrultuda, güç gruplarına ait çalışma bölgelerinin verimi saptanabilmiştir. Mevcut batarya üzerinden paylaşılan voltaj ve akım bilgileri kullanılarak anlık batarya doluluk oranı hesaplanmış ve ana kontrolcü üzerinde istenilen zaman aralığında paylaşılmıştır. Çalışma içerisinde oluşturulan ayrık akstan paralel hibrit araç platformu gerçek zamanlı testler için

uygun hale getirilmiş ve çalışmanın ikinci kısmında yer alan hibrit enerji yönetim algoritmalarının, gerçek zamanlı şasi dinamometre testlerinde uygulanabilmesini sağlamıştır.
Çalışmanın geneline bakıldığında donanımların karakterizasyon çalışmalarında maliyeti düşük özgün yöntemler uygulanmıştır. Aynı zamanda yol testlerine gerek kalmadan birçok donanımın bir arada kullanılmasıyla dinamometre üzerinde özgün bir deney düzeneği kurulmuştur

KAYNAKLAR

[1] McKinsey & Company, Urban buses : alternative powertrains for Europe, (2012) 1–57.
[2] A. Del Mastro, A. Chasse, P. Pognant-Gros, G. Corde, F. Perez, F. Gallo, G. Hennequet, Advanced Hybrid Vehicle Simulation: from "Virtual" to "HyHiL" test bench, 4970 (2009). doi:10.4271/2009-24-0068.
[3] H. Neudorfer, N. Wicker, A. Binder, Comparison of three different electric powertrains for the use in hybrid electric vehicles, (2008) 510–514. doi:10.1049/cp:20080574.
[4] M. Harith Hamdan, N. Saad, System Integration in a Through-the-Road, In-Wheel Motor Hybrid Electric Vehicle Using FPGA-Based CompactRIO and LabVIEW, (2017). https://www.researchgate.net/publication/319873725.
[5] J. Meisel, W. Shabbir, S.A. Evangelou, Evaluation of the through-the-road architecture for plug-in hybrid electric vehicle powertrains, 2013 IEEE Int. Electr. Veh. Conf. IEVC 2013. (2013). doi:10.1109/IEVC.2013.6681143.
[6] K.L. Snyder, L. Lor, J. Ku, Parallel-Through-The-Road Plug-In Hybrid Vehicle Modeling and Simulation by Wayne State University for EcoCAR2, SAE Tech. Pap. Ser. 1 (2013). doi:10.4271/2013-01-0541.
[7] A. Vora, H. Wu, C. Wang, Y. Qian, G. Shaver, V. Motevalli, P. Meckl, O. Wasynczuk, H. Zhang, Development of a SIL, HIL and Vehicle Test-Bench for Model-Based Design and Validation of Hybrid Powertrain Control Strategies, SAE Tech. Pap. Ser. 1 (2014). doi:10.4271/2014-01-1906.
[8] C. Reid, D. Blekhman, G. Banales, R. Fang, P. Liu, Design and Development Process of a Parallel-Through-The-Road Plug-In Hybrid Electric Vehicle, SAE Tech. Pap. Ser. 1 (2012). doi:10.4271/2012-01-1769.
[9] M. Yildirim, E. Özatay, V. Kiliç, Ford Otosan Hybrid Electric Vehicle - FOHEV, EET-2007 Eur. Ele-Drive Conf. (2007).
[10] K. Koprubasi, Modeling and Control of a Hybrid-Electric Vehicle for Drivability and Fuel Economy Improvements, Thesis. (2008).
[11] M.C. Johnson, B. Eng, Development of a Robotic Vehicle Control System, (2013).
[12] H. Bayram, Şasi Dinamometreli Klimatik Oda Test Simülatöründe Araç Modeli Oluşturma ve Doğrulama Süreci, Uludağ Univ. J. Fac. Eng. 21 (2017) 451–451. doi:10.17482/uumfd.285461.
[13] D. Murat, Donanim İçeren Simülasyon Sistemleri Ve Simülatör Tasarımı, İTÜ, 2006.

THE EFFECT OF IGNITION ADVANCE FOR GASOLINE-METHANE MIXTURE ON DUAL SEQUENTIAL ENGINE PERFORMANCE AND EMISSION CHARACTERISTICS

Ahmet Alper Yontar[1]*, Duygu Sofuoğlu[2], Hüseyin Değirmenci[2], Tahir Ayaz[2], Mert Şevket Biçer[2]

[1]Tarsus University, Faculty of Engineering, Mechanical Engineering Department, Tarsus, Mersin, Turkey
[2] Tarsus University, Graduate School, Tarsus, Mersin, Turkey
* Correponding Author: Ahmet Alper Yontar, aayontar@tarsus.edu.tr, Takbaş, 33400 Tarsus/Mersin, Turkey

ABSTRACT
Sensitivity to environmental pollution has an important place in every new research around worldwide and it is crucial to reduce emissions and fuel consumption. This situation increases the share of R&D investment in the automotive sector for the use of alternative fuels or the addition of fuel to conventional fuels. In the carried out study, the effect of the ignition advance on the performance and emission characteristics of a cylinder of dual sequential ignition engine was numerically investigated for a gasoline-methane mixture. The effect of the ignition advance change in the combustion process and the trends of emission formation as a result of this was observed by the computational fluid mechanics method via Ansys software. For the ignition advance analysis, four different ignition advances were used, keeping the condition that the single cylinder of the engine operates at 2800 rpm and wide open throttle. The analyzes were performed by defining 5, 10, 15 and 20 CAD before the top dead point for both spark plugs as the ignition advance, respectively. As a result of the analyzes; in-cylinder flame formation, indicated power, heat release rate, in-cylinder temperature, in-cylinder pressure, indicated mean pressure, CO mass ratio, CO_2 mass ratio and NO_x emission were examined. It was as the ignition advance increases, the indicated mean pressure increases and NO_x emission decreases.

Keywords: Ignition Advance, Computational Fluid Dynamics, Emission Formation, Engine Performance

1. INTRODUCTION

Nowadays, the automotive industry continues its R&D efforts every day to improve combustion efficiency and reduce emissions in terms of internal combustion engines due to the increasing demand for the number of vehicles and the consequent increasing demand for fuel and restrictions on emissions. Todays technology, it allows you to review and improve the potential use of known energy sources in the relevant application areas, as well as fuel mixtures. In addition to theoretical work in terms of the development of technology, work on commercial engines has increased rapidly. Determining the optimal ignition advance for the relevant engine and fuel determines the characteristicity of combustion characteristic in the cylinder. In order to achieve optimal combustion in the combustion phonemena, the ignition advance must be examined in terms of engine and fuel properties. Some of these studies are briefly summarized in the section below.

Erkuş et al. [1], liquefied petroleum gas-fueled, spark-ignition engine with different ignition advance at full load, at a speed of 4300 rpm, and 0,8-1,0-1,3 the air excess coefficients were experimented with and measured engine performance parameters and exhaust emissions.

Yontar et al. [2], studied the effects of the ignition advance for CNG fuel on engine characteristics for the dual sequential ignition engine. In CFD analyses for CNG use, the engine speed was kept constant at 3000 rpm, the compression ratio was 10.8:1 and the air excess coefficient was 1.2. By changing the ignition advance over a wide range (60º-10º CA for 1. spark plug, 55º-5º CA for 2. spark plug) for the spark plug. For the engine operating conditions studied, it was determined that the 30º-25º CA ignition advance from the top dead point to 1-2 spark plugs was the optimal ignition advance in terms of engine performance and emission balance, respectively.

Demir et al. [3], studied CFD and experimentally air flow parameters in a single cylinder engine spark plug ignition engine. In-cylinder pressure, intake and exhaust air temperatures and the mass flow of air flowing through the intake manifold were measured according to the cam mechanism at different engine speeds. Its decrease in the engine speeds, along with a decrease in volumetric efficiency, also reduced mass air flow. Its increase in-cylinder pressure was

observed with an increase in the engine speeds. In the experimental and numerical study, the data verified with each other.

Fırat [4], studied the effect of the ignition advance on the combustion characteristic in a direct injection engine powered by natural gas with spark plug ignition. CFD analysis was performed at different ignition times, at 3000 rpm of the engine and at the full throttle opening. As a result of the earlier times realization of the ignition advance, there was a decrease in the in-cylinder pressure, HC and CO emissions, and an increase in NO_x emissions.

Köten [5], investigated the effects of different rates of LPG+H_2 (%0, %15, %30 ve %45) fuel mixture on NO_x, CO, THC and soot emissions in a diesel engine running at full load and the same torque (70 Nm) at 1200 rpm. As a result of the study, specific thermal efficiency, an increase in CO and THC emissions, and a significant decrease in NO_x and soot emissions were observed. The study also found that the addition of a small amount of hydrogen can reduce the detrimental effects of diesel engines, resulting in a significant improvement in emissions.

Alasfour [6], examined a Hydra research engine with spark plug ignition, single cylinder, operating at 1500 rpm and in the range of 0.7-1.1 equivalance ratio. In the study, he examined the effect of %30 iso-butanol-gasoline mixture and preheating inlet air on NO_x emission. All experimental studies were conducted for different inlet air temperature values, and it was found that iso-butanol fuel by 30% mixed by with gasoline reduced the maximum emission of NO_x by 9% and there was a significant reduction in the level of NO_x in the rich region. In addition, in cases where the inlet air temperature is above the ambient temperature, an increase in the NO_x level was observed for fuel mixtures at all equivalence rates.

Bhasker et al. [7], studied the effects of adding hydrogen to compressed natural gas fuel on combustion and emissions in a single-cylinder modified diesel engine with spark plug ignition. Tests were conducted at 1500 engine rpm, wide throttle opening and varying equivalence rates. It was found that with the increase in compression ratio, maximum efficiency is achieved in the 12.5:1 compression ratio, where the output of specific thermal efficiency and specific strength increases. They observed reductions in CO, CO_2 and HC emissions by 0.5 equivalence ratio with the addition of hydrogen.

Bodaghi et al. [8], worked on optimization of engine performance and emission characteristics of hydrogen addition by integrating a spark plug-fired engine into the use of compressed natural gas fuel. In the study, they performed quadratic regression models for torque, carbon monoxide, specific fuel consumption, methane, nitrogen oxides and tested them for competence by variance analysis in conjunction with hydrocarbon fuel surface methodology. Under two factors fixed at the absolute Manifold pressure 105 kPa and engine speed 1600 rpm, the optimal independent inlet factors were equal to λ=1.178, the hydrogen-compressed natural gas ratio was 25.98% and the ignition time was equal to 18^0 CA before the top dead point.

Cui [9], improved performance optimization by using an air-fuel control system in a 1.46-lt and 4-cylinder, spark plug-fired, LPG-powered engine. Experimental results, they showed that the H∞ control method was able to provide a satisfactory control effect in the system used. In LPG-powered engines, a reduction in HC, CO and NO_x emissions was achieved by applying the air-fuel control method.

Deng et al. [10], experimentally studied the effects of adding hydrogen to CNG fuel and changing the ignition angle and fuel-air ratio under idle conditions. As a result of experiments, it was observed that the addition of hydrogen leads to a decrease in CO emission and an increase in NO_x emission. In addition, it has been found that the addition of hydrogen leads to reductions in the average effective pressure change coefficient, combustion time and fuel consumption.

Hosseini et al. [11], studied the effects of using a diesel-hydrogen fuel mixture on engine performance and emissions. Change in fuel delivery rates caused ignition delay, increased pressure and increased heat release rate. In the study, ıts a decrease in unburned hydrocarbon, soot, NO_x, CO and CO_2 emissions was achieved by using hydrogen fuel at a high rate compared to diesel fuel.

Geok et al. [12], powered dual-fuel assembly at full load, 1500 and 5000 rpm by running them in the range of cylinder pressure and fuel-air flow speed data are recorded as a single cylinder port injection gasoline engine, gasoline, compressed natural gas. Based on these data, they observed a significant reduction in HC, CO_2 and CO emissions, as well as higher fuel conversion efficiency and lower specific fuel consumption values of the compressed natural gas process.

Kahraman et al. [13], studied the combustion and emission behavior of natural gas-hydrogen fuel with different mixture ratios in a spark plug-ignition engine. In the tests, the effects of engine speed and the amount of hydrogen were

investigated. As the H_2 fraction increased, the maximum peak pressure was found to be close to the top dead center (TDC). HC, CO_2 and CO emission values were found to decrease with increasing hydrogen fraction in natural gas-hydrogen mixtures. In addition, the study found that brake thermal efficiency values increased as H_2 fraction and engine speed increased.

Wang et al. [14], modified a single-cylinder, four-stroke, 125 cc, spark plug-ignition engine to compare the emission characteristics of LPG fuel with the emission characteristics of gasoline fuel. As a result of the tests, they observed that LPG emissions decreased significantly compared to gasoline emissions, in terms of CO, HC and NO_x at idling, and in terms of CO and HC at partial load.

In internal combustion engines, the ignition event before the optimal ignition advance is called the early advance. The occurrence of another optimal ignition event after the ignition advance is expressed as a delayed advance. The conditions effecting the ignition advance in the engines are based on the spark plug position, valve placement, engine speed, compression ratio, combustion chamber design, air fuel mixture ratio and engine load parameter. If we examine the ignition advance in general, we observe that engine characteristics have an effect on combustion in the cylinder. The engine electronic control unit operates based on engine performance and optimal ignition performance. Achieving maximum torque with the maximum pressure in the cylinder is achieved as a result of passing the TDC 10^0 CA while continuing the piston movement [15].

In this study, the effect of ignition advance changes on engine performance and emissions in a commercial (HONDA L13A4 i-DSI) engine designed for a gasoline-methane fuel mixture was modeled in the Ansys Forte software. Engine performance and emission parameters were evaluated as a result of ignition advance changes. On the CFD model, the crankshaft angle in both spark plugs was examined for 4 different situations with a difference of 5^0 ignition angles in the range of 675^0-700^0 CA angle.

Engine Properties

In this study, the commercial Honda L13A4i-DSI dual spark plug engine was used to study engine performance and emission characteristics. In the chemical solvent phase, gasoline and methane fuels were selected in the fuel library and input values were assigned. The fuel library was selected for gasoline and methane fuel 'Gasoline_3comp_152sp_soot-pseudo-gas.cks'. There are 437 species and 59 species in this fuel library.

The engine cycle definitions for 3D model were given in Table 1. The ignition and 1000 CA advance values for the ignition range for spark plug-1 and spark plug-2 were considered equal. In terms of the spark plug's ignition energy, the radius of the first flame that would occur during ignition was determined to be 0.1 cm. Input and output parameters were evaluated for theoretical complete combustion to stoichiometric conditions (λ=1) as mass ratio. The inlet and outlet pressure was defined as 100000 Pa, the inlet temperature value was 293 K, and the piston temperature was defined as 500 K. The number of cylinders of the engine is 4, the diameter of the cylinder is 73 mm, the compression ratio is 10.8, the length of the connecting rod is 14.9 cm, and the stroke volume is 1339 cm^3. The intake port and exhaust port are positioned diagonally together during the design of the Inlet parts. Analysis range from 320º-1080º CA depending on initial boundary conditions start and end crankshaft angle, engine speed was defined as 4-stroke at 2800 rpm.

Table 1. Engine cycle definitions

	Start (CA)	Finish (CA)
Simulation	320	1080
Cycle	360	1080
Intake Valve	343	598
Exhaust Valve	858	348

2. MATERIAL AND METHOD

In order to model the geometry of the combustion chamber in the cylinder, the geometry is shown in Figure 1 by defining the inlet, intake manifold, intake valve, cylinder liner, spark plug-1, spark plug-2, piston, cylinder head, exhaust valve, intake manifold, outlet parts at the design stage.

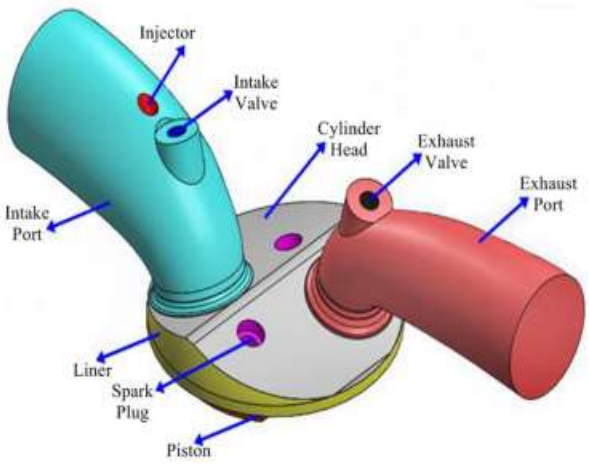


Figure 1. Engine cylinder solid model

During the in-cylinder combustion modeling of the engine geometry, the drawing format was integrated into the Ansys program and all surfaces were selected in the 'Body' format at once. Mesh structure, the surface mesh size of 1 mm formed triangular mesh elements. The mesh structure of the combustion model in the cylinder is formed so that the number of nodes is 1029901 and the number of elements is 402826.

In internal combustion engines, the use of reaction equations for turbulent reaction flow was carried out by the Navier Stokes equations on fluid dynamics for the turbulence effect on compressible flow with the model transport equation. Turbulent flows have been characterized by non-regular changes over various flow areas. Analysis studies were carried out using the Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) RNG k-ε equation approach in the simulations. The RANS approach was used to simulate the flow field. In turbulent flow, it is commonly used to model transport processes by the gradient diffusion theorem. The effect of shear and degradation in Reynold stress is assumed to be related to the stress rate of surface components during mean shear and degradation. The RANS RNG k-ε model was used in the study, allowing more precise solutions to be provided than the standard k-ε model. The RANS RNG k-ε model occurs with adding the density and R constant coefficient to the equation owned by the standard k-ε model. The first derivative of the standard k-epsilon equation allows to obtain the RANS RNG k-ε equation.

In the solver part, analysis was performed in the simple algorithm as the Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations as a pressure-dependent equation.

3. ANALYSIS RESULTS AND DISCUSSIONS

Analysis stages in geometry design, the input and output conditions of engine design parameters were examined and the analyses were carried out in the range of 320º-1080º CA. In this study, in-cylinder ignition advance values were examined for 680º CA, 685º CA, 690º CA, 695º CA values. The analysis are set to be at 2800 rpm and the ignition advance of both spark plugs at the same angle along with this speed. The engine has a double spark plug and analyses were performed for each ignition advance value using the 3-D CFD model with sequential type ignition. Gasoline and methane mixed fuel were used in the analysis. The fuel mixture contains 5% methane and 95% gasoline. In this way, the amount of hydrogen per carbon was increased and combustion characteristics were studied under theoretical complete combustion conditions.

In the analysis, the double spark plug engine ignition time occurs at the same time. The change of the crankshaft angle, where the ignition event occurs at the same time, the following parameters will be expressed.

In this analyzes parameters; in-cylinder flame formation, indicated power, heat release rate, in-cylinder temperature, in-cylinder pressure, indicated mean pressure, CO mass ratio, CO2 mass ratio and NOx emission index were examined.

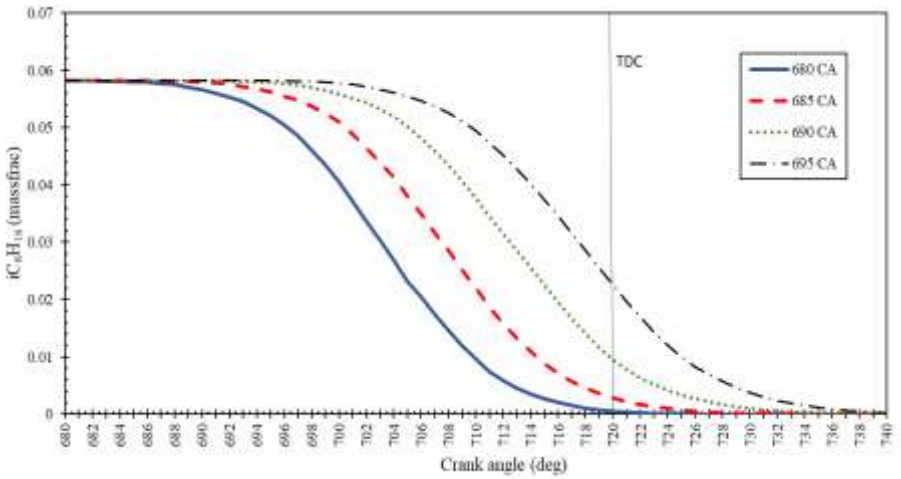


Figure 2. Iso-octane Mass Ratio vs. Crank Angle Degree

It was depending on the crank angles of the 95% iso-octane (gasoline) fuel contained in the fuel mixture. Also, the in-cylinder combustion characteristic is compared according to different ignition advance values and shown in Figure 2. It was as the ignition advance value increased, a tendency to decrease massively in gasoline fuel was observed. This means that fuel delivery ends in mass when ignition time breaks occur. For all ignition advance values, the fuel is depleted at the crankshaft angles before TDC. Early ignition advance values for gasoline fuel lead to mass declines and the end of fuel delivery at earlier crankshaft angles. This means that fuel delivery ends in mass when ignition time breaks occur. It was for all ignition advance values, the fuel is depleted at the crankshaft angles before TDC. Early ignition advance values for gasoline fuel lead to mass declines and the end of fuel delivery at earlier crankshaft angles.

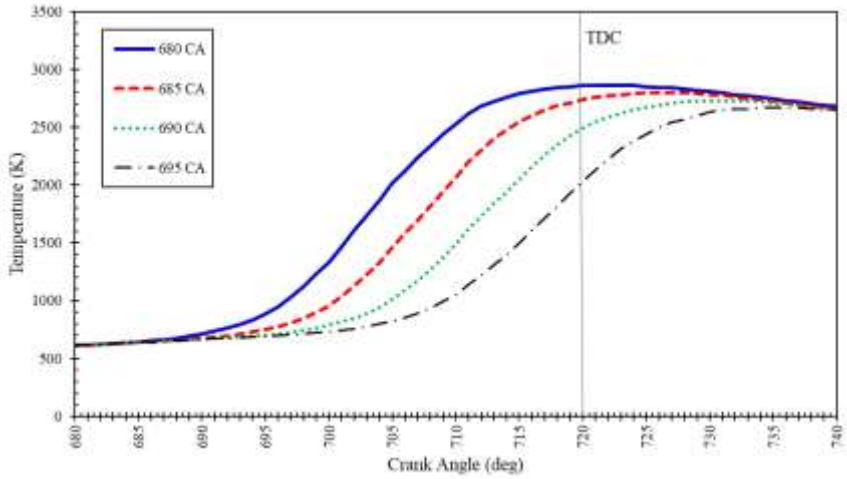


Figure 3. Temperature vs. Crank Angle Degree

It was shows the change in ignition advance values in the temperature-crank angle graph in Figure 3. In this part, it was just before the piston moves to TDC, a mixture of fuel with air is performed in the suction process and an increase in the temperature of the mixture occurs in the compression process. When the advance conditions required for ignition at the end of compression time were applied when the piston came to TDC, the temperature increase from 680^0 CA to 720^0 CA was observed with the increase of the advance parameters of ignition and the highest temperature was observed at 680^0 CA and the lowest temperature was at 695^0 CA. This is due to the fact that the advance process between the ignition advance parameter and the ignition time at the end of the compression time is long. Because of the compression state in the volume, which also includes fuel and air, it leads to the formation of a maximum temperature. The maximum temperature at the time of ignition was achieved, while the temperature decreased due to volume expansion as a result of the movement of the piston to BDC after the time of ignition.

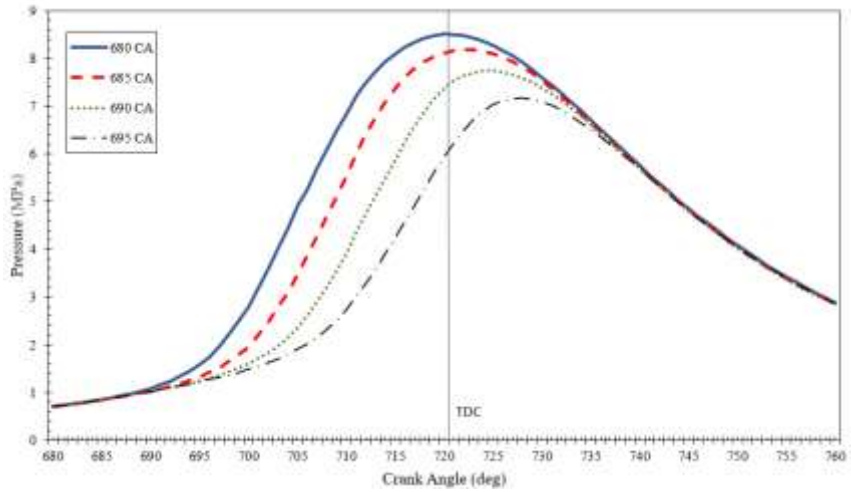


Figure 4. In-Cylinder Pressure vs. Crank Angle Degree

The curves show the change of the crankshaft angle on the pressure chart in Figure 4. The chart results obtained in Figure 4 appear to be consistent with the chart results obtained in Figure 3. It was pressure changes throughout the cycle movement in the cylinder. The main reason for this change varies depending on the situation where the intake and exhaust valves are closed or one is open. According to the state where the pressure is highest in the cylinder, the state where it is lowest 680^0 CA, 685^0 CA, 690^0 CA and 695^0 CA. In the pressure-crank angle graph, a knock core is formed in areas where the pressure is too steep. It was as a result of the fact that the ignition advance occurs and then the pressure and temperature increase with the movement of the piston down the TDC, knock occurs in the cylinder. It is during the formation of knock, an increase in pressure and temperature is observed in the cylinder with the progress of the flame. The impact core occurs when the temperature and pressure increase as a result of compressing the air fuel mixture in the movement of the piston to the TDC. The maximum knock core is 8.8 MPA at 680^0 CA.

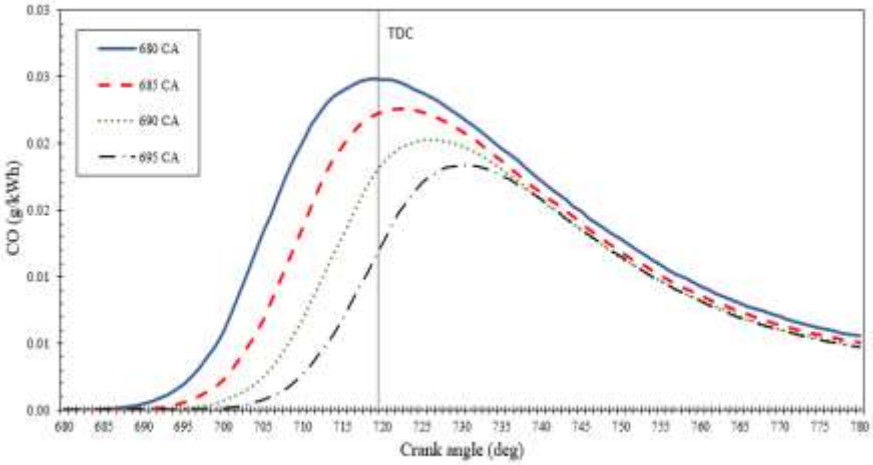


Figure 5. CO_2 Mass Ratio vs. Crank Angle Degree

The trends show the change in the CO_2 in-cylinder mass ratio according to the crankshaft angle in Figure 5. Piston movement occurs in the range of 320^0 CA to 390^0 CA with a delay in closing the exhaust valve. Accordingly, the CO_2 mass is 0.192 g/kWh in the process until the suction. Valve is opened for all advance values. CO_2 formation decreases massively as the piston moves towards BDC. The highest CO_2 emissions in the cylinder were observed at 0.0114 g/kWh at an angle of 680^0 CA. After this point, as the piston approaches TDC, increases in CO_2 emissions up to 760^0 CA occurred depending on the state of the ignition advance. In the last case, the formation of CO_2 emissions for all advance states was formed at almost the same mass value.

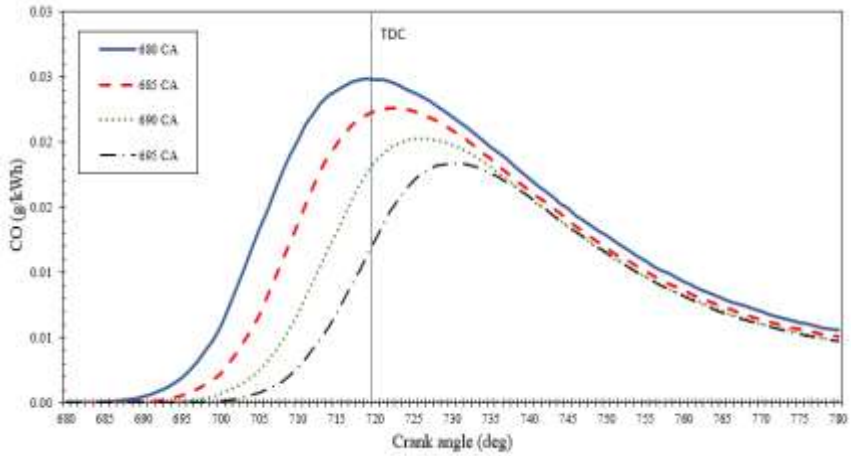


Figure 6. CO Mass Ratio vs. Crank Angle Degree

The relationship between CO and the crankshaft angle is shown in Figure 6. It was a sudden increase in CO emission occurred with the start of the ignition advance towards the end of compression and reached the maximum level. At the end of the ignition, ıt is sudden emission reductions occur after the combustion process is finished and the exhaust valve is provided. In terms of CO emission, the minimum emission amount was 695^0 CA ignition advance and the maximum emission amount was 680^0 CA ignition advance. Starting combustion 40^0 CA before TDC causes the formation of CO emissions to increase. The main reason for this is that the combustion time in the cylinder is long. Since this situation is shorter in the advance of ignition 25^0 CA before TDC, the mass minimum emission expression can be used in terms of CO emission formation.

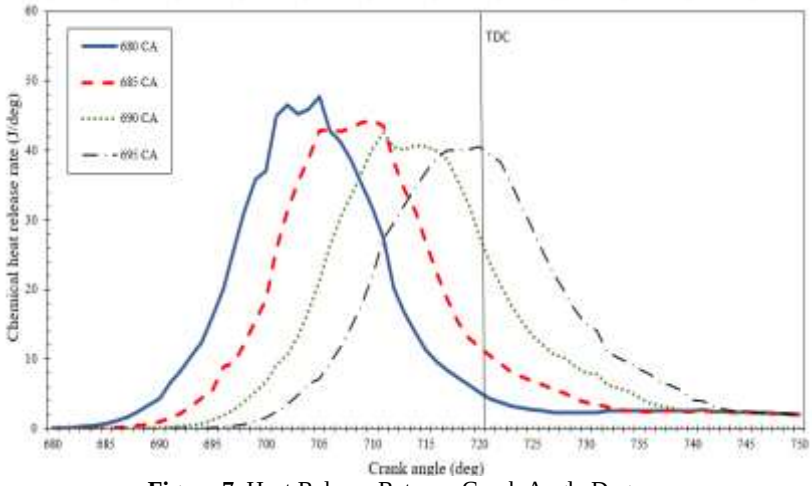


Figure 7. Heat Release Rate vs. Crank Angle Degree

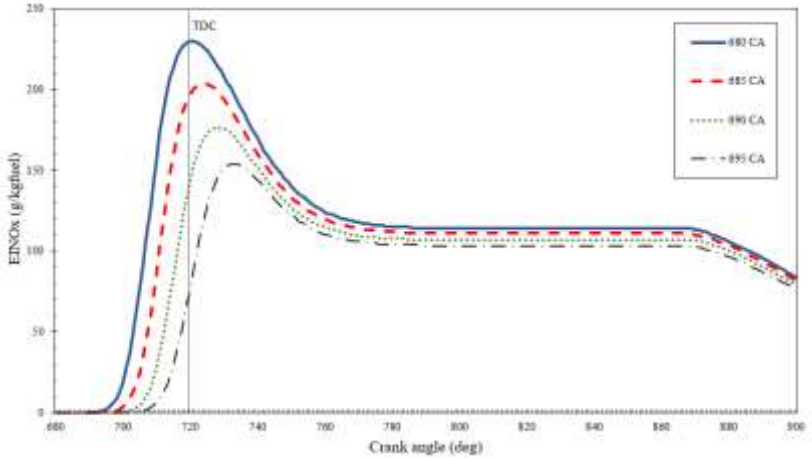


Figure 8. NO_x Emission vs. Crank Angle Degree

Crank angle-heat release ratio, crank angle-NOx emission change of different ignition advance values are seen in Figure 7 and Figure 8. The rate of heat release is also an important comparison parameter for internal combustion engines, which qualifies as the amount of heat obtained within the crankshaft angle. The heat release rate during the cycle by examinig, it was seen that it received its maximum value at 705^0 CA and 477 J/deg before TDC 40^0 CA on the ignition advance. An increase in the amount of hydrogen per carbon in the fuel mixture increases the heat release in the cylinder, the temperature and pressure inside the cylinder due to the chemical properties of hydrogen (flame temperature, flame ratio, low heat value). In the 3-D CFD model, the software realizes the formation of NO_x emissions due to the Zel'dovich mechanism. In these calculations, NO_x formation trends are revealed by the software by taking into account formations such as NO, NO_2, NO_3. Calculations in the software take into account the combination of O ions and free N_2 molecules, the combination of O_2 molecules and N ions and the combination of free OH ions and N ions. When NO_x formation is examined, it is seen that it increases in mass immediately after firing and decreases in mass towards the end of the cycle. Due to the fact that the development of flame formation at close distance to TDC was not fully completed, lower temperature and associated formation of NO_x were observed during the expansion time. If we make a general definition for Figure 8, the increases in pressure and temperature in the 680^0 CA ignition advance are also clearly reflected in the increase in NO_x. Maximum NO_x formation was observed at 680^0 CA and minimum NO_x formation at 695^0 CA.

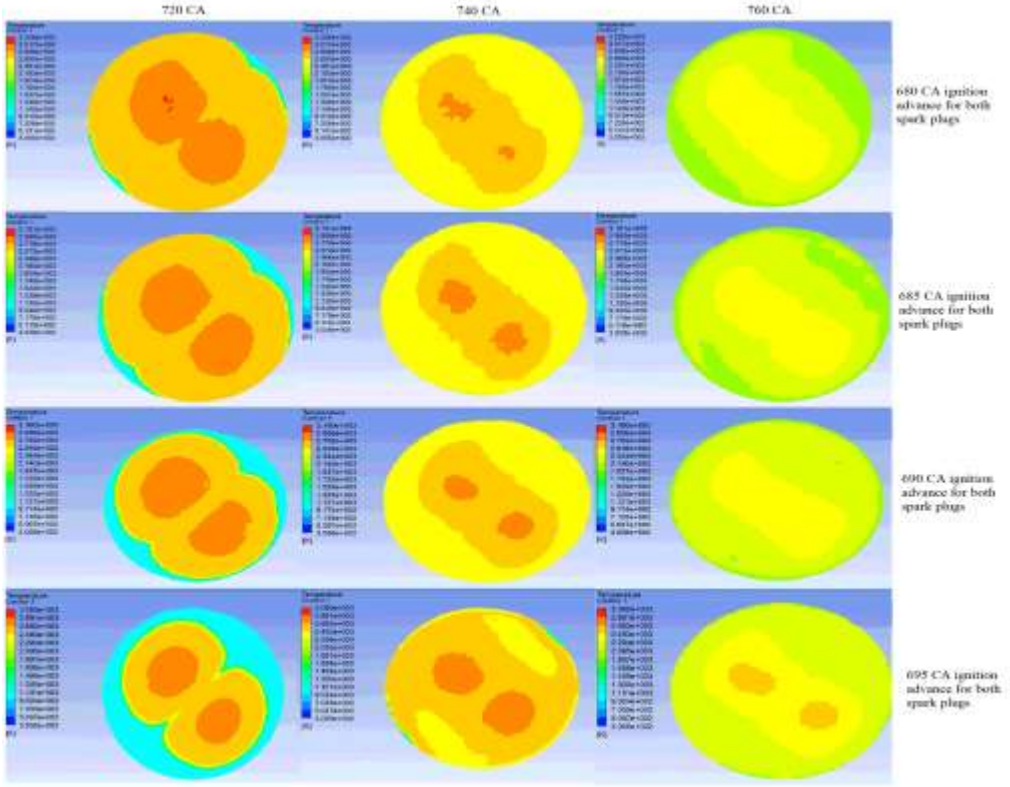


Figure 9. Flame Formation vs. Ignition Advance

Flame formation due to in-cylinder ignition advance; 4 different ignition advance and 3 different crankshaft angle cases were examined as ignition angle. For a situation with an advance ignition of 680^0 CA, the formation of a flame sphere associated with simultaneous ignition was achieved by firing the spark plug at 720^0 CA and spread almost to the entire surface at the top of the piston. The temperature in and around the spark plug is 3017 K, and the temperature in the edge parts of the piston top is about 1600 K. If we examine the conditions resulting from ignition at 740^0 CA, the decrease in temperature on the top of the piston is about 2600 K. 685^0 CA ignition advance in the ignition of the piston top edges around 2800 K, 680^0 CA ignition advance is not good in terms of spread according to the distribution of the flame sphere. When we consider this situation in general, increasing the ignition advance will lead to the formation of flame distribution on the top of the piston. Increasing the flame distribution on the top of the piston provided the effect of full combustion formation.

In the observation of flame formation in the 690^0 and 695^0 CA ignition advances, it is clearly observed that the spark plug has just completed the ignition process and that a symmetrical flame sphere is formed here. In these cases, the

flame surface distribution is not obvious. The reason for this situation is that the advance is provided in the earliest process without igniting the spark plug. At 740^0 CA, the temperature around the piston top can be expressed as about 2600 K in the 680^0 CA ignition advance due to advance and delay. In the case of a 740^0 CA ignition transition, the temperature increases as you move towards a 695^0 CA ignition advance in terms of a 680^0 CA ignition advance. Depending on this situation, the best result in terms of temperature, indike average pressure and in-cylinder flame surface distribution was obtained for the ignition advance value of 695^0 CA. The increase in temperature on the top of the Piston is due to the decrease in the duration of the spark plug in the state of ignition advance. The increase in ignition advance values for the latest 760^0 CA, 4 different ignition advance states has gradually led to lower temperatures. At 760^0 CA, the temperature distribution over the top of the piston has become more pronounced at 695^0 CA.

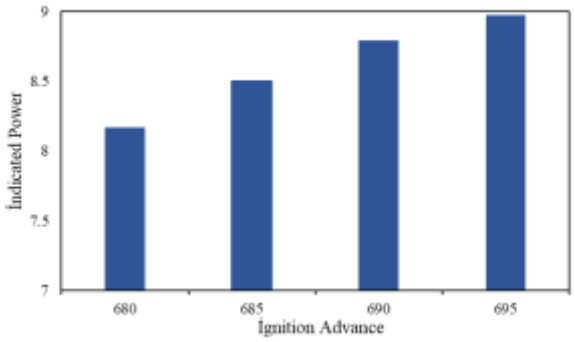


Figure 10. Indicated Power vs. Ignition Advance Change

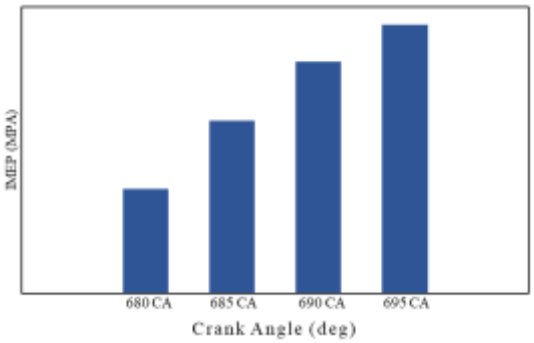


Figure 11. IMEP vs. Ignition Advance Change

The heat energy generated by the combustion of the mixture taken into the cylinder is converted into mechanical energy within the cylinders of the engine. Indicator power, indicator average pressure values shown in Figure 10 and figure 11 were investigated in the range of ignition advance (680^0-695^0 CA). Among the conditions used in this study, it was determined that the best results were obtained for the 1st and 2nd spark plug by ignition at 695° CA. Determining the optimum ignition advance for 2800 rpm is important for the development of the flame, the full realization of combustion and the maximum benefit from the fuel sent to the engine. As a result, it seems that the ignition advance is a very important parameter for engine characteristics.

4. RESULTS

Applications of mixed fuels and their combined use with existing systems are increasing every day. The most important reason for the increase in the number of studies is the reduction of emissions that are important for the environment and human health. In this research study, the effect of ignition advance on performance and emission characteristics in a single-cylinder engine with double spark plugs was modeled by 3-B and in-cylinder combustion analysis was performed by computational fluid dynamics method. CFD analysis was performed at an engine speed of 2800 rpm, with a full throttle throttle opening, and the change of engine characteristics for a fuel mixture containing 95% gasoline 5% methane by mass was obtained from the software.

At the time of ignition advance, reference simulations were performed for both spark plugs before 25^0, 30^0, 35^0, 40^0 CA, respectively, from the upper dead point. If the ignition advance is increased, that is, if early ignition is performed, the process of increasing the compression time and the combustion pressure in the cylinder will have started earlier. As the ignition advance increased, indike average pressure and NO_x emission increased, while specific fuel consumption decreased. In this case, the optimum ignition advance angle in terms of engine performance and emissions was determined as 695° CA for the 1st and 2nd spark plugs within the conditions examined.

In the following studies, it is planned to examine the effects of ignition advance by making changes such as different mixture ratios, placement of spark plugs in the cylinder and geometry of the combustion chamber for the existing system.

REFERENCES

[1] Erkuş, Karamangil, Sürmen, (2015) Enhancing the heavy load performance of a gasoline engine converted for LPG use by modifying the ignition timings, Applied thermal engineering, 85, pp.188-194.

[2] Yontar, Doğu, (2019) Investigation of ignition advance effects for CNG usage in a sequential dual ignition gasoline engine by using in-cylinder combustion CFD analysis, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 34(2), pp.1087-1100.

[3] Demir, Aygül, Coşkun, Soyhan, Türkcan, Alptekin, Çanakcı, (2017) Tek Silindirli Buji Ateşlemeli Bir Motor için Hava Akış Parametrelerinin İncelenmesi, 5. International Symposium on Innovative Technologies in Engineering and Science, 29-30 September 2017, Baku-Azerbaijan, pp.1520-1529.

[4] Fırat, (2019) Doğalgazlı Buji Ateşlemeli Direkt Enjeksiyonlu Bir Motorda Erken ve Geç Ateşlemenin Yanma ve Emisyon Oluşumuna Etkisi, Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi, 8(1), pp.453-461.

[5] Köten, (2019) Effect of different levels of hydrogen+LPG addition on emissions and performance of a compression ignition engine, Journal of Thermal Engineering, 5(2), pp.58-69.

[6] Alasfour, (1998) NO_x Emission from a spark ignition engine using 30% Iso-butanol–gasoline blend: Part 1—Preheating inlet air, Applied thermal engineering, 18(5), pp.245-256.

[7] Bhasker, Porpatham, (2017) Effects of compression ratio and hydrogen addition on lean combustion characteristics and emission formation in a Compressed Natural Gas fuelled spark ignition engine, Fuel, 208, pp.260-270.

[8] Boodaghi, Etghani, Sedighi, (2020) Numerical study of hydrogen addition on the performance and emission characteristics of compressed natural gas spark-ignition engine using response surface methodology and multi-objective desirability approach, International Journal of Engine Research, 1468087420945902.

[9] Cui, (2009) The fuel control system and performance optimization of a spark-Ignition LPG engine", In 2009 International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation, IEEE pp. 901-904.

[10] Deng, Ma, Li, He, Wang, Jiang, Zhao, (2011) Experimental study on combustion and emission characteristics of a hydrogen-enriched compressed natural gas engine under idling condition, international journal of hydrogen energy, 36(20), pp.13150-13157.

[11] Hosseini, Ahmadi, (2017) Performance and emissions characteristics in the combustion of co-fuel diesel-hydrogen in a heavy duty engine, Applied Energy ,205, pp.911-925.

[12] Geok, Mohamad, Abdullah, Ali, Shamsudeen, (2009) Experimental investigation of performance and emissions of a sequential port injection compressed natural gas converted engine, SAE Technical Paper, pp.32-0026.

[13] Kahraman, Ceper, Akansu, Aydin, (2009) Investigation of combustion characteristics and emissions in a spark-ignition engine fuelled with natural gas–hydrogen blends, International Journal of Hydrogen Energy,34(2), pp.1026-1034.

[14] Li, Wang, Deng, Han, Wang, (2002) Combustion and emissions characteristics of a small spark-ignited LPG engine, SAE Technical Paper, pp.01-1738.

[15] Heywood, (1998), Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw & Hill College, 865-850 pages.

[16] ANSYS Forte Theory Manuel, (2018).

HYBRID QUENCHING METHOD FOR HOT STAMPING PROTOTYPE PROCESS

Gökhan Sevilgen[1*], Rukiye Ertan[1], Emre Bulut[1], Ferruh Öztürk[1], Ferdi Eşiyok[2], İlhan Alyay[2], Tuğçe Turan Abi[2]

[1] Bursa Uludağ University, Automotive Engineering Department, Bursa, Türkiye
[2] Beyçelik-Gestamp Company, R&D Department, Bursa, Türkiye
[*] Corresponding Author: Gökhan SEVİLGEN, gsevilgen@uludag.edu.tr

ABSTRACT

In this paper, a hybrid quenching method that combines press hardening and spray cooling processes was investigated. Conventional hot forming method is classified as a direct method and indirect method to improve material strength and to reduce spring back effects. All these methods had limitations in view of process time and also die quenching. The proposed method differs in terms of cooling process such that in addition to die quenching, spray cooling process was applied to the automotive parts. This hybrid method had more advantages for reducing total process time and also this new method offers an effective control in cooling process compared to the die quenching by using spray parameters. In this paper, hybrid quenching method was explained in detail for a selected part, which will be used as a prototype in the manufacturing process, and a three dimensional Computational Fluid Dynamics model (3D CFD) was presented to improve the quality of simulation models to overcome the uncertainties for spray cooling of a 22MnB5 hot steel blank, commonly used material in the automotive industry. The experimental study was also carried out for the comparison of the numerical results of 3D CFD model. The comparison of the numerical and experimental results showed that the presented approach can be effectively used to evaluate heat transfer during spray quenching with a single nozzle. With this research, it was clearly seen that the estimated cooling rates and the temperatures were in good agreement with the experimental cooling temperature data.

Keywords: Hybrid quenching, spray cooling, hot forming, automotive industry.

1. INTRODUCTION

In recent years, the necessity of weight reduction, improved crash safety and environmental regulations in automotive industry have increased the importance of advanced high-strength steel materials (AHSSs). AHSSs generally include martensites, bainites, ferrites and/or retained austenites obtained via phase transformation, including dual-phase steel, TRIP steel, complex-phase steel and boron steel (Figure 1). These materials are superior in both strength and ductility compared with conventional steels and thus facilitate energy absorption during impact and can help to ensure passenger safety while reducing vehicle weight (Eşiyok continued, 2010, Park continued, 2017, Taylor and Clough, 2018).

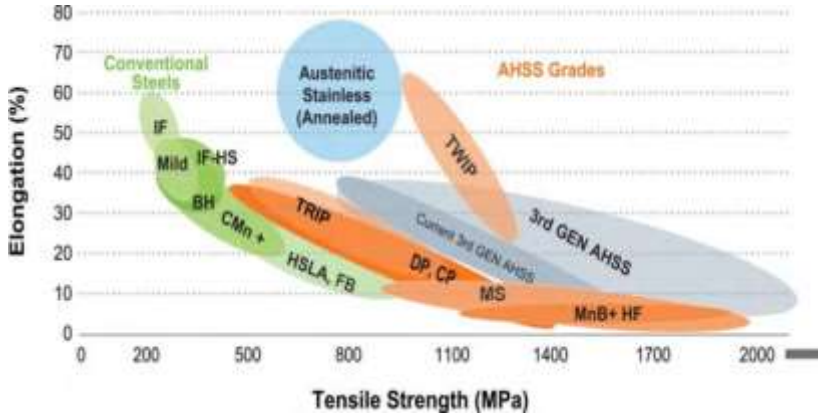


Figure 1. Global formability diagram of AHSS grades (Keeler and Kimchi, 2014)

The most commonly used advanced high-strength steel is heat-treatable Al–Si coated 22MnB5 (USIBOR 1500), which is the most preferable for hot stamping applications. By using hot stamping of boron alloyed heat-

treatable steels, it is possible to produce parts with a much higher strength than by conventional forming processes (Naderi, 2007). In this process, the steel sheets are austenized at temperatures of about 950°C (1), transferred to the forming die (2), formed in the hot condition and quenched in the forming die at the same time (3), as shown in Figure 2. Microstructure transformation from austenite to martensite occurres, because of critical cooling rates, such as 27 K/s, during the quenching in the die and tensile strength is increased above 1500 MPa. The parts produced by hot stamping process exhibit high geometrical accuracy with low springback and minor residual stresses (Karbasian and Tekkaya, 2010).

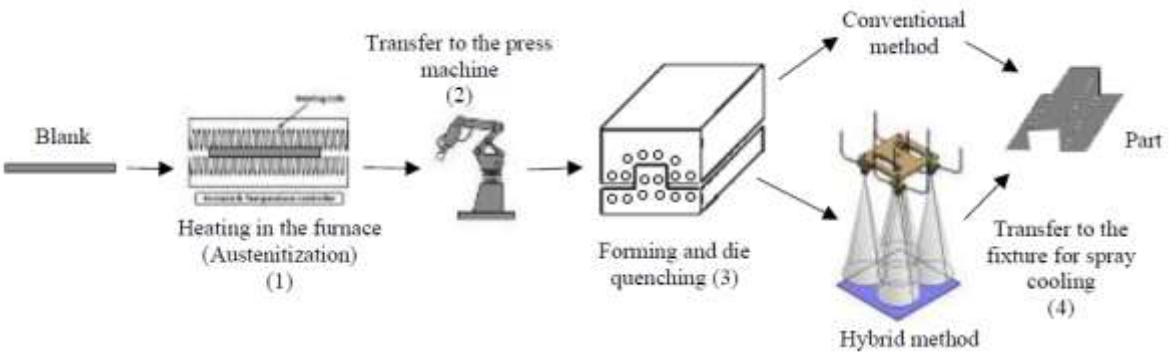


Figure 2. Conventional hot forming process with die quenching and proposed method with hybrid quenching method.

The cooling rate in the die is important and should be constant for each part to obtain desired mechanical and geometrical properties. But the long forming and cooling cycles causes the die to heat up. There are too many parameters that affect the cooling rate such as temperature of the blank at the beginning of the forming stage, contact heat transfer between blank and tool in a function of pressure, coefficient of friction between sheet and dies, initial die temperature values during stamping cycles, blank and tool materials, closing pressure during quenching, dimensions and locations of cooling channels, temperature of the environment, heat transfer coefficient between the blank and ambient air etc. To shorten cooling time in the hot stamping process an external cooling method such as spray cooling (Figure 1) can be additionally established after forming, called as hybrid cooling (4). The hybrid method provides to control cooling rate by using spray parameters. On the other hand, the spray cooling can be used for tailored parts which had an additional process where locally different properties are set with high pinpoint precision on the hot press formed part utilizing sophisticated tool design principles (Merklein and Lechler, 2008). It can be achieved by using different spray cooling parameters such as nozzle type, spray pressure, the distance between part surface and spray nozzle, spray angle etc. The process conditions for hot stamping and hybrid quenching method is shown in Figure.3.

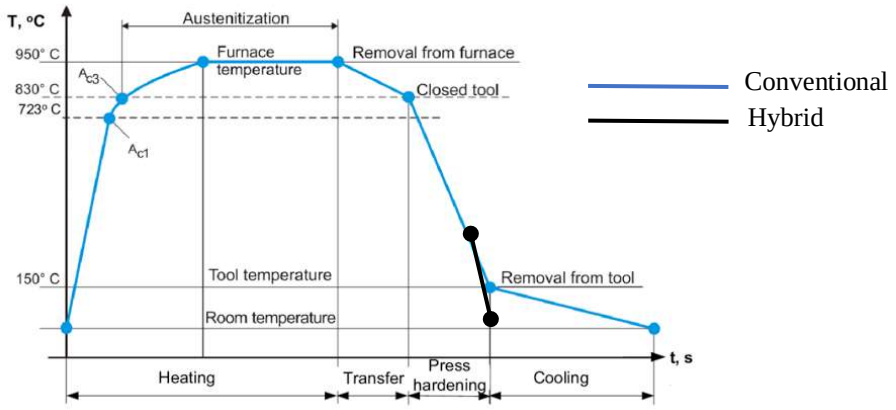


Figure 3. Temperature profile versus process time for die quenching and hybrid quenching of hot forming.

Thus, the need for the increasing productivity of hot stamped parts were early extracted from die and alternative cooling methods such as spray quenching was applied below the martensite finish temperature by using water-air spray (Nürnberger continued, 2014).

In this paper, hybrid quenching method was explained in detail for a selected part which will be used as a prototype in the manufacturing process and a three dimensional Computational Fluid Dynamics model (3D CFD) was

presented to improve the quality of simulation models to overcome the uncertainties for spray cooling of a Al-Si coated 22MnB5 hot steel blank commonly used material in the automotive industry. An experimental study was also carried out for the comparison of the numerical results of 3D CFD model.

2. MATERIAL AND METHODS

2.1 Mold Design and Prototype Manufacturing for Hot Forming Process

The prototype vehicle building which is before the serial production is a rapid process that includes difficult formable parts of hot stamping process. Serial hot stamping tools are much more expensive and longer period process according to prototype tools. During the hot stamping prototype part press hardening, heat transfer direction is from the sheet metal to tool and then from tool to press equipment's. As a consequence, prototype production environment becomes useless to produce more hot forming parts due to high heat flow to hydraulic systems of press. To avoid over heating of tool and press, parts can be early extracted from the press hardening when the expected geometry obtained.

In the hot forming prototype production stage, after the forming process, cooling the part in the press at the press closed position; prototype tools and press become overheated. Preparation time of the system to continue to stamping takes long time by pending reduce the temperatures of tools and press. And longtime closing position cause press thermal error due to hot stamping tools which are preferred worked in hydraulic presses. Increasing temperature of tool and press causes a widespread disruption on the prototype productions. It is aimed to eliminate these problems with the hybrid cooling system. With the design of modular hybrid cooling technique, the cooling time will be shortened and the efficiency will be increased in the forming tool. This equipment reduces the heat transfer trough the tool and press and will also increase the number of parts produced per unit time. This result both provides cost optimization, less maintenance cost of press and tool and increases prototype tool life (Tisza, 2017).

For the generic part to be analyzed and produced within the scope of the project, the geometry of the part has been decided by considering the compliance with the criteria below;

- Literature research results
- It must be of minimum size to allow analysis samples.
- While maintaining its martensitic structure, the piece must have the sheet thickness and quality to meet certain tolerance conditions.
- It should be easy to adapt to spray cooling system.

In the light of these criteria, the generic part geometry was decided as a u-shaped part with the length of the 320 mm, height of 63mm and width of 200 mm was designed to produce in hot stamping process with a prototype tool, spray cooling unit, hydraulic press and portable chamber furnace. The CAD model of selected prototype is shown in Figure. 4.

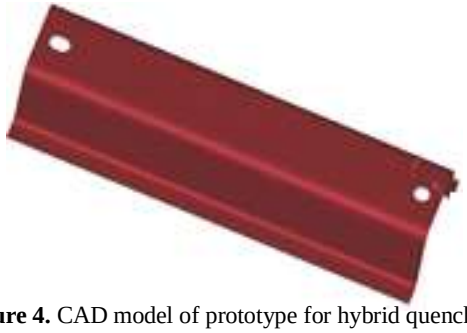


Figure 4. CAD model of prototype for hybrid quenching.

Part dimensions have been chosen in the minimum possible dimensions to reduce the research and material cost. Suitable thermal behavior of 22MnB5, which is commonly used in the current automotive parts, is austenized in a furnace until the 900-950 ºC. Blanking is kept 180-240 seconds more in the camber furnace to ensure the thermal diffusion trough the AL-Si-coating before the blanking is transferred into the die. Blanking is located onto side leveler to avoid an inhomogeneous cooling before the start of press hardening operation. Temperatures of sheet metal and hot forming tool can be measured at all requested positions to optimize the early extracted timing. Necessary for the hot forming process, work piece analysis and cooling system model creation studies are carried out on AUTOFORM. The production process of the hybrid quenching method of the part follows;

Step 1 - Blanking: sheet metal plates will be prepared in a rectangular opening in the laser workbench with environmental dimensions sufficient to print the designed part and sheet metal centering holes.

Step 2 - Heating: The Blanking sheet metal will be heated in the prototype furnace.
Step 3 - Press Hardening: The heated blanking sheet will be removed from the furnace and placed in the mold, and the sheet will cool down with the heat of the non-cooling prototype mold.
Step 4 - Spray Cooling: From the press, the prototype part will be removed at different times without waiting for the martensitic internal structure conversion to be completed, and it will be provided to cool down to the temperature at which the phase conversion is completed with the spray cooling unit.

2.2 Design of Coolıng channels

Parameters of cooling channels taken from common properties hot stamping serial tools. Better thermal and mechanical properties can be achieved for hot stamping dies when more cooling channels are placed in the die and the radius of the channels are defined as smaller. The cross section between the forming die is sealed by thermal behavioral o-rings. Four balance stoppers are designed to adjust the tightness of blank holder to provide proper material flow through the forming dies. Both upper and lower pad stroke is 63,5mm to fully ensure the part closing and to avoid unexpected part movement.

2.3 Design of Spray Apparatus for hot stamping process

In this study, the spray fixture was designed to get appropriate cooling rate for the selected part surface. The spray nozzle used in the experiments is shown in Figure 5. The sample spray fixtures carrying on multi-nozzle spray apparatus which will be used to obtain different cooling rates on the parts by changing spray parameters such as spray height, spray angle, mass flow rate, the distance between nozzles and part etc. is shown in Figure 6. In this study, a single nozzle was only used for getting experimental temperature data. The nozzle used for cooling period allows spraying at different pressures with a cone angle of 20°.

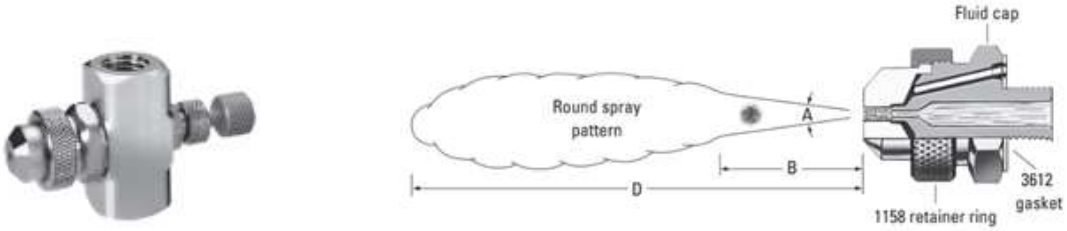


Figure 5. The spray nozzle (a) and spray pattern (b) used in the experimental study.

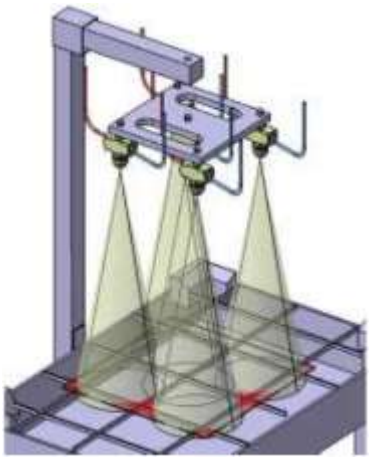
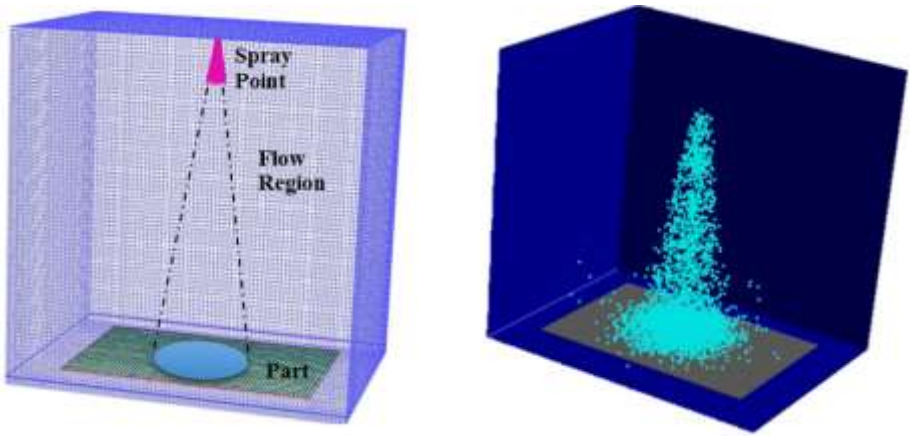


Figure 6. The spray fixture for a straight steel blank used in the experimental study**.**

Before, spray fixture designing process, preliminary study was performed for selecting correct nozzle type and getting the effects of spray parameters such as spray height and angle, injection pressure, coolant type etc. on the cooling characteristics of 22 MnB5 steel. Thus, a three dimensional Computational Fluid Dynamics Model (CFD) model was generated for spray cooling of straight parts by using a single point nozzle. The numerical simulations of spray quenching were performed to investigate the cooling rate of a 22MnB5 hot steel blank. For getting comparative results and validation of the numerical results, experiments were also performed for different conditions. The developed 3D model will be used to investigate the heat transfer analysis of hot stamped parts during hybrid quenching to optimize the process parameters. The detailed numerical analysis of a 22MnB5 hot steel blank is explained below.

2.4 Numerical simulations for spray cooling of straight parts by using a single point nozzle

The hot steel blank of 300 mm (length) x 200 mm (width) x 1.8mm (thickness) was selected for the numerical simulations and experiments. It is 22MnB5 steel which is the most common sheet metal used for the hot stamping of automobile parts such as A and B pillars, the roof frame or parts of the floor assembly etc. (Eşiyok continued, 2010, Nürnberger continued, 2014). The nozzle used for cooling period allows spraying at different pressures with a cone angle of 20°. In numerical calculations, the mesh structure of the computational domain is very important for obtaining accurate predicted results and reducing the computing time (Tang continued, 2014, Sevilgen, 2017). The multi-zone method that include decomposition of the model into blocks was used to generate hexahedral elements in the computational domain. This meshing methods allow advanced options for face meshing. The whole mesh structure view and the whole spray region are demonstrated in Figure 7a and Figure 7b.



(a) (b)

Figure 7. The spray region and mesh structure defined in 3D CFD simulations.

The detailed information about this method can be found in reference (ANSYS Meshing Advanced Techniques). In the interior part of the blank the mesh intensity was generated higher than the other regions to get accurate predicted temperature results and to improve heat conduction analysis to simulate conjugate heat transfer. Mesh structure consists of about 5.10^5 hexahedral elements and the computations were performed on a workstation with 8 Quad-Core Intel Xeon processors. The fixed time step was chosen as 5.10^{-3} s for all iterations. The total computation time for one case presented in this study was about 72 hours.

The Fluent DPM analysis was utilized to simulate the heat transfer process and assess the temperature distribution of the blank in the numerical calculations of spray cooling used in this study. The Lagrangian discrete phase model in ANSYS Fluent follows the Euler-Lagrange approach. In this approach, the fluid phase is treated as a continuum by solving the Navier-Stokes equations, while the dispersed phase is solved by tracking a large number of particles, bubbles, or droplets through the calculated flow field. The dispersed phase can exchange momentum, mass, and energy with the fluid phase. The governing equations in the DPM simulation are mainly introduced as below. The discrete phase formulation used by FLUENT contains the assumption that the second phase is sufficiently dilute that particle-particle interactions and the effects of the particle volume fraction on the gas phase are negligible. In practice, these issues imply that the discrete phase must be present at a fairly low volume fraction, usually less than 10-12% (ANSYS Fluent 17.1 Theory Guide). Thus, DPM module was chosen for numerical simulations. ANSYS Fluent predicts the trajectory of a discrete phase particle (or droplet or bubble) by integrating the force balance on the particle, which is written in a Lagrangian reference frame. This force balance equates the particle inertia with the forces acting on the particle, and can be written (for the x direction in Cartesian coordinates) as stated in Eq. 6.

$$\frac{du_p}{dt} = F_D\,(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x \qquad (1)$$

Where $F_D\,(u - u_p)$ is the drag force per unit particle mass and

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2}\frac{C_d Re}{24} \qquad (2)$$

Here, u is the fluid phase velocity, u_p is the particle velocity, ρ is the fluid density, ρ_p is the density of the particle μ is the molecular viscosity of the fluid, d_p is the particle diameter, and Re is the relative Reynolds number, which can be written in Equation 8.

$$Re = \frac{\rho d_p |u_p - u|}{\mu} \tag{3}$$

The detailed information about Discrete Phase Model can be found in reference (ANSYS Fluent 17.1 Theory Guide). ANSYS-Fluent software package was used for all numerical calculations. This software solves continuum, energy and transport equations numerically and the governing equations can be written in Equations (4-7) (White, 1991).

Continuity: $$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}\, \rho \mathrm{V} = 0 \tag{4}$$

Momentum: $$\rho \frac{DV}{Dt} = \rho g + \nabla . \tau_{ij}{}' - \nabla p \tag{5}$$

Where, $\tau_{ij}{}'$ term can be written as stated in Eq.6

$$\tau_{ij}{}' = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \lambda \, \text{div}\, \mathrm{V} \tag{6}$$

Energy: $$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \text{div}(k \nabla T) + \tau_{ij}{}' \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{7}$$

Table 1. Solver settings and boundary conditions used in the numerical simulation.

Solver settings used in the numerical calculations	
Continuous Phase	
Fluid type	Air
Solver type	Pressure-based
Time	Unsteady conditions
Time step	5.10^{-3} s
Equations	Combined simulation of flow and energy
Turbulence Model	k-ε Realizable model
Outer surfaces	Pressure outlet conditions
Discrete Phase	
Fluid type	Water
Model	Discrete phase model
Particle time step size	5.10^{-3} s
Injector type	Solid cone
Injector inner diameter	2.8 mm
Injection pressure (MPa)	0.30 MPa (for all cases)
Spray angle	20°
Boundary conditions for all cases	
Initial temp. of the blank	400°C
Spray height	H=400 mm
Temp. of the ambient	27°C

Solver settings and boundary conditions used in the numerical simulation were given in Table 1.

2.5 Experimental set-up

The experimental set-up consists of hot blank, nozzle head, part holder, water tank, water pump, water pressure regulator, air compressor, air pressure regulator infrared thermal camera, computer with software and heating furnace. The water pump had reasonable power that recirculate coolant and the pressure regulator provide the desired injection pressure. The FLIR T365 infrared thermal camera was used to obtain the surface temperature of the blank during spray cooling. The critical parameters include: the pixel resolution is 320*240, the image frame frequency is 30Hz, and the temperature measuring range was from -20 °C to 650 °C. After the heating period in the furnace, the blank transferred to the spraying apparatus which include adjustable spray height. During the experiments, the thermal camera images recorded by a laptop computer for getting comparison between experimental data and the numerical results. The

soaking time in the heating furnace was about 10 minutes and the total period of spray cooling applied to the blank surface was 20 seconds.

3. RESULTS AND DISCUSSION

The temperature results of the part during heating and transportation processes are shown in Figure 8a and Figure 8b. After the part was cooled in the mold and reached the martensitic structure, analyzes were made on the Autoform Thermosolver regarding the time elapsed and the temperature distributions on the part. When the sheet is taken out of the furnace at more than the austenite temperature and moved to the press, it drops to 840.5 °C and starts to take form in the mold at 815.3 °C.

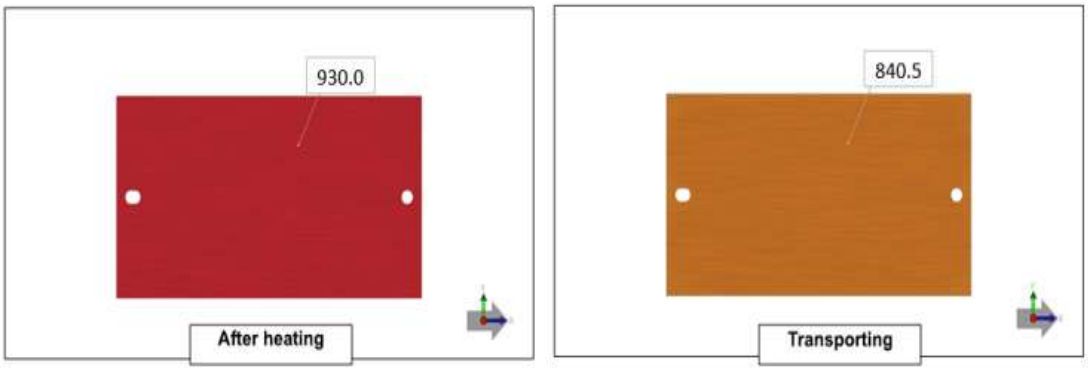


Figure 8. Form simulation result (a) After heating, (b) Transporting

Completing the annealing process by giving water to the tool and part reaching 100% martensitic structure was provided in the analysis (Figure 9 -10). These results give the effects of thermal difference on mechanical properties. It is also noted that three typical positions of the u –shaped have different mechanical properties which is regarding to the quenching conditions in the sides, flanges and bottom. Sides have only one-side contact of heat transfer in the most of the time during process; however, bottom and flanges have double-side due to movable upper blank holder and lower pad. In any case the cooling rate is fully enough to ensure the martensitic structure.

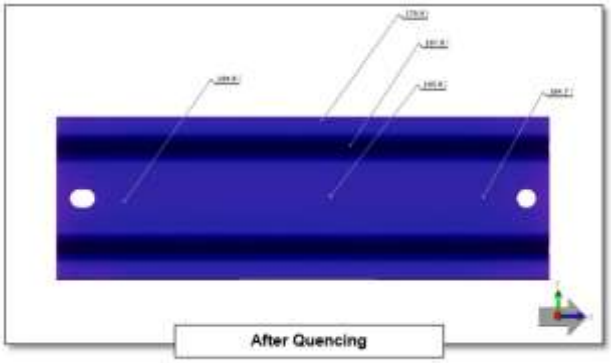


Figure 9. After quenching result

In the meantime, after the martensitic structure completed, thermal application after this temperature cooling will continue at room temperature. Press closing velocity is 120mm/s and total closing is less than 20 mins seconds and quenching is completed with is 6 seconds. Cooling flow rate is 120-150 l/s which are all related with serial hot stamping line parameters.

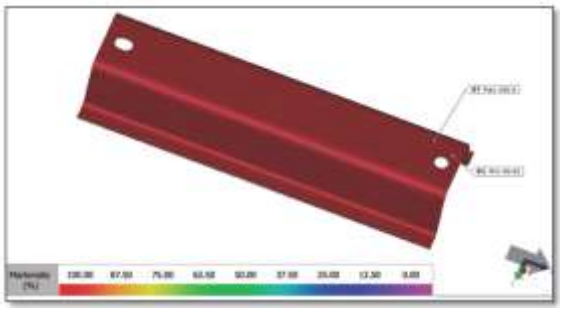
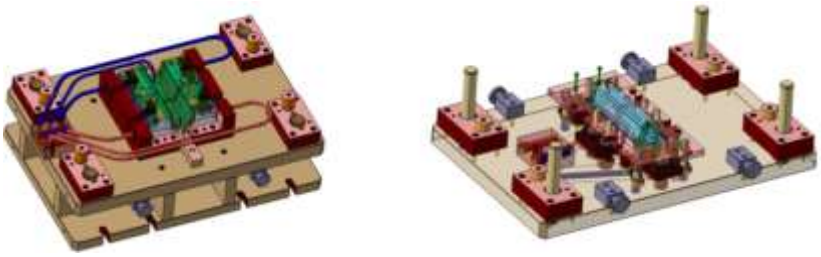


Figure 10. Martensite structure result

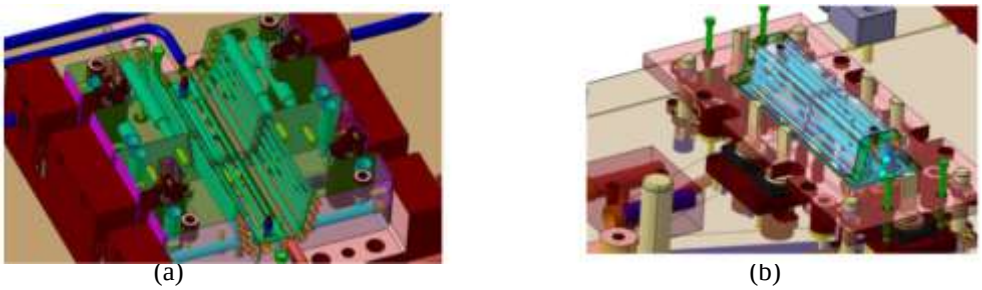
According to ANSYS and AUTOFORM analysis results, mold design was performed in CATIA environment. The prototype tool, the primary cooling device whose upper and lower bases are shown in Fig.11 in which the stamping force is 165 tons and the upper blank holder force is 7200 daN and lower pad force is 3000 daN. Upper and lower molds were shown in Figure 11a and Figure 11b, respectively.



(a) (b)

Figure 11. Lower (a) and Upper (b) molds design for prototype.

Cooling channels are 12-18 mm far away from each other, 15-18mm is the distance from original surface and Ø5-Ø9 mm is the diameter of cooling channels. Cooling channel designs for lower and upper molds were shown in Figure 12a and Figure 12b, respectively.



(a) (b)

Figure 12. Cooling channels design for lower (a) and upper (b) molds.

Considering all numerical simulations for forming and quenching process, the whole mold design for hybrid quenching method obtained from this study is shown in Figure 13.



Figure 13. The whole mold design with cooling channels.

After numerical simulations for mold design, the comparative results of temperature distributions between thermal camera images and numerical simulations are demonstrated in Figure 14. From these results, the predicted temperature values and the size of the cooling area were similar to the experimental data for each time period. The only difference was occurred at the corner locations of the part surface because in the simulations, the mounted area which the blank attached on the metal blocks was neglected.

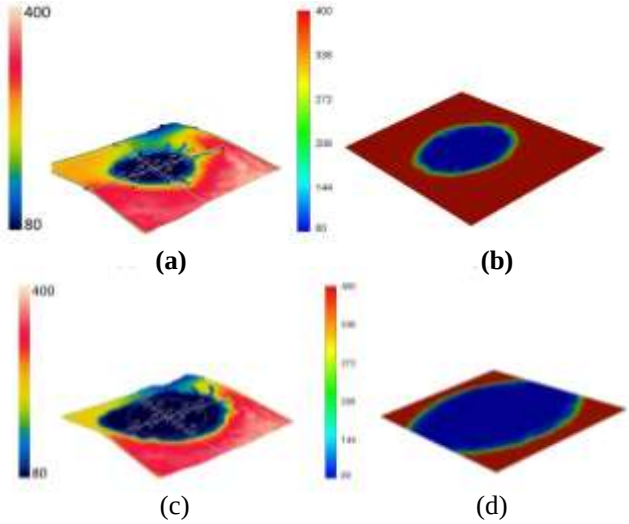


Figure 14. The calculated temperature values (°C) on the blank surface during spray cooling period.

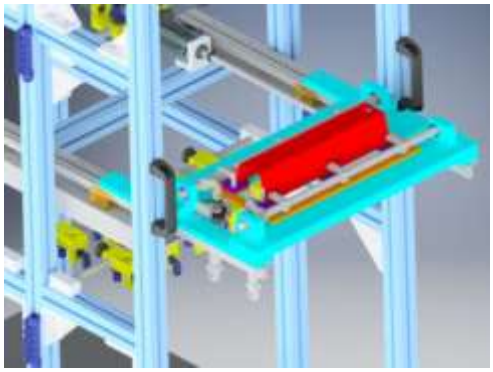


Figure 15. The spray fixture of prototype for multi-nozzle applications obtained from this study.

As a result, considering the all results of numerical simulations of spray cooling and the other factors such as desired mechanical properties at the end of the hybrid quenching, the sample spray cooling fixture apparatus obtained from this study is shown in Figure 15.

4. CONCLUSION

In this paper, hybrid quenching method was explained in detail for a selected part which will be used as a prototype in the manufacturing process and a three dimensional Computational Fluid Dynamics model (3D CFD) was presented to improve the quality of simulation models to overcome the uncertainties for spray cooling of a Al-Si coated 22MnB5 hot steel blank commonly used material in the automotive industry. The experimental study was also carried out for the comparison of the numerical results of 3D CFD model. From the results of the comparison of the predicted temperature results and the experimental data showed that the presented approach can be effectively used to evaluate heat transfer during spray quenching. The difference is due to the assumptions for model simplification and conditions that are different from experiments. Thus, the need for the increasing productivity of hot stamped parts were early extracted from die and alternative cooling methods such as spray quenching was applied below the martensite finish temperature by using water-air spray.

In further investigations, the three dimensional numerical model obtained in this study will be used as a reference model to simulate the hybrid quenching process which include cooling in a closed die and the quenching with multipoint spraying apparatus.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors wish to thank the Scientific and Technological Research Council of Turkey (TUBITAK) for supporting this research under the project number 3180620-TÜBİTAK 1501 and Beyçelik Gestamp is acknowledged for supporting this research.

REFERENCES

[1] Eşiyok, F., Sevilgen G., Öztürk F., Kaya, N., Karen, İ. (2010) "Hot stamping applications in the automotive industry: coupled numerical simulation and FE-based die design", 71, 1-4, pp.139-153.
[2] Park, J.K., Kim, Y.S., Suh, C.H., Kim, Y.S. (2017) "Hybrid quenching method of hot stamping for automotive tubular beams, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers", Part B: Journal of Engineering Manufacture, 231, 9, pp.1599-1610.
[3] T. Taylor & A. Clough (2018) "Critical review of automotive hot-stamped sheet steel from an industrial perspective", Materials Science and Technology, 34:7, 809-861, DOI: 10.1080/02670836.2018.1425239
[4] Keeler, S.; Kimchi, M. (2014), Advanced High-Strength Steels, Application Guidelines Version 5.0, World Auto Steel,
[5] Naderi, M. (2007) "Hot stamping of ultra high strength steels" , RWTH Aachen., Ph.D. Thesis.
[6] H. Karbasian, A.E. Tekkaya, (2010), "A review on hot stamping, Journal of Materials Processing Technology", Volume 210, Issue 15, Pages 2103-2118,
[7] Merklein, M. and Lechler, J. (2008), "Determination of material and process characteristics for hot stamping processes of quenchenable ultra high strength steels with respect to a FE-based process design", SAE Int. J. Mater. Manuf., 1, 1, pp.411–426.
[8] Nürnberger F., Diekamp M., Moritz J., Wolf L., Hübner S., Behrens B.A., (2014) "Spray cooling of early extracted hot stamped parts", TMS2014Annual Meeting Supplemental Proceedings TMS (The Minerals, Metals & Materials Society).
[9] Tisza, M., (2017) "Hot Forming of Boron Alloyed Manganese Steels", Trans Tech. Publications, 885, pp.25-30.
[10] Tang B.T., Bruschi S., Ghiotti A. and Bariani P.F., (2014), "Numerical modelling of the tailored tempering process applied to 22MnB5 sheets", Finite Elements in Analysis and Design 81, 69–81.
[11] Sevilgen G., (2017), "A numerical analysis of a convective straight fin with temperature-dependent thermal conductivity", Thermal science 21 (2), 939-952.
[12] ANSYS Meshing Advanced Techniques, PADT Lunch & Learn Series, 17.0 Release.
[13] ANSYS Fluent 17.1 Theory Guide, ANSYS, Inc. USA, 2016.
[14] White F.M., (1991), Viscous Fluid Flow Second Edition, McGraw-Hill, Inc., ISBN: 0-07-069712-4

THE EFFECT OF SPRAY PARAMETERS ON THE COOLING RATE OF HIGH STRENGTH STEEL 22MnB5

Gökhan Sevilgen[1*], Rukiye Ertan[1], Emre Bulut[1], Ferruh Öztürk[1], Ferdi Eşiyok[2], İlhan Alyay[2], Tuğçe Turan Abi[2]

[1] Bursa Uludağ University, Automotive Engineering Department, Bursa, Türkiye
[2] Beyçelik-Gestamp Company, R&D Department, Bursa, Türkiye
[*] Corresponding Author: Gökhan SEVİLGEN, gsevilgen@uludag.edu.tr

ABSTRACT

In this paper, a numerical analysis of spray cooling of a hot steel blank 22MnB5 is performed by using Computational Fluid Dynamics (CFD). The effect of spray parameters such as spray height and initial blank temperature on the heat transfer characteristics of 22MnB5 hot steel blank is investigated. The experimental study was also carried out for getting comparative results and time-dependent temperature distributions of hot steel blank surfaces during spray cooling process by using infrared thermal camera. The developed 3D model of spray cooling will be used to investigate detailed heat transfer analysis of hot stamped parts during hybrid quenching to get optimum conditions of process parameters. Hybrid quenching method include early extracting of hot stamped parts and applied spray quenching. This proposed method was developed due to need for improving disadvantages of traditional hot stamping process. These can be expressed as complexity of controlling cooling rate during die quenching and the cost reduction of mold design and manufacturing include cooling channels. Moreover, the methodology developed in this paper can be used for getting tailored parts where the cooling rates are locally chosen to achieve structures with graded properties – allow local modification of final mechanical properties to provide high energy absorption to enhance the crashworthiness of the whole component and thus improving the vehicle safety performance.

Keywords: Spray cooling, a single nozzle, CFD, hot forming.

1. INTRODUCTION

There were many industrial applications for spray cooling, for instance, the cooling process of metal parts by using spray cooling was applied for extrusion, forging, cooling of rolls in metal rolling and casting in manufacturing industry (Liang and Mudawar, 2017, Navak continued, 2018). On the other hand, the spray cooling process is applied when the removal of high heat flux from part surfaces is needed such as electronic cooling and high power laser systems. This method has advantage in terms of its high heat dissipating capability with low coolant mass flow rate from low temperature walls. Moreover, accurate temperature control and long term stability with low costs make this method more attractive (Zhang continued, 2013).

The main spray cooling parameters such as nozzle and coolant type, injection pressure (P), spray height (H), spray angle (α), initial temperature of the part (T_p) and droplet properties that affects the cooling rate of hot metal surface are shown in Figure 1. Numerous experimental studied had been conducted include individual droplet cooling depends on droplet dynamics and heat transfer on droplet surface (Al-Ahmadi and Yao, 2008). The ssts of droplet parameters such as mean droplet size and droplet velocity on the critical heat flux was studied and found that the mean droplet velocity had great effect on the critical heat flux and the heat transfer coefficient at critical heat flux (Chen continued, 2002, Chen continued, 2004). Critical heat flux is the maximum heat flux denotes the temperature that liquid gives a fully contact with hot surface first increased with the coolant pressure than decreased with growing nozzle pressure (Guo continued, 2016). On the other hand, there were a few studies include the cooling process of metal parts by using spray quenching applied for hot stamping process in automotive industry. However, the process productivity of hot forming is low due to the limited heat transfer to the forming die and complexity of cooling process below the martensite finish temperature (Nürnberger continued, 2014). Thus, the need for the increasing productivity of hot stamped parts leads to an alternative cooling method such as spray quenching include early extracted from die and quenching below the martensite finish temperature by using water-air spray.

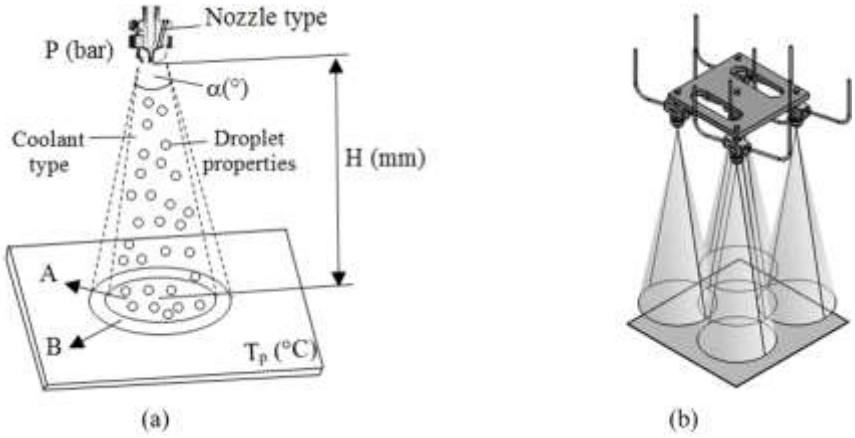


Figure 1. The schematic view of spray cooling parameters that effect the cooling process with (a) a single nozzle and (b) sample fixture for multi-nozzle spray applications.

In general, spray cooling is characterized by high heat transfer efficiency, lower droplet impact velocity and quenching area can be improved significantly (Kim, 2007, Silk continued, 2008). By adjusting the spray cooling parameters, different cooling rate can be achieved in different positions and this contribute to obtain different mechanical properties on the automotive part. Many researchers express that design and manufacture of tailored property automotive structures can be achieved by spray cooling technology which will be an important role for manufacturing crash components in the automotive industry (Nowak continued, 2013).

However, numerical studies include experimental results were presented to analyze the flow field distribution from a nozzle to the hot surface and many of them were introduced to simplify calculating the axisymmetrical inject 2D CFD models (Ying continued, 2012). Moreover, optimization of spray cooling process parameters not taken into account or the solution of this problem are not validated together with numerical and experimental data in many applications. It is seen that 2D simplified models do not provide detail information about flow field and temperature data for presenting spray quenching process. In this study, a three dimensional CFD model was developed to improve the quality of the simulations and to provide the validation of the numerical results of spray cooling process of high strength steel 22MnB5 which were commonly used for hot forming process in the Automotive Industry. The developed 3D CFD model of spray cooling will be used to investigate detailed heat transfer analysis of hot stamped parts during hybrid quenching to get optimum conditions of process parameters. Hybrid quenching method include early extracting of hot stamped parts and applied spray quenching This proposed method shown in Figure 2 was developed due to need for improving disadvantages of traditional hot stamping process.

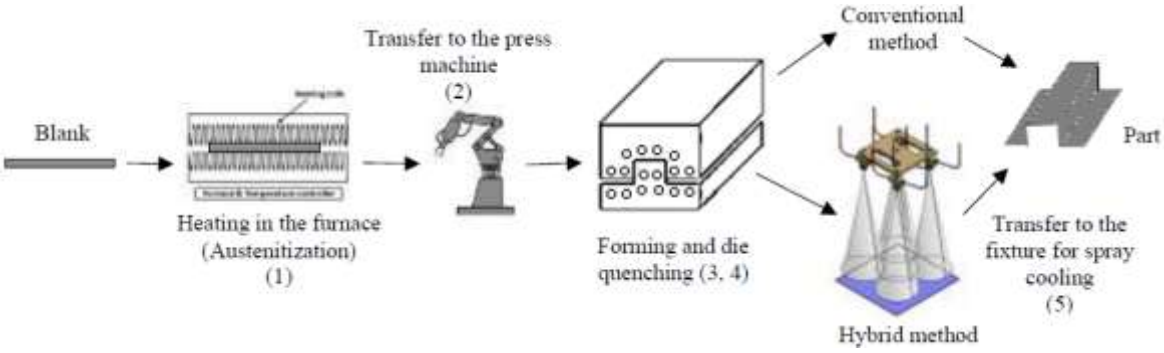


Figure 2. Conventional hot forming process with die quenching and proposed method with hybrid quenching method

2. MATERIAL AND METHODS

2.1 Numerical Simulation of Spray Quenching

The hot steel blank of 300 mm (length) x 200 mm (width) x 1.8mm (thickness) was selected for the numerical simulations and experiments. It is 22MnB5 steel which is the most common sheet metal used for the hot stamping of automobile parts such as A and B pillars, the roof frame or parts of the floor assembly etc. The nozzle used for cooling period allows spraying at different pressures with a cone angle of 20°.

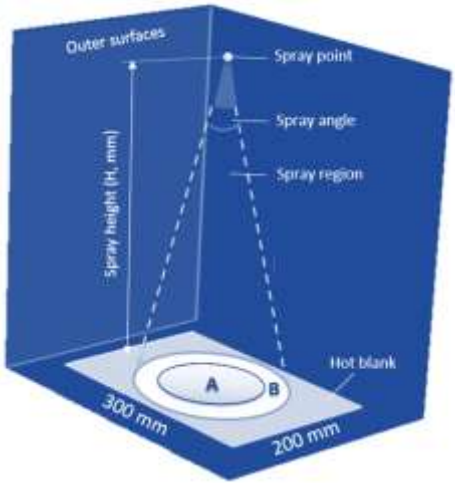


Figure 3. The spray region and the spray parameters used in the 3D CFD simulations.

The spray region and boundary surfaces used in the numerical simulations are shown in Figure 3. The mesh structure of the computational domain is very important for obtaining accurate predicted results and reducing the computing time (Sevilgen, 2017). The multi-zone method that includes decomposition of the model into blocks was used to generate hexahedral elements in the computational domain. This meshing methods allow advanced options for face meshing. The detailed information about this method can be found in reference (ANSYS Meshing Advanced Techniques). In the interior part of the blank the mesh intensity was generated higher than the other regions to get accurate predicted temperature results and to improve heat conduction analysis to simulate conjugate heat transfer. Mesh structure consists of about 5.10^5 hexahedral elements and the computations were performed on a workstation with 8 Quad-Core Intel Xeon processors. The fixed time step was chosen as 5.10^{-3} s for all iterations. The total computation time for one case presented in this study was about 72 hours. The whole mesh structure view is shown in Figure 4.

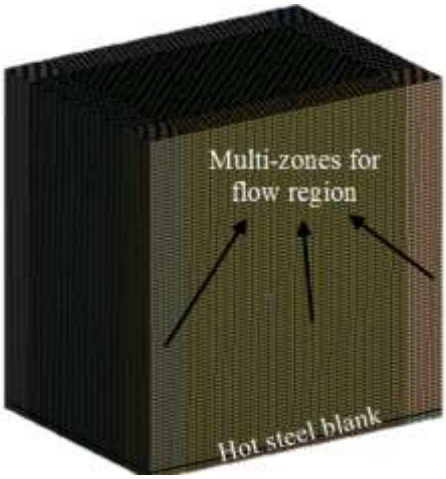


Figure 4. The spray region (a) and different locations (b) defined in 3D CFD simulations.

The Fluent DPM analysis was utilized to simulate the heat transfer process and assess the temperature distribution of the blank in the numerical calculations of spray cooling used in this study. The Lagrangian discrete phase model in ANSYS Fluent follows the Euler-Lagrange approach. In this approach, the fluid phase is treated as a continuum by solving the Navier-Stokes equations, while the dispersed phase is solved by tracking a large number of particles, bubbles, or droplets through the calculated flow field. The dispersed phase can exchange momentum, mass, and energy with the fluid phase. Solver settings and boundary conditions used in the numerical simulation can be found in Table 1.

Table 1. Solver settings and boundary conditions used in the numerical simulation.

Solver settings used in the numerical calculations	
Continuous Phase	
Fluid type	Air
Solver type	Pressure-based
Time	Unsteady conditions
Time step	5.10^{-3} s
Equations	Combined simulation of flow and energy
Turbulence Model	k-ε Realizable model
Outer surfaces	Pressure outlet conditions
Discrete Phase	
Fluid type	Water
Model	Discrete phase model
Particle time step size	5.10^{-3} s
Injector type	Solid cone
Injector inner diameter	2.8 mm
Injection pressure (MPa)	0.30 MPa (for all cases)
Spray angle	20°
Boundary conditions for all cases	
Initial temp. of the blank	400°C
Spray height	H=400 mm
Initial temp. of the ambient	27°C

The governing equations in the DPM simulation are mainly introduced as below. The discrete phase formulation used by FLUENT contains the assumption that the second phase is sufficiently dilute that particle-particle interactions and the effects of the particle volume fraction on the gas phase are negligible. In practice, these issues imply that the discrete phase must be present at a fairly low volume fraction, usually less than 10-12% (ANSYS Fluent 17.1 Theory Guide). Thus, DPM module was chosen for numerical simulations. ANSYS Fluent predicts the trajectory of a discrete phase particle (or droplet or bubble) by integrating the force balance on the particle, which is written in a Lagrangian reference frame. This force balance equates the particle inertia with the forces acting on the particle, and can be written (for the x direction in Cartesian coordinates) as stated in Eq. 6.

$$\frac{du_p}{dt} = F_D\,(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x \tag{1}$$

Where $F_D\,(u - u_p)$ is the drag force per unit particle mass and

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2}\frac{C_d Re}{24} \tag{2}$$

Here, u is the fluid phase velocity, u_p is the particle velocity, ρ is the fluid density, ρ_p is the density of the particle μ is the molecular viscosity of the fluid, d_p is the particle diameter, and Re is the relative Reynolds number, which can be written in Equation 8.

$$Re = \frac{\rho d_p |u_p - u|}{\mu} \tag{3}$$

The detailed information about Discrete Phase Model can be found in reference (ANSYS Fluent 17.1 Theory Guide)

ANSYS-Fluent software package was used for all numerical calculations. This software solves continuum, energy and transport equations numerically and the governing equations can be written in Equations (4-9) (White, 1991).

Continuum:
$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho\, div\, V = 0 \tag{4}$$

x-momentum:
$$\rho\frac{Du}{Dt} = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(2\mu\frac{\partial u}{\partial x} + \lambda\, div\, V\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}\right)\right] \tag{5}$$

y-momentum: $$\rho\frac{Dv}{Dt}=\rho g_y-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left(2\mu\frac{\partial v}{\partial y}+\lambda\, div\, V\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial y}\right)\right] \quad (6)$$

z-momentum: $$\rho\frac{Dw}{Dt}=\rho g_z-\frac{\partial p}{\partial z}+\frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial w}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial z}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial y}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial z}\left(2\mu\frac{\partial w}{\partial z}+\lambda\, div\, V\right) \quad (7)$$

Energy: $$\rho\frac{Dh}{Dt}=\frac{Dp}{Dt}+div(k\nabla T)+\Phi \quad (8)$$

In Equation (8), Φ is the dissipation function that can be written in Equation (9).

$$\Phi=\mu\left[2\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2\right]+\left(\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial z}\right)^2+\left(\frac{\partial u}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2\right]+\lambda\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2 \quad (9)$$

2.4 Experimental set-up

The schematic view of experimental set-up is shown in Figure 5 and the system consists of sample part (1), nozzle head (2), part holder (3), water tank (4), water pump (5), water pressure regulator (6), air compressor (7), air pressure regulator (8) infrared thermal camera (9), computer with software (10) and heating furnace (11). The water pump had reasonable power that recirculate coolant and the pressure regulator provide the desired injection pressure. The FLIR T365 infrared thermal camera was used to obtain the surface temperature of the blank during spray cooling. The critical parameters include: the pixel resolution is 320*240, the image frame frequency is 30Hz, and the temperature measuring range was from -20 °C to 650 °C. After the heating period in the furnace, the blank transferred to the spraying apparatus which include adjustable spray height. The spray nozzle used in the experiments was shown in Figure 5. The nozzle used for cooling period allows spraying at different pressures. The spray cone angle was selected as a constant value of 20°. This nozzle type was usually used when we had to get a round spray pattern. Experiments applied in this study for getting the effects of spray parameters can be found in Table 2.



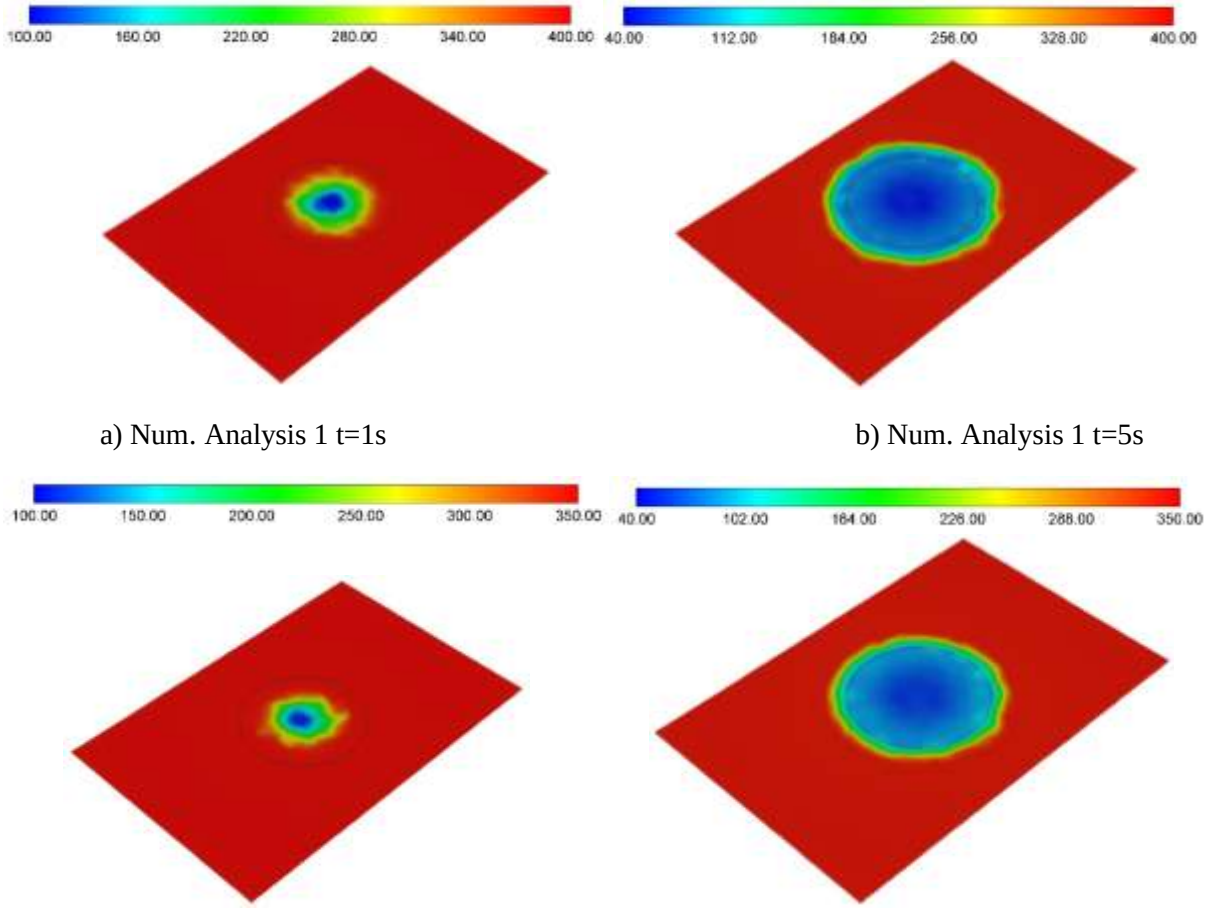
Figure 5. The experimental set-up of spray cooling method used in this study.

Table 2. Experiments applied in this study for getting the effects of spray parameters.

Experiment ID	Nozzle Injection Pressure (bar) Water / Air	Spray Height (mm)	Spray time period (s)	Initial tempearture of the blank (°C)
Exp.1	3.0 / 2.0	400	20	400
Exp. 2	3.0 / 1.5	400	20	350
Exp. 3	3.0 / 1.5	300	20	350
Exp. 4	3.0 / 2.0	300	20	350
Exp. 5	3.0 / 1.5	200	20	350

3. RESULTS AND DISCUSSION

The predicted temperature values on the blank surface and the growth of cooling area in the spray region are demonstrated in Figure 6 for the first two cases. The predicted temperature data were changed between 100°C and 400°C for the first period of cooling process and these values are ranged from 40°C and 400°C for the second period of cooling process. From these results, we can easily say that the temperature distributions were similar for the cases which had similar spray height. Another important result is that the initial temperature and also the air pressure had low effect on the cooling rate of a hot blank than the spray height and the cooled area is growing increasingly and had much higher than the initial one at the end of the 5s of the cooling period.



a) Num. Analysis 1 t=1s

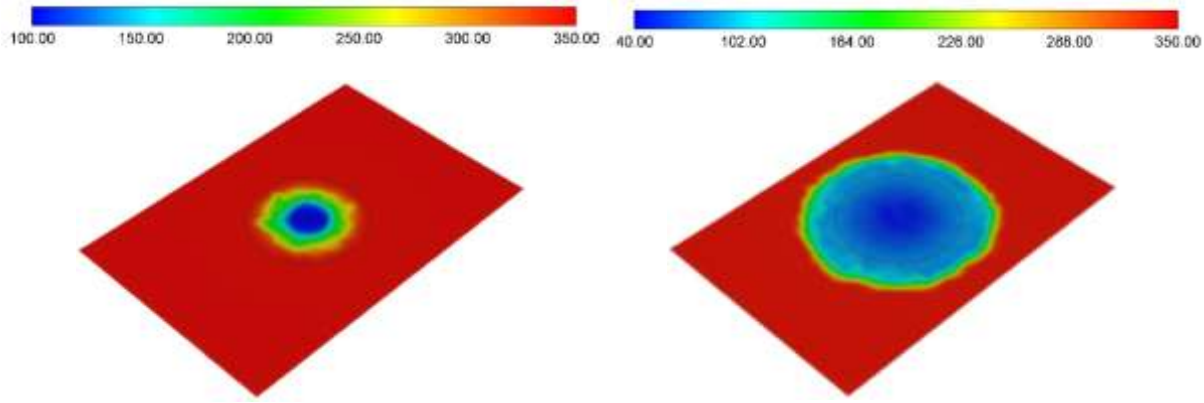
b) Num. Analysis 1 t=5s

c) Num. Analysis 2 t=1s

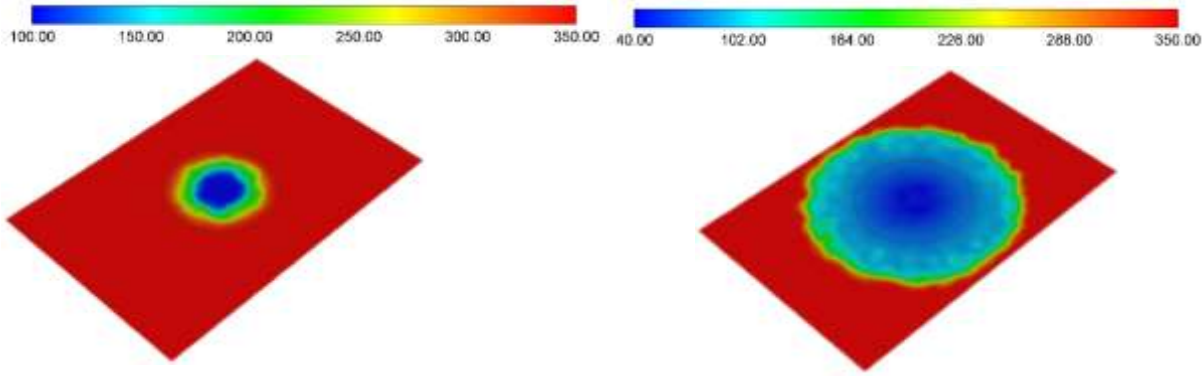
d) Num. Analysis 2 t=5s

Figure 6. Calculated temperature values (°C) on the blank surface during spray cooling period of the first two cases

The predicted temperature values on the blank surface and the growth of cooling area in the spray region are demonstrated in Figure 7 for the third and fourth cases. The predicted temperature data was changed between 100°C and 350°C for the first period of cooling process and these values are ranged from 40°C and 350°C for the second period of cooling process. From these results, we can easily say that the spray height had great effect on the cooled area of the part surface and this area was higher than the area obtained for the first two cases which had lower spray height.



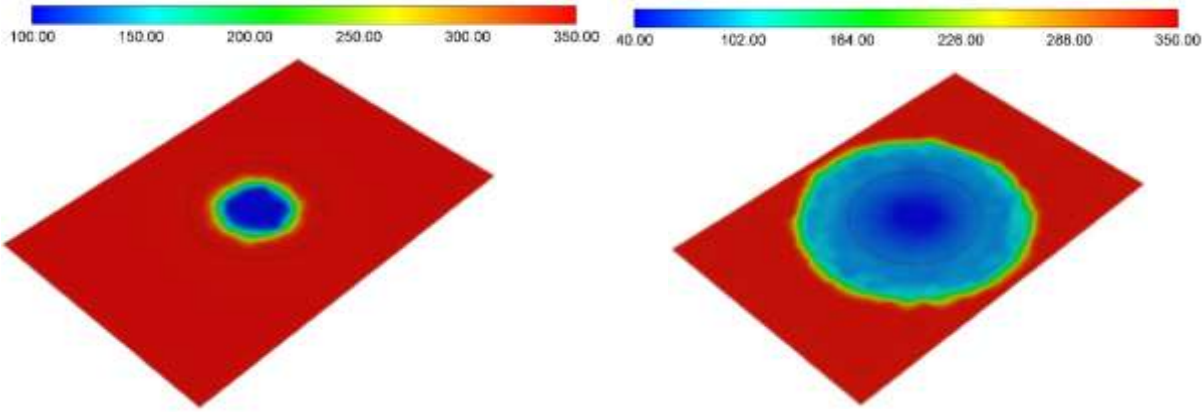
a) Num. Analysis 3 t=1s b) Num. Analysis 3 t=5s



c) Num. Analysis 4 t=1s d) Num. Analysis 4 t=5s

Figure 7. Calculated temperature values (°C) on the blank surface during spray cooling period of the first third and fourth cases

The predicted temperature values on the blank surface and the growth of cooling area in the spray region are demonstrated in Figure 8 for the last case.



a) Num. Analysis 5 t=1s b) Num. Analysis 5 t=5s

Figure 8. Calculated temperature values (°C) on the blank surface during spray cooling period of the last case

From the comparison of the numerical results between second and the last cases, the cooled area is predicted about twice as much area of the second case. Another important result is that higher local cooling rates were obtained for the spray cooling period and after five seconds of cooling period, the cooling area had no remarkable change until the end of the spray cooling process. As a result, considering spray cooling parameters such as spray height, injection pressure, starting temperature of the blank, ambient temperature, amount of heat transferred during transportation,

temperature decreases due to contact between blank and fixture apparatus, etc. it can be stated that the estimated temperature values and cooling rate were most affected by spray height during cooling period. The calculated average temperature of the blank during spray cooling period is shown in Figure 9. These values show that highly transient conditions were present in the first 10 seconds of the spray cooling period and the higher cooling rates were observed for the cases when the closer spray cooling is applied to the part surface. The cooling rate was calculated between 20-25°C/s for 10 seconds of spray cooling period.

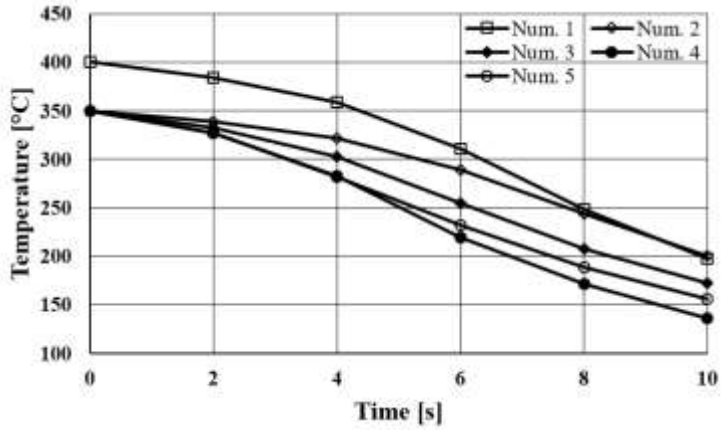


Figure 9. The calculated cooling rate for all cases during spray cooling period.

4. CONCLUSION

In this paper, a three dimensional CFD model was developed to improve the quality of the simulations f spray cooling process of high strength steel 22MnB5 which were commonly used for hot forming process in the Automotive Industry. The developed 3D CFD model of spray cooling will be used to investigate detailed heat transfer analysis of hot stamped parts during hybrid quenching to get optimum conditions of process parameters. Hybrid quenching method include early extracting of hot stamped parts and applied spray quenching. Considering spray cooling parameters such as spray height, injection pressure, starting temperature of the blank, ambient temperature, amount of heat transferred during transportation, temperature decrease due to contact between blank and fixture apparatus, etc. it can be stated that the estimated temperature values and cooling rate were most affected by spray height during cooling period. The numerical results can be utilized for the design of a fixture carrying on multi-nozzle spray apparatus which will be used to obtain different cooling rates on the parts by changing spray parameters such as spray height, spray angle, mass flow rate, the distance between nozzles and part etc.

In further investigations, the three dimensional numerical model obtained in this study will be used as a reference model to simulate the hybrid quenching process which include early extracted from die and the spray quenching with multipoint nozzle application.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors wish to thank the Scientific and Technological Research Council of Turkey (TUBITAK) for supporting this research under the project number 3180620-TÜBİTAK 1501 and Beyçelik Gestamp is acknowledged for supporting this research.

REFERENCES

[1] Liang G., Mudawar I. (2017) “Review of spray cooling – Part 2: High temperature boiling regimes and quenching applications”, International Journal of Heat and Mass Transfer, 115, pp.1206–1222.
[2] Nayak S.K., Mishra P.C., Ukamanal M., Chaini R. (2018) “Experimental Result on Heat Transfer during Quenching of Hot Steel Plate by Spray Impingement”, 39, 9, pp.739-749.
[3] Zhang, Z., Li, J., Jiang, P.X. (2013) “Experimental investigation of spray cooling on flat and enhanced surfaces”, Applied Thermal Engineering, 51, pp.102-111.
[4] Al-Ahmadi H.M., Yao, S.C. (2008) “Spray cooling of high temperature metals using high mass flux industrial nozzles”, Experimental heat transfer, 21, pp.38–54.

[5] Chen, R.-H., Chow, L.C., Navedo, J.E. (2002) "Effects of spray characteristics on critical heat flux in subcooled water spray cooling", International Journal of Heat and Mass Transfer, 45, pp.4033-4043.
[6] Chen, R.-H., Chow, L.C., Navedo, J.E. (2004) "Optimal spray characteristics in water spray cooling", International Journal of Heat and Mass Transfer, 47, pp.5095-5099.
[7] Guo R., Wu J., Liu W., Zhang Z., Wang M., Guo S. (2016) "Investigation of heat transfer on 2024 aluminum alloy thin sheets by water spray quenching", Experimental Thermal and Fluid Science, 72, pp.249–257.
[8] Nürnberger F., Diekamp M., Moritz J., Wolf L., Hübner S., Behrens B.A. (2014) "Spray Cooling of Early Extracted Hot Stamped Parts", TMS2014 Annual Meeting Supplemental Proceedings TMS (The Minerals, Metals & Materials Society).
[9] Kim, J. (2007) "Spray cooling heat transfer: the state of the art", Int. J. Heat. Fluid, 28, pp. 753–767.
[10] Silk E.A., Golliher E.L., Paneer R., Selvam, (2008) "Spray cooling heat transfer: technology overview and assessment of future challenges for micro-gravity application", Energ. Convers. Manage., 49, pp.453–468.
[11] Nowak M., Golovko O., Nürnberger F., Frolov I., Schaper M. (2013) "Water-air spray cooling of extruded profiles: process integrated heat treatment of the alloy EN AW-6082", J. Mater. Eng. Perform, 22, pp.2580–2587
[12] Ying L., Gao T., Dai M., Yang Y., Hu, P. (2017) "Experimental investigation of temperature-dependent interfacial heat transfer mechanism with spray quenching for 22MnB5 steel", Applied Thermal Engineering, 121, pp.48–66.
[13] Sevilgen G., (2017), "A numerical analysis of a convective straight fin with temperature-dependent thermal conductivity", Thermal science 21 (2) 939-952.
[14] ANSYS Meshing Advanced Techniques, PADT Lunch & Learn Series, 17.0 Release.
[15] ANSYS Fluent 17.1 Theory Guide, ANSYS, Inc. USA, 2016.
[16] White F.M., Viscous Fluid Flow Second Edition, McGraw-Hill, Inc., ISBN: 0-07-069712-4, 1991.

HAFİF TİCARİ ARAÇLAR İÇİN KONFOR KANALLI AMORTİSÖRLERİN TAŞIT KONFORUNA ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI

Harun Anaç[1], Zeliha Kamış Kocabıçak[2]

[1]Maysan Mando Otomotiv Parçaları San. Tic. A.Ş., Bursa/TÜRKİYE
[2]Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Bursa/TÜRKİYE
[32]Corresponding Author: Zeliha Kamış Kocabıçak, e-mail zkamis@uludag.edu.tr

ÖZET

Taşıt süspansiyon sistemi aracın yola tutunmasını, daha güvenli bir şekilde yol almasını, yoldan araca ve sürücüye gelecek etkileri en aza indirgeyerek sürüş konforunu sağlayan en önemli sistemlerden biridir. Süspansiyon sistemlerinin en önemli elemanlarından biri amortisörlerdir. Amortisör yayın hareket enerjisini ısı enerjisine çevirerek yay salınımını sönümleyerek konforlu ve güvenli bir yolculuk sağlar. Pasif amortisörler amortisör hızının fonksiyonu olan sönümleme kuvveti üretirler. Amortisör silindirine açılan konfor kanalları ile özellikle hafif ticari araçlarda belli yol şartlarında daha konforlu sürüş sağlanması hedeflenir. Bu çalışmada hafif ticari araçlar için çift borulu pasif yapılı teleskobik bir amortisörde konfor kanalının etkisi incelenmiştir. Aynı amortisör yapısında konfor kanallı ve konfor kanalsız iki adet amortisör test edilmiş kuvvet-yerdeğiştirme ve kuvvet-hız grafikleri elde edilmiştir. Elde edilen kuvvet hız grafikleri çeyrek taşıt modeline uygulanmış ve tanımlanan yol profili için konfor kanallı amortisörün taşıt konforuna etkisi ortaya konmuştur.

Anahtar Kelimeler: Amortisör, konfor kanalı, çeyrek taşıt modeli

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF COMFORT-GROOVED SHOCK ABSORBERS ON VEHICLE COMFORT FOR LIGHT COMMERCIAL VEHICLES

ABSTRACT

The vehicle suspension system is one of the most important systems that provide driving comfort by minimizing the effects of the vehicle on the road, driving safely, and minimizing the effects on the vehicle and the driver. One of the most important elements of suspension systems is a shock absorber. The shock absorber provides comfortable and safe driving by converting the spring's motion energy into heat energy and damping the spring oscillation. Passive shock absorbers produce damping force that is a function of the shock absorber speed. The comfort grooves opened to the shock absorber cylinder aim to provide more comfortable driving under certain road conditions, especially in light commercial vehicles. In this study, the comfort groove's effect in a passive telescopic shock absorber with twin tubes is investigated for light commercial vehicles. Tested force-displacement and force-velocity characteristics of two shock absorbers with and without comfort grooves in the same shock absorber structure are obtained. The obtained force-velocity characteristics are applied to the quarter vehicle model. The shock absorber effect with comfort grooves on the vehicle comfort is revealed for the defined road profile.

Keywords: Shock absorber, comfort groove, quarter vehicle model.

1. INTRODUCTION

Süspansiyon sistemi taşıtı tekerleklerine bağlayan, arasındaki harekete izin veren bağlantı sistemidir. Süspansiyon sistemi yoldan gelen titreşimleri sönümleyip şasiye ulaşmasını engelleyerek konfor, lastik ile yol arasındaki teması devam ettirerek de güvenliği sağlar. İyi bir süspansiyon sistemi titreşim kaynaklı şasi gerilimlerini ve tekerlek salınımlarını minimumda tutarken, aracın sürüş emniyetini maksimum düzeyde sağlamalıdır (Meissen, 2009; Gündoğ, 2016; Akdemir, 2014).

Yaylar, amortisörler, denge çubukları ve bağlantı sistemi süspansiyon sisteminin elemanları olarak belirtilebilir. En önemli iki elemanı süspansiyon yayları ve amortisörlerdir. Yaylar yoldan gelen darbeleri sönümler ve şasiye iletilmesini engeller. Amortisör yay salınımını kontrol eder, sönümler ve konforlu ve güvenli bir yolculuk sağlar (Akdemir, 2014).

Süspansiyon sisteminin en önemli elemanlarından biri olan amortisörlerin çok sert veya çok yumuşak olması aracın ömrünü azaltacağı gibi, sürüş güvenliği ile ilgili sorunlara yol açabilir. (Meissen, 2009).

Amortisör mile bağlı bir pistonun yağ dolu bir silindirin içinde gidip gelmesi şeklinde çalışır. Süspansiyon sistemlerinde kullanılan en yaygın amortisör tipleri pasif amortisörlerdir. Pasif amortisörler tasarım ve imalat açısından diğer türlere göre daha avantajlıdır. En yaygın kullanılan pasif amortisörler tek borulu ve çift borulu amortisörlerdir (Akdemir, 2014; Guan ve ark., 2019; Singh ve Srilatha, 2018).

Hafif ticari araçlarda aracın yüklü ve yüksüz ağırlık farkı çok olduğu için tek bir sönümleme kuvvetine sahip amortisörün kullanılması sürüş konforunu olumsuz etkilemektedir. Bu olmuş etki amortisör silindirine açılan konfor kanalları ile belli oranda giderilebilir. Konfor kanalı, amortisör iç silindiri üzerinde belirli bölgelerde; ihtiyaca göre tasarlanan farklı adet, genişlik ve boyda oluşturulan yapılardır. Sürüş esnasında arnavut kaldırımı benzeri yollarda ve düşük amortisör çalışma hızlarında etkisi görülmektedir (Lee ve Moon 2006; Anaç, 2021).

Bu çalışmada hafif ticari araçlarda kullanılan çift borulu teleskobik amortisörde silindire açılan konfor kanalının etkisi incelenmiştir. Aynı özelliklerdeki konfor kanallı ve konfor kanalsız iki amortisör test edilerek farklı hızlarda sağladıkları amortisör kuvvetleri ölçülmüştür. Ölçülen kuvvet hız grafikleri çeyrek taşıt modelinde uygulanarak konfor kanalının taşıt konfor karakteristiği üzerindeki etkisi incelenmiştir. Yapılan çalışmalarda konfor kanalının düşük amortisör hızlarında sönümleme kuvvetini düşürdüğü ve düşük taşıt hızlarında taşıtın konforun iyileştirdiği tespit edilmiştir.

2. ÇİFT BORULU TELESKOBİK AMORTİSÖR

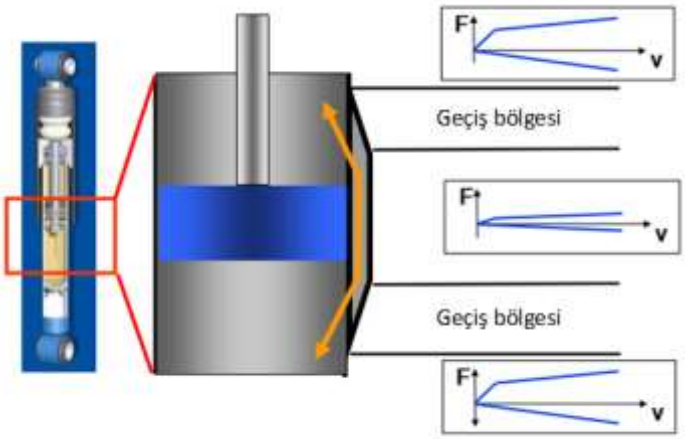
Çift borulu amortisörler ağır vasıta araçlarda, dorselerde, binek ve hafif ticari araçların ön ve arka süspansiyonlarında ve genel olarak koltuklarda kullanılırlar. Şekil 1' de çift borulu teleskobik pasif bir amortisör örneği, parçaları ve açılma kapanma durumu gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi çift borulu amortisörlerde, dış kısımda gövde borusu (rezervuar borusu) ve iç kısmında silindir (basınç borusu) olmak üzere iki boru bulunmaktadır. Silindir içerisinde piston koluna montaj edilmiş piston valf grubu çalışır. Silindir ile alt kapak arasında hareket etmeyecek şekilde montaj olmuş taban valf grubu bulunur. Dış kısımda bulunan gövde borusu amortisörü çevreler ve dış etmenlere karşı korur. Gövde borusu ile silindir arasında bulunan hacim rezervuar hacmidir. Rezervuar hacminin bir kısmında yağ, bir kısmında ise gaz bulunur. Piston valf grubunun üst kısmında kalan hacim açılma hacmi piston valf grubu ile taban valf grubu arasında kalan hacim ise kapanma hacmi olarak adlandırılır. Yağ geçişleri, piston ve taban valf grubunda bulunan dar geçitler ve sıkıştırılmış pullar arasından olur. Yağ geçişleri açılma, kapanma ve rezervuar hacimleri arasında gerçekleşir böylece sönümleme kuvveti oluşur, tüm bunlar olurken amortisör içerisindeki kinetik enerji de ısı enerjisine dönüşür (Anaç, 2021; Park ve ark., 1997).

Çift borulu bir amortisörde piston kolunun yukarı yönlü hareketi ile açılma veya zıplama durumu meydana gelir. Açılma durumunda sönümleme görevi piston valf grubu tarafından sağlanır. Açılma hacmindeki yağ piston valf grubundan geçerek kapanma hacmine doğru hareket eder, diğer yandan rezervuar hacmindeki yağ ise vakumlanır ve taban valf grubundan geçerek kapanma hacmine doğru hareket eder. Piston kolunun aşağı yönlü hareketinde ise kapanma veya sıkıştırma durumu meydana gelir. Kapanma durumunda ise sönümleme görevi taban valf grubu tarafından sağlanır. Kapanma hacmindeki yağ piston valf grubundan geçerek açılma hacmine doğru hareket eder, diğer bir yandan yine kapanma hacmindeki yağ taban valf grubundan geçerek rezervuar hacmine doğru hareket eder. Amortisörün içindeki yağ aynı zamanda amortisörün içindeki hareketli parçaların yağlanmasını sağlar.(Zou ve ark., 2019; Wang ve ark., 2014; Łuczko ve Ferdek, 2019).

Pasif yapıdaki amortisörlerde aynı valf elemanları ile iki farklı sönümleme kuvveti elde etmek için pistonun çalışma bölgesinde ek bir yağ geçiş alanı yaratılır. Böylece daha düşük bir sönümleme kuvveti elde edilir. Ek yağ geçiş alanı oluşturmak için iç boru üzerinde kanal şeklinde formlar oluşturulur, bu kanallara konfor kanalı da denilmektedir. Tipik pasif teleskopik amortisörden farklı olarak, konfor kanallı amortisörde, silindir duvarında akış kanalları vardır. Bu kanallar şekilleri itibariyle silindiri, yumuşak alan, sert alan ve geçiş alanı olarak üç bölüme ayırır (Şekil 2). Konfor kanalının sürekli devam ettiği kısım yumuşak bölge, konfor kanalının silindir düz bölgesine geçiş yaptığı silindir iç çapının daraldığı kısım geçiş bölgesi ve son olarak silindirin konfor kanalı ve geçiş bölgesi harici kalan tüm kısımları ise sert bölge olarak adlandırılır.



Şekil 1. Çift borulu teleskobik amortisör (URL1)

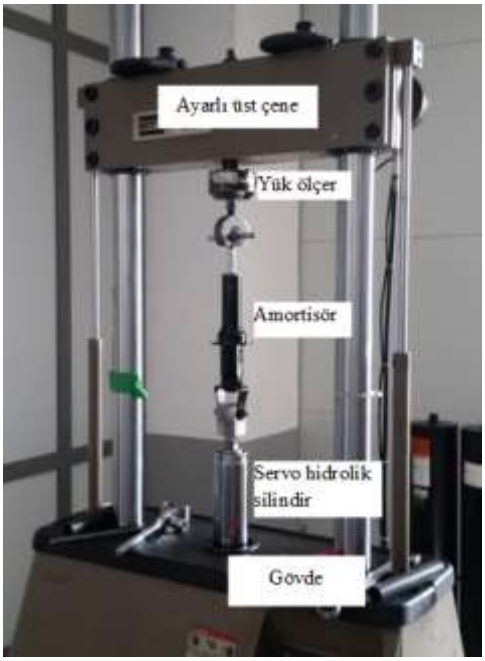


Şekil 2. Konfor kanalının hız-kuvvet eğrisine etkisi (URL2)

Şekil 2 aynı zamanda piston valf grubunun bulunduğu konuma bağlı olarak amortisör kuvvet-hız karakteristiklerinin değişimini de göstermektedir. Kuvvet-hız grafiklerinin tipik bir şekli vardır ve bu grafiklerden belirli bir hızda oluşan sönümleme kuvveti analiz edilebilir. Konfor kanallı amortisörlerde silindirin konforlu ve düz olduğu bölgelerde, amortisör sert bölgeden itibaren çalışmaya başlamakta, sonrasında piston ilerlemeye devam etmekte ve konforlu yumuşak bölgeye girmektedir ve konforlu bölgede ilerlemeye devam ettikten sonra tekrar sert bölgeye giriş yapmaktadır. Yumuşak bölgede sönümleme kuvvetleri düşüktür ve bu nedenle kuvvet-hız eğrileri hız eksenine yaklaşır diğer bir ifadeyle kuvvet ve hız ekseni arasında kalan alanlar azalır. Sert bölgede sönümleme kuvvetleri daha yüksek olduğundan kuvvet-hız eğrileri hız ekseninden uzaklaşır. Fakat eğrilerin şekli birbirine benzerdir. Kısaca sert bölgede eğrilerin açıklığı daha fazla iken, yumuşak bölgede bu açıklık daha azdır (Şekil 2). Konfor kanalı sayısı veya kesit alanı arttıkça sönümleme kuvveti daha da düşer (Park ve ark., 1997; Lee ve Moon, 2005, 2006; Anaç, 2021)

3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

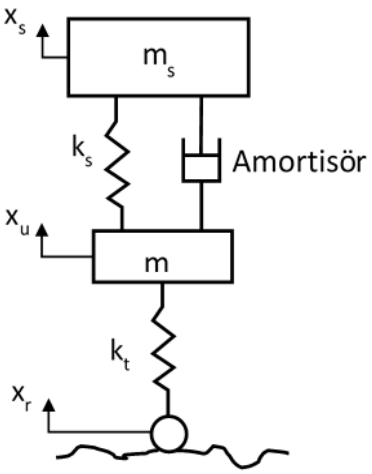
Bu çalışmada konfor kanallı ve konfor kanalsız iki farklı amortisör için sönümleme kuvvet testleri Şekil 3' de gösterilen servo hidrolik test makinesinde yapılmıştır. Amortisörler test makinesinde ±15 mm yani toplam 30 mm strokta çalıştırılmış, 0,052 m/s, 0,13 m/s, 0,26 m/s, 0,39 m/s, 0,52 m/s ve 1.048 m/s hız değerlerinde amortisörlerin ürettikleri sönümleme kuvvetleri ölçülmüştür. Kullanılan makinenin yük kapasitesi 25 kN, hız kapasitesi 4 m/s ve sahip olduğu strok boyu ±125 mm' dir.



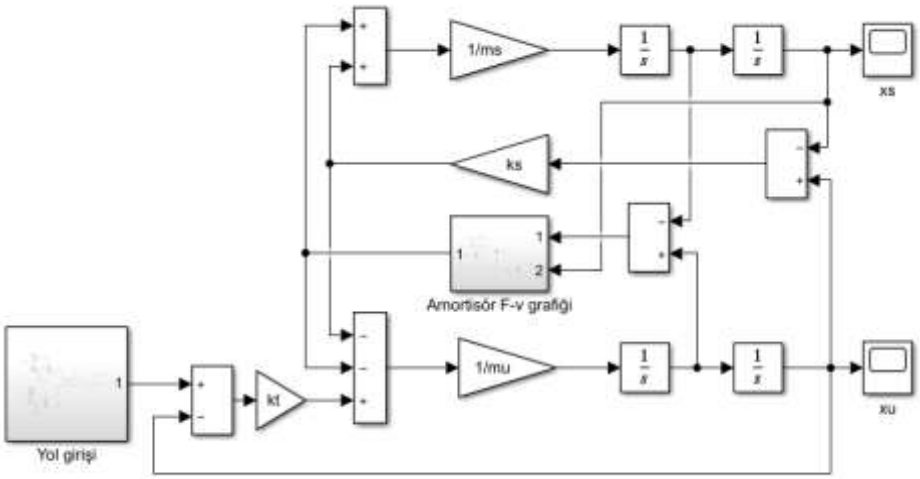
Şekil 3. 25 kN kapasiteli servo hidrolik test makinası

4. ÇEYREK TAŞIT MODELİ

Konfor kanallı ve konfor kanalsız amortisörlerin taşıt konforuna etkisi Şekil 4' te verilen çeyrek taşıt modeli ile incelenmiştir. Deneysel olarak elde edilen amortisör kuvveti-hız grafikleri çeyrek taşı için hazırlanan MATLAB/Simulink modeline uygulanmış ve benzetim çalışmaları bu model ile yürütülmüştür (Şekil 5).



Şekil 4. Çeyrek taşıt modeli



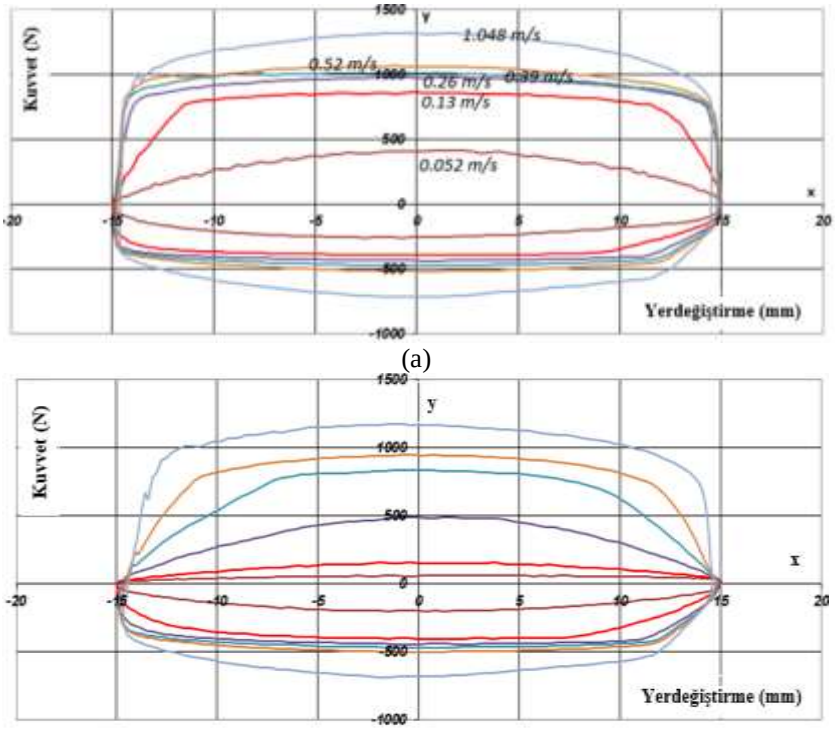
Şekil 5. Çeyrek taşıt Simulink modeli

5. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

5.1. Deneysel Sonuçlar

Bu çalışmada hafif ticari araçlar için pasif çift borulu teleskobik amortisörde açılan konfor kanalının amortisör ve taşıt konfor performansına etkisi araştırılmıştır. Konfor kanallı ve konfor kanalsız aynı valf grubuna sahip piston kolu çapı 12.5 mm, gövde borusu çapı 45 mm, silindir borusu çapı 30 mm olan iki adet amortisör test edilmiştir. Konfor kanallı amortisöre her birinin kesit alanı 1.242 mm^2 olan 3 adet konfor kanalı açılmıştır. Konfor kanalı uzunluğu yaklaşık olarak 40 mm' dir. Her iki amortisör konfor kanalı bölgesinde kalacak şekilde ±15 mm yani 30 mm strokta test edilmiştir. Her iki amortisör için farklı hızlarda (0,052 m/s, 0,13 m/s, 0,26 m/s, 0,39 m/s, 0,52 m/s ve 1.048 m/s) elde edilen kuvvet-yerdeğiştirme eğrileri Şekil 6' da verilmiştir. Şekil 6' dan görüldüğü gibi hız arttıkça sönümleme kuvveti artmaktadır. Yer değiştirme ekseninin üstünde kalan kısım amortisörün açılması sırasında oluşan açılma sönümleme kuvvetlerini, yer değiştirme ekseninin altında kalan kısım ise amortisörün kapanması sırasında oluşan kapanma sönümleme kuvvetlerini göstermektedir. Sönümleme kuvvetlerinin bir kısmı pozitif yönde iken diğerleri negatif yöndedir. Amortisör açılıp kapanırken piston valf grubu tekrar başladığı yere geldiği için eğri kapalı şekildedir. Bu eğriler yumurta şekline benzediği için yumurta eğrisi olarak da adlandırılırlar. Açılma ve kapanma kuvvetlerinin en büyük olduğu değer amortisör sönümleme kuvvet değerleri, hızın ve sönümleme kuvvetinin en düşük olduğu yer ise tüm strok boyunun yani +15 mm ve -15 mm'deki yer değiştirme ekseni noktalarıdır. Bu noktalarda sönümleme kuvvetleri sıfırdır, bu çevrim test boyunca devam eder. Genel olarak açılma sönümleme kuvvetleri daha fazla olduğu için, eğriler yer değiştirme ekseninin üst kısmında daha şişkindi. Ayrıca Şekil 6' dan görüldüğü gibi konfor kanallı amortisörde aynı hızlarda kuvvet değerleri daha düşüktür.

Tablo 1' de konfor kanallı ve konfor kanalsız amortisörler için belli hızlarda (0,052 m/s, 0,13 m/s, 0,26 m/s, 0,39 m/s, 0,52 m/s ve 1.048 m/s) ölçülen kuvvet değerleri, Şekil 7' de ise bu değerlere göre çizilen kuvvet hız eğrileri verilmektedir. Hız ekseninin üzerinde kalan eğri açılma durumundaki sönümleme kuvvetlerini, eksenin altında kalan eğri ise kapanma durumundaki sönümleme kuvvetlerini göstermektedir. Grafikten görüldüğü gibi hız arttıkça sönümleme kuvvetleri artmaktadır. Her valf grubunun karakteristik bir grafiği vardır, hız değişimine göre amortisörün ürettiği sönümleme kuvvet değerleri amortisörün karakteristiğini gösterir. Farklı bir valf grubu bu değerlerden çok daha düşük veya yüksek sönümleme kuvvet değerlerine sahip olabilir. Şekil 7' den görüldüğü gibi 0.052 m/s hızı ile 0.13 m/s hızları arasında kuvvet-hız eğrilerinin eğimleri diğer hız bölgelerindeki eğimlere göre çok daha fazladır. Bunun nedeni düşük hız bölgesinden orta hız bölgesine doğru kuvvet artış oranının daha fazla olmasıdır. Çünkü 0.052 m/s gibi düşük hızda yağ geçişleri akma şeklinde olup kolay geçişlerdir. Hız arttıkça akış zorlaşır ve bu nedenle de eğrinin eğimi düşer.

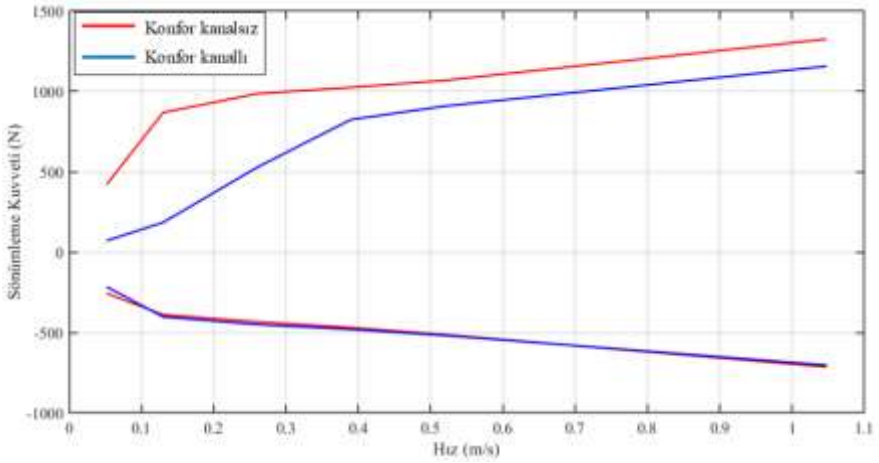


Şekil 6. Kuvvet-yol grafiği a) konfor kanalsız amortisör, b) konfor kanallı amortisör

Tablo 1. Amortisör açılma ve kapanma kuvvetleri

Hız (m/s)	Açılma kuvveti (N)		Kapanma kuvveti (N)	
	Konfor kanalsız	Konfor kanallı	Konfor kanalsız	Konfor kanallı
0.052	422	64	-256	-200
0.13	869	158	-389	-403
0.26	986	480	-433	-441
0.39	1025	820	-469	-467
0.52	1069	900	-513	-499
1.048	1326	1125	-714	-683

Tablo 1 ve Şekil 7' den görüldüğü gibi konfor kanallı ve konfor kanalsız amortisöre ait kuvvet değerlerinde özellikle amortisör açılırken ve düşük hız bölgelerinde farklılıklar oluşmaktadır. Düşük amortisör hızlarında (<0.4 m/s) amortisör açılırken konfor kanalları amortisör sönümleme kuvvetini yüksek oranda düşürmektedir. Kapanma durumunda elde edilen kuvvet değerleri birbirine çok yakın olup konfor kanalı amortisör kuvvetini düşürmemekte ve dolayısıyla kuvvet-hız karakteristiğini değiştirmemektedir.

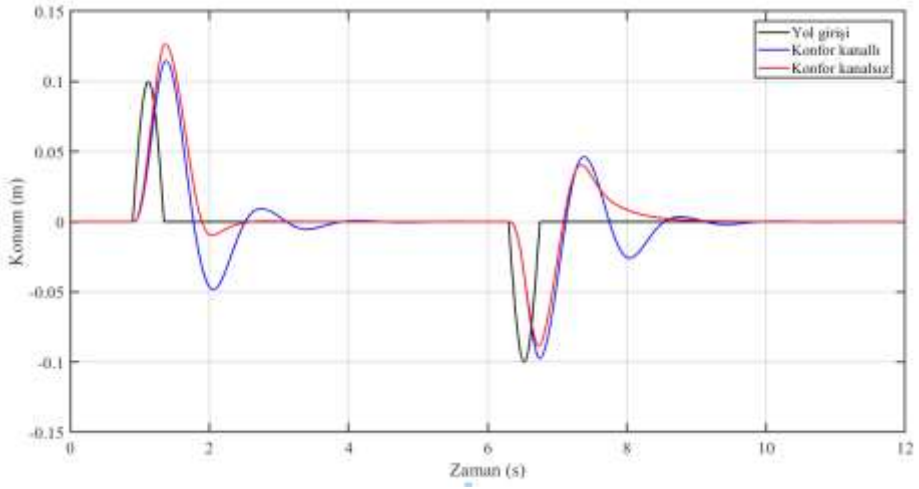


Şekil 7. Hıza karşılık amortisör sönümleme kuvveti değişimi

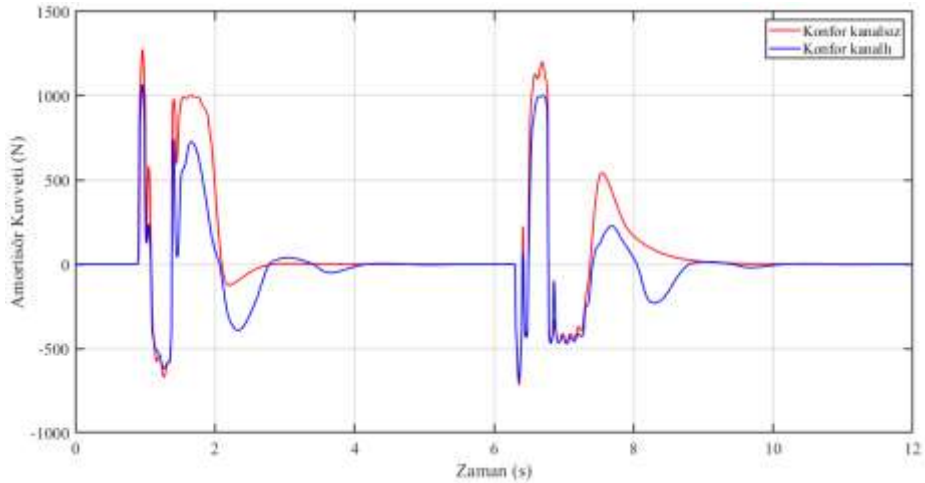
5.2. Benzetim Sonuçları

Tablo 1 ve Şekil 7' deki deneysel sönümleme kuvveti-hız değişimleri çeyrek taşıt Simulink modeline (Şekil 5) uygulanarak konfor kanallı ve konfor kanalsız amortisörlerin taşıt konforuna etkisi incelenmiştir. Şekil 8' de tanımlanan yol girişi için 20 km/h taşıt hızında her iki tip amortisörün uygulanması durumunda çeyrek taşıta ait Simulink modeli ile elde edilen taşıt gövdesi konum değişim eğrileri verilmiştir. Şekil 8' den görüldüğü gibi konfor kanallı amortisörün kullanılması durumunda taşıt gövdesi daha fazla salınım yaparak nihai halini almaktadır. Bu da konfor kanallı amortisörün taşıt konforunu iyileştireceğini göstermektedir. Şekil 9' da ise her iki amortisör için aynı modelden elde edilen taşıt hareketi esnasında taşıta etki eden sönümleme kuvvet eğrileri verilmektedir. Bu şekilden görüldüğü gibi konfor kanalsız amortisörde amortisör sönümleme kuvvetleri daha düşük değerlerde kalmıştır.

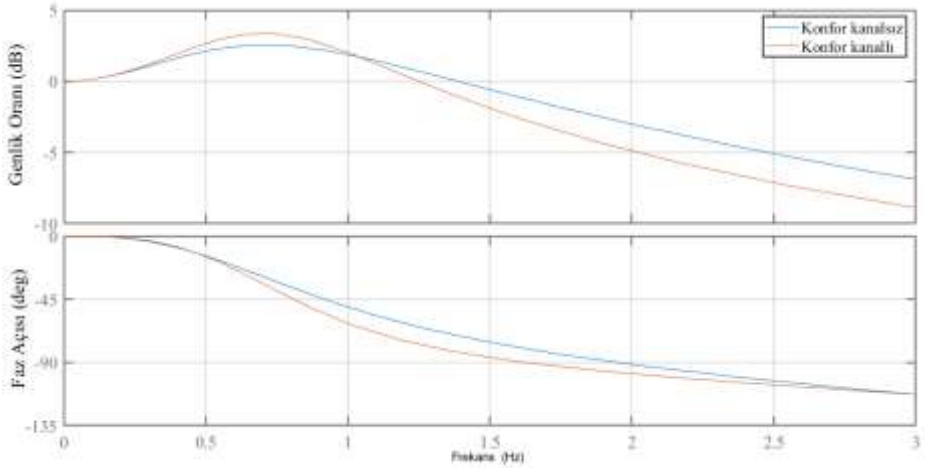
Taşıtın farklı hızlarında amortisör konfor kanalının etkisini analiz etmek için taşıt gövdesi konumu için sistemin frekans cevabı eğrileri elde edilmiştir. Şekil 10' dan görüldüğü gibi amortisör konfor kanalı yaklaşık 1 Hz' lik frekans değerine kadar etkilidir. 1 Hz' e kadar genlik oranı konfor kanallı amortisör uygulanan modelde daha yüksek iken 1 Hz' den sonra daha düşüktür. Bu da düşük frekanslarda yani düşük taşıt hızlarında konfor kanallı amortisörün taşıt konforuna etkisinin olduğunu ancak yüksek frekanslarda konfor kanalının etkisinin ortadan kalktığını göstermektedir.



Şekil 8. Konfor kanallı ve konfor kanalsız amortisör ile taşıt konum değişimi



Şekil 9. Konfor kanallı ve konfor kanalsız amortisör kuvvetleri



Şekil 10. Çeyrek taşıt modeli frekans cevabı eğrileri

6. SONUÇ

Bu çalışmada konfor kanallarının amortisör sönümleme kuvveti üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. İlk olarak konfor kanalsız düz silindirli geleneksel bir amortisör, sonrasında konfor kanalsız amortisör ile aynı valf gruplarına sahip konfor kanallı silindirden oluşan amortisör test edilerek kuvvet-yerdeğiştirme ve kuvvet-hız grafikleri elde edilmiştir. Ölçümler konfor kanalı bölgelerinde ±15 mm olmak üzere toplam 30 mm strokta yapılmıştır. Elde edilen sonuçlardan konfor kanallarının düşük amortisör hızlarında özellikle açılma durumunda sönümleme kuvvetini azalttığı yüksek hızlarda amortisör kuvveti üzerinde belirgin bir etkisinin olmadığı tespit edilmiştir.

Konfor kanallı ve konfor kanalsız amortisör için elde edilen kuvvet-hız karakteristikleri çeyrek taşıt modeline uygulanarak tanımlanan yol profiline göre taşıt gövdesi konum değişimi doğrultusunda taşıt konforuna etkisi incelenmiştir. Yapılan benzetim çalışmalarında konfor kanallı amortisörde taşıt gövdesine iletilen sönümleme kuvvet değerlerinin daha küçük olduğu ve taşıt gövdesi salınımlarının daha fazla olduğu ve bunun da taşıt konforunu iyileştirdiği sonucuna varılmıştır. Daha genel bir inceleme yapmak için çeyrek taşıt modeli frekans cevabı eğrileri elde edilmiştir. Bu eğrilerden konfor kanallı amortisörün kullanılması durumunda belli bir frekanstan düşük değerlerde taşıt gövdesi genlik oranının konfor kanalsız silindire göre daha yüksek olduğu belli bir frekanstan sonra genlik oranının konfor kanalsız silindire göre daha düşük kaldığı tespit edilmiştir. Bu da belli bir frekansın altında konfor kanallı silindirin taşıt konforunun iyileştiğini ancak yüksek frekanslarda etkisinin olmadığını göstermektedir.

TEŞEKKÜR

Deneysel çalışmaların yürütüldüğü Maysan Mando A.Ş. firmasına teşekkürlerimizi sunarız.

KAYNAKLAR

[1] Meissen C.R. (2009), "Development and Validation of a Physical Model for a Modern Twin Tube Damper", Colorado State University, M.Sc. Thesis.

[2] Gündoğ M. (2016), "Binek Araçlarda Kullanılan Çift Borulu Amortisörlerin Teknik Açıdan Incelenmesi, Matematik Modelin Oluşturulması ve Uygulanması", Namık Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.

[3] Akdemir E. (2014), "Araçlardaki Amortisörlerin Sönüm Etkisinin Incelenmesi", Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.

[4] Guan D., Jing X., Shen H., Jing L., Gong J. (2019), "Test and Simulation the Failure Characteristics of Twin Tube Shock Absorbers", Mechanical Systems and Signal Processing, 122, pp.707-719.

[5] Singh W.S., Srilatha N. (2018), "Design and Analysis of Shock Absorber: A Review", Materials Today: Proceedings, 5,2,pp.4832–4837.

[6] Lee C.T., Moon B.Y. (2006), "Simulation and Experimental Validation of Vehicle Dynamic Characteristics for Displacement-Sensitive Shock Absorber Using Fluid-Flow Modelling", Mechanical Systems and Signal Processing, 20, 2, pp.373-388.

[7] Anaç H. (2021), "Çift Borulu Pasif Bir Teleskobik Amortisörde Silindir Konfor Kanallarının Amortisör Karakteristiğine Etkisinin Deneysel Olarak Incelenmesi", Bursa Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.

[8] Park J.W., Joo D.W., Kim Y.H. (1997), "A Study on the Stroke-Sensitive Shock Absorber", Journal of the KoreLeean Society of Precision Engineering, 14, 11, pp.85-90.

[9] Zou J., Guo X., Abdelkareem M.A.A., Xu L., Zhang J. (2019), "Modelling and Ride Analysis of a Hydraulic Interconnected Suspension Based on the Hydraulic Energy Regenerative Shock Absorbers", Mechanical Systems and Signal Processing, 127, 15, pp. 345–369.

[10] Wang R., Chen Z., Xu H., Schmidt K., Gu F., Ball A.D. (2014), "Modelling and Validation of a Regenerative Shock Absorber System", Proceedings of the 20th International Conference on Automation & Computing, Cranfield University, Bedfordshire.

[11] Łuczko J., Ferdek U. (2018) "Non-Linear Analysis of a Quarter-Car Model with Stroke Dependent Twin-Tube Shock Absorber", Mechanical Systems and Signal Processing, 115, 15, pp.450–468.

[12] URL1: Anonim (2019), https://aftermarket.zf.com/go/en/sachs/products/cars-and-vans/shock-absorbers-and-dampers, 18.11.2019.

[13] URL2: Anonim (2019), www.slideplayer.com/slide/3558294/ ZF Sachs Services, 18.11.2019.

[14] Lee C.T., Moon B.Y. (2005) "Study on the Damping Performance Characteristics Analysis of Shock Absorber of Vehicle by Considering Fluid Force", Journal of Mechanical Science and Technology, 19, 2, pp.520-528.

PCB MATERIAL AND HEAT SHIELD EFFECT ON THE LEDS THERMAL PERFORMANCE IN THE AUTOMOTIVE LIGHTING SYSTEMS

Mesut Muhammet Akkaya, Ömer Acar

[1,2]FEKA Automotive, R&D Center, Bursa, Turkey
[1]Correponding Author: Mesut Muhammet Akkaya, mesut.akkaya@fekaautomotive.com

ABSTRACT

In this study, LED junction temperatures has been investigated. Performance of PCB material and heat shield thicknesses on LED junction temperatures has been observed.

This paper has 3 scenarios which are emphasized and the analysis of these studies are compared. In the first study, the metal core PCB sample has been focused on and the LED junction temperature has been analyzed using utility programs. Likewise, in the second study FR4 PCB with Heat shield sample has been analyzed. "In the third study the LED junction temperature of the PCB made of FR4 material was configured by the analysis program". LEDs on aluminum PCB junction temperatures have been measured at LED1 112.47 °C, LED2 114.15 °C, and LED3 116.38 °C.

LEDs on the heat shield scenarios have been measured with different thickness heat shields. LEDs on the heat shield scenarios have been measured with different thickness heat shields. The coolest measurement has been taken with 1,2 mm thickness and has been gauged LED1 122.74 °C, LED2 124.51 °C, and LED3 126.39 °C. Other cases solutions; with 0,8mm Aluminum heat shield LED1 123°C, LED2, 125.33°C, LED3 127.68°C, 1mm Aluminum heat shield LED1 123.33°C, LED2 125.32°C, LED3 127.15°C.

FR4 PCB has been chosen 1,5 mm and temperatures have been measured LED1 127.82 °C, LED2 130.49 °C, and LED3 133,9 °C. In this study, we compared 3 different methods. With these approaches, we have demonstrated in which scenario the best LED cooling can be achieved. While cooling the LED, the best thermal performance had been observed in the Aluminum PCB and the worst performance has been observed in the 1.5mm FR4 PCB without heat shield. All these studies have been carried out with 85°C in 90 minutes and ambient temperature without ventilation.

Keywords: Automotive lighting, Thermal analysis, LED junction temperature, FloEFD.

1. INTRODUCTION

Automotive lighting systems are fairly important for aesthetic appearance and safety while driving. Due to these reasons, automotive manufacturers are aiming to exceed the standards and to produce reliable products.

Compared LEDs to tungsten filament and HID plasma light sources, LEDs provide higher operating hours and higher luminous efficiency than other light sources. In addition to all these advantages, the LEDs should not exceed the specified junction temperature during operation. LED heat causes a decrease in efficiency and a shift in color. All these effects are not desired by designers and automotive manufacturers. Because these undesirable effects both shorten the LED life and reduce its efficiency, also cause a shift in wavelength and cause the regulation not to be fulfilled.

For this reason, sub-component manufacturers and co-designer companies apply fundamental cooling methods in LED lighting tools. There are numerous ways to manage and dissipate heat: Thermally conductive adhesives, metal, metal-clad substrates, heat sinks, liquid coolants, thermal interface materials, and fans, etc.

In this study, 3 different methods has been compared. These are Aluminum PCB solution, heatshield with FR4 (applied different thicknesses) solution and FR4 solution without heat shield. With these approaches, we have demonstrated in which scenario the best LED cooling can be achieved. While cooling the LED, the best thermal performance had observed in the Aluminum PCB the worst performance has observed in the 1.5mm FR4 PCB without head shield.

2. LITERATURE SURVEY

Juntunen et al (2012) had compared the thermal performance of high-power LED modules made with two types of circuit boards: The thermal via underneath the LED enables excellent thermal performance. IAMS is a thick-film insulation system developed for aluminum that cannot handle temperatures higher than 660 °C. The coefficient of thermal expansion of IAMS pastes is designed to match with aluminum which minimizes any bowing. More than 7°C reductions in LED junction temperature at 700-mA drive current and 27% reduction in the total thermal resistance from the LED junction to the bottom of the substrate were demonstrated for the IAMS technology when compared with MCPCB. When considering only the thermal resistance of the substrate, reductions of around 70% and 50% have obtained [1].

Latal et al (2021), describes basic white automotive LED functionality and basic physical processes that create white light of these LEDs. It focuses on measuring color coordinates of white automotive LEDs with different temperature of LED and how the LED's color depends on LED's temperature. The article is comparing very important datasheet information of LED producers and values measured in the laboratory at university. The article contains statistical results of measurements and graphical representation of measured values and declared color bins which are very important for producers of headlamps for automotive companies[2].

For dissipating higher power loss, however, the insulated metal substrates turned out to be superior with respect to their polymer-based counterparts, particularly if the PCB itself has to fulfill cooler or heat spreader function. Besides, some aspects of the dynamic thermal behavior of different demonstrator boards assembled with the same LED type were studied by recording temperature changes on the LED surface during the heating-up phase [3].

Most practical situations require that LEDs have high power and dense packaging, but this poses a contradiction between power density and operation temperature, especially when applications require LEDs to operate at full power to produce the desired brightness. In order to improve the performance of the unit LED package, or LEDs array system, metal core printed circuit boards (MCPCBs) are normally used as the common boards for heat dissipation as these incorporate a base metal material, which acts as a heat spreader, as an integral part of the circuit board. The metal core is usually made of aluminium alloy. Furthermore these MCPCBs can take advantage of incorporating a dielectric polymer layer with high thermal conductivity for lower thermal resistance. However, due to a lower material cost, FR4 PCB is still commonly used with high brightness LEDs. The thermal performance of a combined LED array with FR4 PCB and MCPCB, under different physical conditions, is a useful combination which needs further investigation [4].

Cho et al (2015) the thermal performance of glass interposer substrate with copper through-package vias (TPVs) is investigated both experimentally and numerically [5].

Yu et al (2008) in this study have present a cost-effective thermal solution using FR4 based PCB technology and filled and capped vias. This robust technology have enabled superior thermal performance on board level for closely packed power LEDs. Trade-offs are given for board thermal resistance versus packing density, various board designs, PCB technology, solder joint reliability, and PCB board-level reliability including open vias and filled and capped vias [6].

3. MATERIAL AND METHOD MODEL

The thermal design of today's electronic equipment relies significantly on the use of Computational Fluid Dynamics (CFD) software for the prediction of electronics operational temperature. In the early to intermediate product design phase, CFD analysis is used to select a cooling strategy and refine a thermal design by parametric analysis.

In this section, the scientific basis of the research and the methods on which it is based are given. The CAD data of the PCB is shown in section 3.1. The PCB has been simplified for preprocessing the analysis through the Siemens NX 1926 software has been given in Figure-1. In Section 3.2, theoretical formulas related to fluid dynamics have been given and it is shown how the simulations of numerical calculations has been based on reference. Section 3.3 mesh structure has been constituted and numbers of the mesh structure has been given. Section 3.4 and 3.5 include formulas regarding to natural convection and fluid dynamic flow.

The natural convection is the common method used in electronics cooling; there is a large class of equipment that lends itself to natural convection. In equation of electronic power dissipation calculation of component power has been shown.

3.1 Geometry and Model

In this study cooling of an automotive front fog lighting with LEDs through natural convection is investigated numerically and experimentally. PCB has been designed with Altium Designer. The PCB is simplified for pre-processing of analysis via Siemens NX 1926 software given Figure -1.

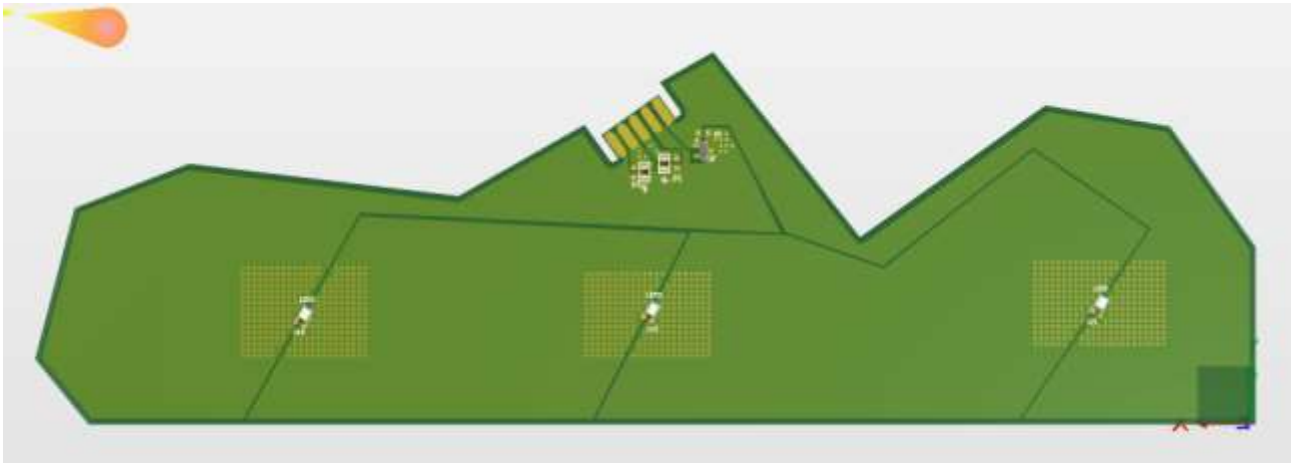


Figure- 1: CAD PCB Design

3.2 Numerical Model and Equations

In general, computational fluid dynamics (CFD) is a method used to analyze all kinds of fluids and flows under different conditions. Basically three main equations in this method; continuity, momentum and energy equations are taken as a basis and by solving these equations numerically, many data are obtained depending on the pressure, velocity and temperature distributions in the flow and these parameters. In the numerical investigation CFD method, is used and Navier-Strokes equations are calculated via Siemens FloEFD software with LED Module. In the calculations are provided incompressible flow, gravity and independent time is shown Figure 2. The ambient temperature of analysis has carry out 85° without any ventilation in 90 minutes.

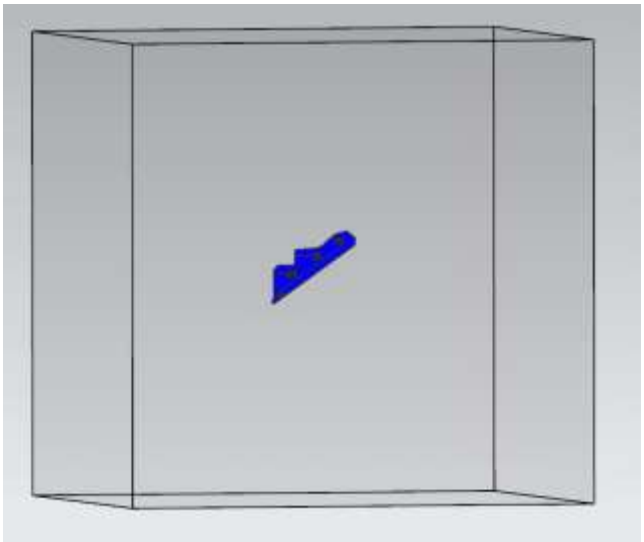


Figure-2: Computantional Domain

3.3 Mesh Operation

All cells 440329 cells,194216 solid cells of PCB, LEDs and 246113 fluid cells, have been meshed via FloEFD Mesh Tool and FR4 PCB with Thermocouples are shown Figure-3

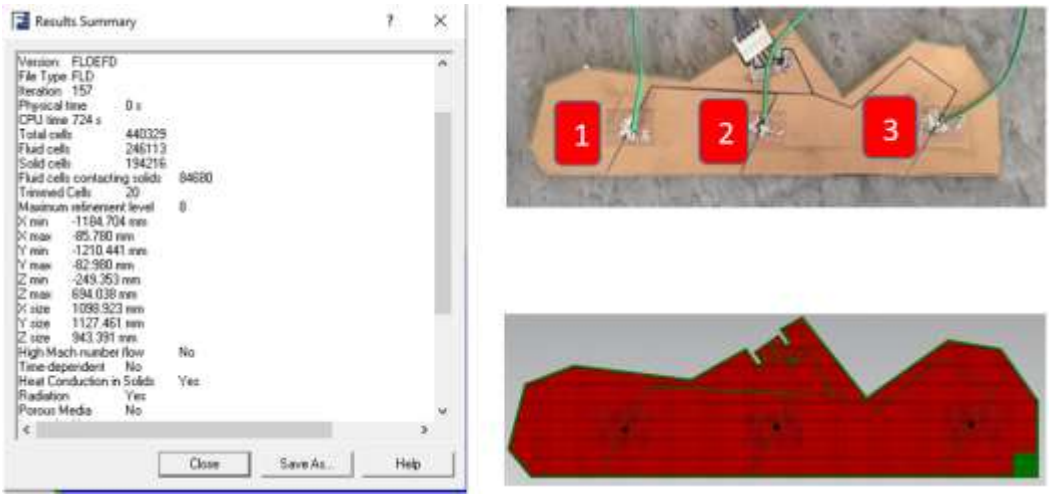


Figure-3 Mesh Cells & FR4 PCB with Thermocouples

3.4 Equations of Natural Convection

PCB surface is considered as a vertical wall. For this reason, the vertical natural flow state has been shown with the equations given below as Eq.(1), Eq.(2), Eq(3), Eq(4).

$$\mathrm{Gr} = \frac{g\beta L^3(T_y - T_\infty)}{\nu^2} \tag{1}$$

$$\mathrm{Ra} = \mathrm{GrPr} = \frac{g\beta L^3 (T_y - T_\infty)}{\nu\alpha} \tag{2}$$

$$Nu_m = 0.68 + \frac{0.67.\mathrm{RA}_L^{1/4}}{[1+(0.492/\mathrm{PR})^{9/16}]^{4/9}} \tag{3}$$

$$\overline{Nu_d} = \frac{\bar{h}D}{k} \tag{4}$$

3.5 Equation of Fluid Dynamics Flows

Continuity equation given below as Eq(5).

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \tag{5}$$

Momentum equation given below as Eq(6), Eq(7), Eq(8):

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z}\right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \tag{6}$$

$$\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z}\right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \tag{7}$$

$$\rho\left(\frac{\partial w}{\partial t} + u\frac{\partial w}{\partial x} + v\frac{\partial w}{\partial y} + w\frac{\partial w}{\partial z}\right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \tag{8}$$

Thermal energy conservation equation for fluid given by as Eq(9):

$$\frac{\partial(\rho uT)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho vT)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho wT)}{\partial z}=\frac{k}{c_p}\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right)+S_e \quad (9)$$

For Solid:

$$\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right)=0 \quad (10)$$

Conduction heat transfer is taken as a basis Fourier's law Eq. (11) and thermal conductive resistances are taken Eq. (12)

$$Q=kA\left(\frac{\Delta T}{L}\right) \quad (11)$$

$$R=\frac{L}{kA} \quad (12)$$

Junction Temperature of LED, on chip surface of LED, is calculated the lead (Fig.5) temperature and temperature resistance of LED is shown Eq. (13)

$$T_j = T_{Lead}+R_{th}.Q_{LED} \quad (13)$$

LED structure detail has been shown in Figure – 4

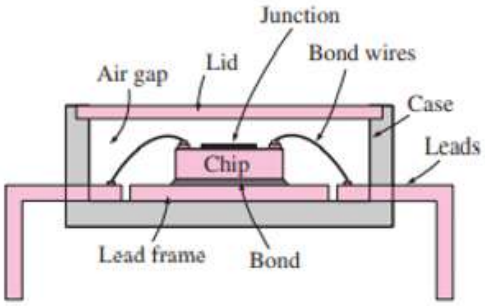


Figure-4: Detail of LED

3.5 Equations of Electronic Component Power Dissipation

Control module which will be used in this study provide DC DC topology. It means efficiency is approximately %90. Passenger cars' electrical systems are managed with 12V. In this study LED will be run roughly with 700mA according to optical study outcomes and LEDs has 3V forward voltage level. 3 LEDs has been connected as a series. This means that output value should be 9V. Whole process will be control by an external DC DC module.

Effeciency equations was given Eq(14)

$$Efficiency=\frac{Vin*Iin}{Vout*Iout} \quad (14)$$

Power calculations on LEDs can be shown with different methods. Most common way was given in Eq(15) and Eq(16)

$$P = LED\ Forward\ Voltage * LED\ Forward\ Current \quad (15)$$

$$LED\ Power = I^2 * LED\ resistor \quad \ldots \quad (16)$$

3.6 Thermal Effects on LEDs

The light emitting diodes are made of direct energy gap semiconductors. These materials are mostly three five compounds such as GaAs. On forward biasing the LED excess electron hole pairs are stored in the diode. These excess electron hole pairs recombine with each other's producing photons of light which are emitted to outside of the diode. The emitted light intensity is proportional to the excess charges which in turn increases linearly with the light emitted diode current [7].

Concerning the spectrum of the emitted light, it is concentrated in and around a specific wavelength defined by the energy gap Eg has been shown in Eq(17).

$$Eg = hC/\lambda. \tag{17}$$

With h the the Plancks' constant, C the speed of light and λ the wavelength of the emitted light. By increasing the temperature, the band gap energy decreases and the emitted wavelength increases. It follows that the peak wavelength shifts to longer wavelength and therefore this shift called the red shift. Chromaticity Coordinate Shift has been shown Figure -5a

Light intensity decreases as the temperature increases. This is a result of changing efficiencies in the semiconductor, and not a result of the change in the forward voltage over temperature changes. This temperature change is non-linear. Relative luminous flux has been shown Figure – 5b

All LEDs exhibit forward voltage variation as junction temperature changes. The temperature coefficient depends from junction type. InGaAlP LEDs (Yellow and Amber Red) have a coefficient of between -3.0 mV/K to -5.2 mV/K, and the InGaN LEDs (Blue, Verde Green, and White) have a coefficient of between –3.6 mV/K and -5.2 mV/K. (Golden Dragon LWW5SG) [7]. Relative forward voltage has been shown Figure – 5c

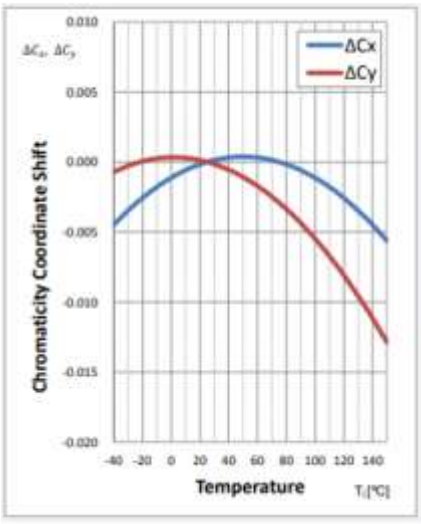


Figure – 5a

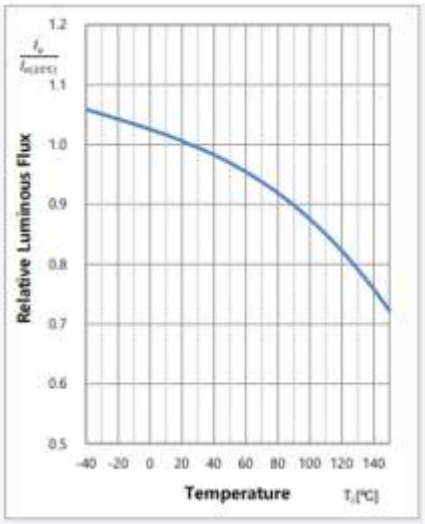


Figure – 5b

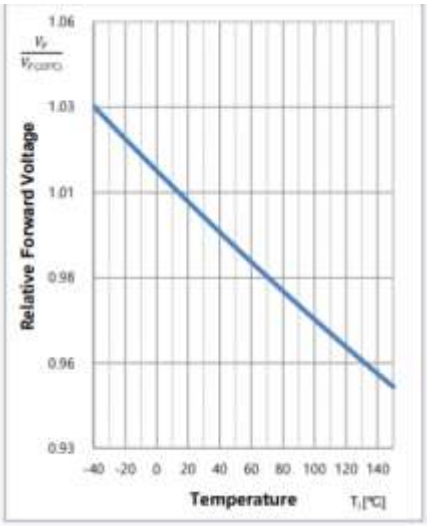


Figure – 5c

4. SIMULATION RESULTS AND COMPARISON

4.1 Metal Core PCB Solution

Aluminum boards are one of the most thermally conductive PCB options. On a normal PCB, the interior FR4 layers are relatively poor thermal conductors, and heat is normally dissipated from active components using via's and thermal lands. Aluminum is one alternative material that can be used in the core of a PCB, commonly referred to using the misnomer "aluminum pcb". Using aluminum as the metal core in a PCB allows it to easily dissipate heat away from active components thanks to its high thermal conductivity. The high thermal conductivity of aluminum or another metal in the core of a PCB allow heat to be distributed more uniformly throughout a board [8].

An aluminum PCB stackup should be designed with the following considerations:

- **Surface layer**: This is a standard copper foil layer. Some manufacturers will recommend you use heavier copper (up to 10 oz) than would be used on FR4.

- **Dielectric layer:** The interior dielectric layer can be any thermally conductive layer that functions as a pre-preg. This can be a polymer or ceramic layer. Opting for a material with higher thermal conductivity, particularly a ceramic with high ratio of thermal to electrical conductivity, will aid thermal management while also providing sufficient insulation. The typical thickness of the dielectric layer is 0.05 to 0.2 mm.

- **Aluminum membrane layer:** The aluminum membrane layer plays a protective role in that it protects the aluminum core from unwanted etching. This is a very thin insulating layer that plays an important role for any vias that are drilled through the core (see below).

- **Aluminum core:** The interior layer is the aluminum core with high thermal conductivity. Most aluminum boards are 0.5 mm thick, although thicker boards can be used to provide greater structural stability.[9]

PCB have been set according to Figure- 6 options, which is defined.
Each material has its own conductivity. Table 1 include material thermal conductivity

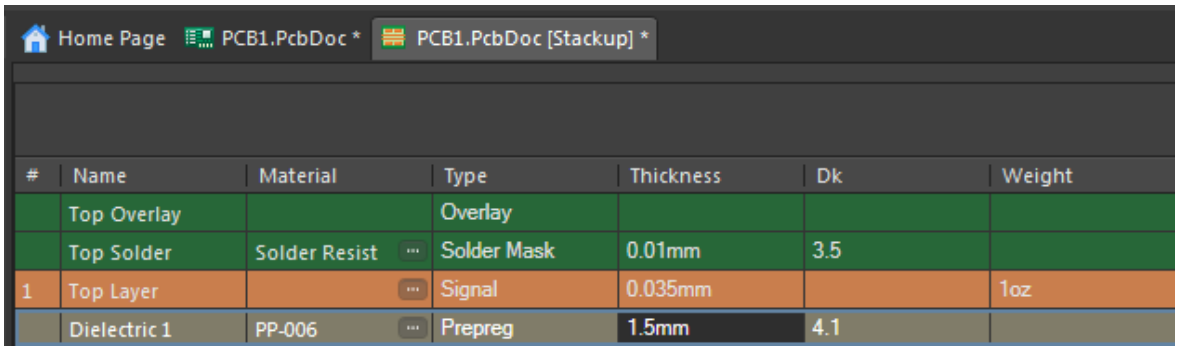


Figure-6: PCB Features

Material	Thermal Conductivity (W/m.K)	CTE (ppm/°C)	Tensile Modulus (Msi)	Density (g/cc)
Heavy Copper	385-400	XY:17/19	12 to 16	8.90
Copper-Invar-Copper (CIC)	120-130	XY:5/6	18 to 19	9.90
Copper-Molybdenum-Copper (CMC)	180-220	XY:6/8	N/A	9.8-10
Non WOven Aramid composite	0.2 to 0.3	XY:9/12, Z:120	2 to 2.1	1.25 - 1.3
Aluminium 5052	150	25	3.76	2.70
Aluminium 6061 T6	150	25	3.75	2.70

Table - 1: Material Thermal Conductivity

The coefficient of linear thermal expansion of Aluminum (23 x 10-6 per °C) is much higher when compared with an FR4 PCB substrate (10 x 10-6 per °C). And, the high thermal conductivity of Aluminum allows it to dissipate heat away from components efficiently. Also, the metal core of a printed circuit board permits a more uniform distribution of heat throughout the PCB[10].

LEDs Tj values has been shown in Table 2

	LED1	LED2	LED3	PCB
Temperature Value	112,47°C	114,15°C	116,38°C	102,60°C

Table – 2 LEDs Tj on Aluminium PCB

4.2. Heat Shield with FR4 PCB

Before the technology of using metal materials as a PCB core, the most cost-effective method was to fabricate a separate metal heat sink. That separate heat sink would then be registered to a finished PCB and attached using liquid adhesive or traditional pre-preg in a lamination press under heat and pressure[11].
Aluminium heat shield and FR4 PCB have been shown Figure- 7.

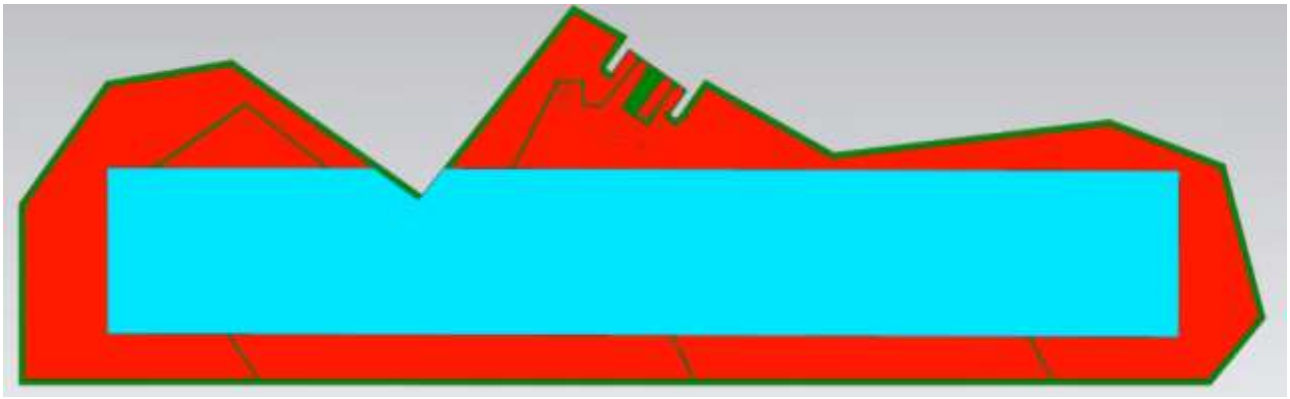
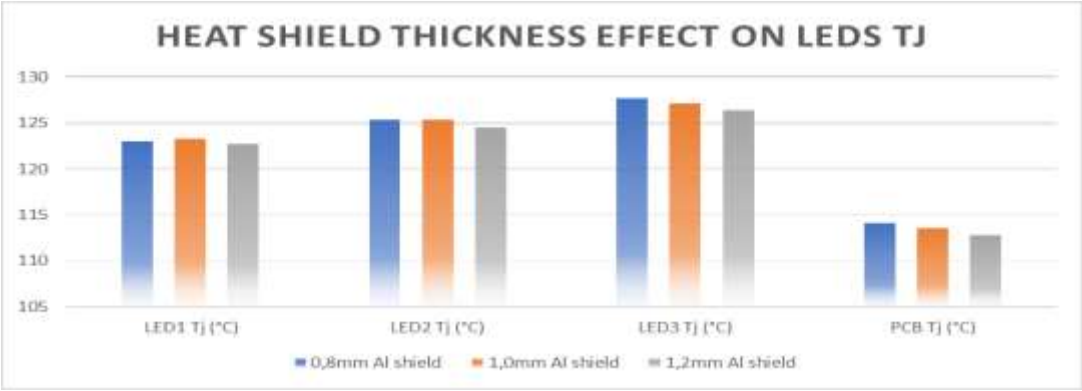


Figure-7: Aluminium heat shield and FR4 PCB

	LED1	LED2	LED3	PCB
0.8mm AL Shield	123°C	125.33°C	127.68°C	114.1°C
1mm AL Shield	123.33°C	125.32°C	127.15°C	113.57°C
1.2mm AL Shield	122.74°C	124.51°C	126.39°C	112.81°C

The thickness of the heat sink base were varied in the study. The required "thickness" of the heat-sink per-se is a factor of how the heat is dissipated into the environment. Heat shield thickness effect on LEDs Tj has been shown in Graph –1



Graph -1: LEDs Tj

4.3 FR4 Solution

Circuit boards with high heat-generating components are susceptible to failure and malfunction if the right materials are not used in their PCB fabrication.

One of the most widely used substrate materials is the FR4 laminate, which is a weak thermal conductor. Therefore, the low thermal conductivity of the FR4 substrate constraints the amount of heat that can be dissipated.

Active components can create hot spots on an FR4 PCB, so it is necessary to use some form of a cooling technique to maintain safe operating temperatures. One method is to use thermal vias under heat-generating components (heat

source) to transfer the heat away from the component (top layer) to the bottom PCB layer, where a heatsink would dissipate the heat [11].

LEDs Tj values on FR4 PCB has been shown in Table 3 and Figure

	LED1	LED2	LED3	PCB
Temprature Value	127,82°C	130,49°C	133,98°C	120,37°C

Table – 3 LEDs Tj values on FR4 PCB

The ambient temperature of climatic cabin is set 85°C without any ventilation tool. Lighting has been ON with 13.5 V forward voltage at 90minutes. The climatic cabin has been shown Figure – 8



Figure – 8 Climatic cabin

5. CONCLUSION

Several approaches for thermal management solutions on printed circuit boards for high power applications were shown in this paper.

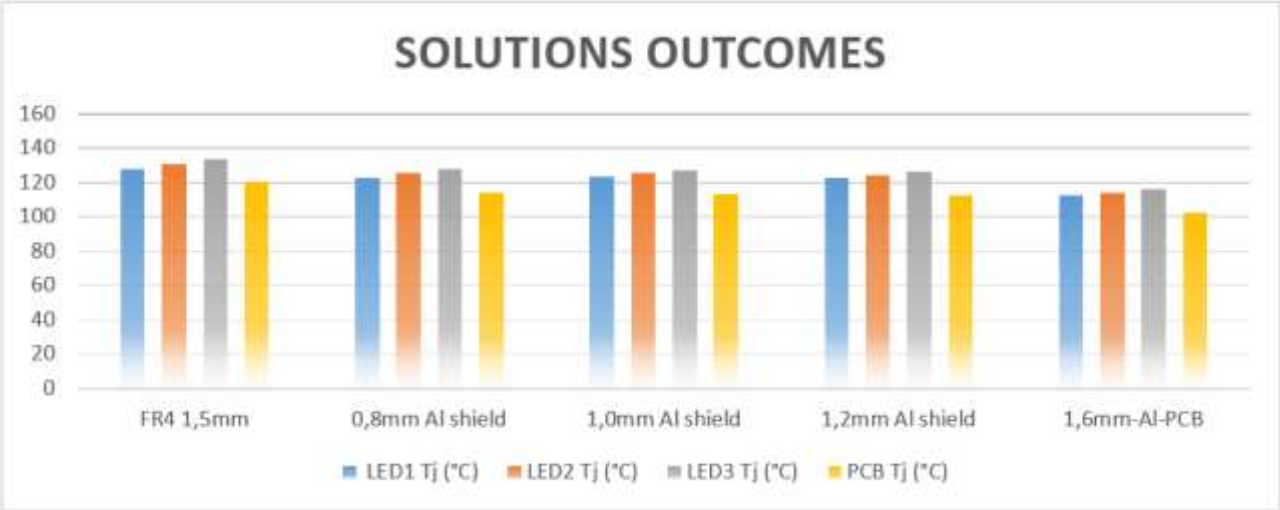
In the first study, the metal core PCB sample has been focused on and the LED junction temperature has been analyzed using utility programs.

Likewise, in the second study FR4 PCB with Heat shield sample has been analyzed. “In the third study the LED junction temperature of the PCB made of FR4 material was configured by the analysis program”. LEDs on aluminum PCB junction temperatures have been measured at LED1 112.47 °C, LED2 114.15 °C, and LED3 116.38 °C.

LEDs on the heat shield scenarios have been measured with different thickness heat shields. The coolest measurement has been taken with 1,2 mm thickness and has been gauged LED1 122.74 °C, LED2 124.51 °C, and LED3 126.39 °C. Other cases solutions; with 0,8mm Aluminum heat shield LED1 123°C, LED2, 125.33°C, LED3 127.68°C, 1mm Aluminum heat shield LED1 123.33°C, LED2 125.32°C, LED3 127.15°C.

FR4 PCB has been chosen 1,5 mm and temperatures have been measured LED1 127.82 °C, LED2 130.49 °C, and LED3 133,9 °C. In this study, we compared 3 different methods. With these approaches, we have demonstrated in which scenario the best LED cooling can be achieved.

While cooling the LED, the best thermal performance had been observed in the Aluminum PCB and the worst performance has been observed in the 1.5mm FR4 PCB without head shield. All these studies have been carried out with 85°C in two hours and ambient temperature without ventilation. Solutions' outcomes has been shown in Graph - 2



Graph – 2 Solutions outcomes has been shown

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to thank the different project partners and FEKA R&D Center(Bursa) .

REFERENCES

[1] E. Juntunen, A. Sitomaniemi, O. Tapaninen, R. Persons, M. Challingsworth and V. Heikkinen, "Thermal Performance Comparison of Thick-Film Insulated Aluminum Substrates With Metal Core PCBs for High-Power LED Modules," in IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology, vol. 2, no. 12, pp. 1957-1964, Dec. 2012,

[2] Measurement of colour coordinates of LEDs used in the automotive exterior lighting January 2021International Journal of Electrical and Computer Engineering 11(3):2711 DOI: 10.11591/ijece.v11i3.pp2711-2724,

[3] Mehmet Arik, Charles A. Becker, Stanton E. Weaver, James Petroski, "Thermal management of LEDs: package to system," Proc. SPIE 5187, Third International Conference on Solid State Lighting, (26 January 2004); https://doi.org/10.1117/12.512731S.

[4] Wenhua Yu,David M. France,Jules L. Routbort &Stephen U. S. Choi "Review and Comparison of Nanofluid Thermal Conductivity and Heat Transfer Enhancements" Pages 432-460

[5] URL1 https://resources.altium.com/p/why-and-how-use-aluminum-pcb-substrate-your-next-design 08.05.2021

[6] URL2 https://resources.altium.com/p/why-and-how-use-aluminum-pcb-substrate-your-next-design 08.05.2021

[7] URL 3https://www.onsemi.com/pub/Collateral/TND328-D.PDF 14.05.2021

[8] Electrical and Thermal Effects of Tunable LED Systems on Lighting and Non-Visual Biological Characteristics

[9] April 2020IEEE Photonics Journal PP(99):1-1 DOI: 10.1109/JPHOT.2020.2984667

[10] URL4 https://camptechii.com/the-importance-of-aluminum-and-metal-core-pcbs/ 08.05.2021

[11] URL5 https://www.epectec.com/pcb/metal-clad-and-heat-sink.html 08.05.2021

[12] URL6 https://camptechii.com/the-importance-of-aluminum-and-metal-core-pcbs/ 08.05.2021

[13] URL7 https://camptechii.com/the-importance-of-aluminum-and-metal-core-pcbs/ 08.05.2021

VISCOELASTIC MATERIAL MODELLING OF NATURAL RUBBER USING RELAXATION TEST

Onat Tokay, Serkan GÖMEÇ, Doğan PENEKLİ, Savaş KAYACI

[1,2,3,4] Şem Lastik A.Ş., Research and Development, Bursa, Turkey
[1] Corresponding Author: Onat TOKAY, onattokay@semlastik.com

ABSTRACT

Natural rubber is widely used in many industries. At the present time performing a finite element analysis while designing a rubber component became essential. To be able to perform a finite element analysis material models for must be defined. These material models describe the materials behavior. For natural rubber hyper elastic material model and viscoelastic material model is needed. Modeling of the viscoelastic behavior remains a challenge. The aim of this study is to create viscoelastic material model for a natural rubber using relaxation test data which properly describes the viscoelastic behavior of the natural rubber in finite element analysis environment. To be able to perform a finite element analysis hyper elastic model for the natural rubber is also created using simple shear test data. Rubber component vulcanized in 3 different curing lengths to overcome curing problems and best curing length for modeling chosen using hysteresis results of simple shear test and relaxation results. Material models are created for chosen curing length and a finite element analysis has been performed on MSC Marc and results are compared with the relaxation test results to validate the viscoelastic material model.

Keywords: viscoelastic behavior, natural rubber, material model, relaxation test, finite element analysis

1. INTRODUCTION

Natural rubber is an elastomer which shows hyper elastic and viscoelastic material properties. (Thomas, Abraham, Thomas, & Sisanth, 2017) Applications of elastomers take part in various industries including building and construction, medical and hygiene, clothing but mainly automotive. Moreover, usage of elastomers is increasing rapidly every year. (Drobny, 2014) The increasing use of elastomers also increases the relevance of the research of hyper elastic and viscoelastic characteristics. (Tatevosyan & Kovalev, 2018) Estimating the load and displacement characteristics of the rubber part with hand calculation is the traditional method of designing which had been used in the past. But this method assumes the material behaves linearly and overlooks the nonlinear stress strain behavior of rubber. (Yeoh, 1997) State of the art method for designing rubber components is using finite element method, which gives more accurate results comparing to hand calculations. (Yeoh, 1997) But to be able to perform finite element analysis, correct material model should be used. In literature there are many applied hyper elastic material models which includes Mooney Rivlin model (Mooney, 1940) (Rivlin, 1948), Ogden model (Ogden, 1972), Biderman model (Mansouri & Darijani, 2014), Neo Hookean model (Arruda & Boyce, 2000) and Yeoh model (Yeoh, 1993). Hyper elastic material models cannot model the time dependent behavior therefore viscoelastic material model is also needed. Viscoelastic behavior of the material can be observed by creep or relaxation tests. (Song, 2017) Deformation amount effects the decision of choosing whether the linear or a nonlinear viscoelastic theory should be used, and when using linear viscoelastic theory Prony series can be used to describe shear modulus. (Bergstrom, 2015) Aim of this study is to create a viscoelastic material model from a relaxation test data using Prony series for a natural rubber to be able to describe viscoelastic behavior of natural rubber in a finite element analysis. Also, a hyper elastic model has been created to perform a finite element analysis and compare the real test data with the analysis data.

2. MATERIALS AND METHOD

2.1. Sample Parts

In this study a natural rubber formula with 45 shore A hardness has been chosen to create a viscoelastic material model. Chosen natural rubber formula cured with 3 different cure length to overcome under cure and overcure problems. Sample parts are vulcanized with 8 minutes, 9 minutes, and 10 minutes. The geometry of the sample part is given in Figure 1. Samples are used in simple shear test and relaxation tests for testing the hyper elastic and viscoelastic behavior of the chosen natural rubber formula, respectively.

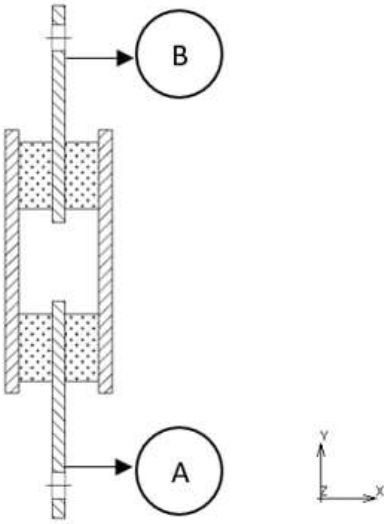


Figure 1. Rubber metal sample part

2.2. Simple Shear Test

Simple shear test has been performed on each sample part. Parts are elongated in y+ direction with displacement control. Sample parts have been fixed from bottom metal (A) and then subjected to displacement of 25 mm from upper metal (B). Parts are conditioned with performing 3 cycles with 100 mm/min and then the test has been performed with 20 mm/min. Test parameters for the simple shear test are given in the Table 1.

Table 1. Test parameters for simple shear test

Control Type	Displacement
Displacement	25 mm
Conditioning Test Speed	100 mm/min
Conditioning Cycle	3
Test Speed	20 mm/min
Test Cycle	1

Simple shear test results are used with 2 purposes. One of them is creating a hyper elastic material model for the chosen natural rubber formula. Hyper elastic material model is needed when performing a finite element analysis to compare viscoelastic model with the real test data. The other use of simple shear test is calculating hysteresis for each cure length. Hysteresis provides an insight on the vulcanization status of the sample part. Thus, the sample part with the better cure length can be chosen for modeling both hyper elastic and viscoelastic material models.

2.3. Relaxation Test

Relaxation test has been performed on each sample part. Parts are elongated in y+ direction with displacement control. 3 different elongation percentage has been chosen, 10%, 20% and 30%. Once the parts are elongated with the given elongation percentage, displacement of the sample parts got fixed. Test time for each relaxation test was 1 hour after elongation percentage has been reached. Test parameters for the relaxation test are given in the Table 2. A problem that occurred during relaxation test was the sensitivity of the testing machine. Testing machine used in the relaxation tests is universal testing machine with a capacity of 100kN. But the for the chosen elongation percentages the reaction forces which occur during relaxation test was very small. Testing machine's sensitivity results with error in data for very small forces. To overcome this problem, relaxation tests have been performed with using 3 sample parts and gathered results are manipulated accordingly. Connection method which is used for testing 3 sample parts simultaneously is given in the Figure 2.

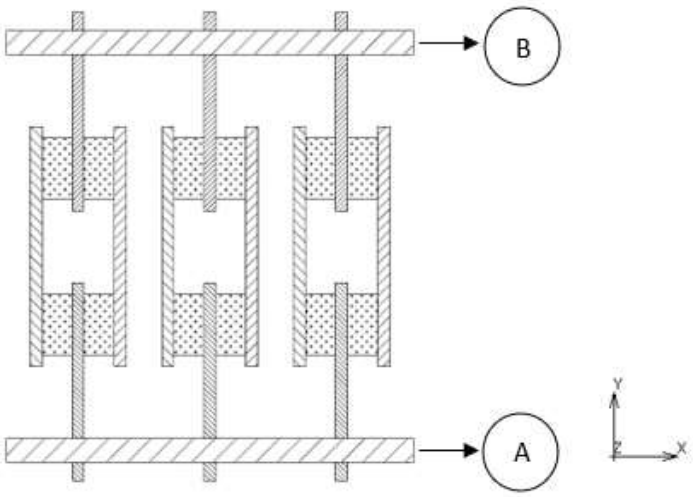


Figure 2. 3 sample part connection method for relaxation testing

Principal purpose of using relaxation test data is creating viscoelastic material model, which is the main scope of this paper. To be able to model a viscoelastic material model for the chosen natural rubber, sample parts for one of the three cure lengths needs to be picked and their relaxation test results should be used. Alongside of hysteresis properties from simple shear test, relaxation test results also can be used to have an insight about the vulcanization status of the parts. Best logarithmic curve fit is used to represent the data. Then, gradient of the curve fit between time at 1500 second and 3600 second is used to decide which cure length is better.

Table 2. Test parameters for relaxation test

Elongation	10%	20%	30%
Test Speed	5 mm/min	5 mm/min	5 mm/min
Test Length After Peek	1 hour	1 hour	1 hour

2.4. Material Modeling and Analysis

In this study MSC Marc is used as finite element analysis software since it is specializing in nonlinear simulation solution, which is suitable for performing and finite element analysis for natural rubber. MSC Marc is used for creating material models and performing and analysis to check the conformity of the viscoelastic material model with the real data.

While creating a hyper elastic material model with simple shear data on MSC Marc, third order invariant model of James Green Simpson is used. In the hyper elastic material model stress and strain relationship derives from a strain energy density function. All C01, C10, C11, C20 and C30 constants are used for hyper elastic material modeling of natural rubber formula. The third order strain energy density function is:

$$W=C_{10}(I_1-3)+C_{01}(I_2-3)+C_{11}(I_1-3)(I_2-3)+C_{20}(I_1-3)^2+C_{30}(I_1-3)^3 \quad (1)$$

While creating a viscoelastic material model in MSC Marc from a relaxation test data, isothermal Prony series with 5th order are used. Prony series are equations which can model resulting stress due to elastic response of the material during a relaxation test over time. Notation may vary depending on the applied strain type. For the shear strain relaxation test Prony series equation is:

$$G(t)= G_\infty+\sum_{i=1}^{N}\left(G_i \exp\left(\frac{-t}{\tau_i}\right)\right) \quad (2)$$

Where, G_∞ is the long term modulus once the material is totally relaxed.

3. RESULTS AND DISCUSSION

3.1. Hysteresis Results

Hysteresis data gathered from simple shear testing is used to determine which cure length is better for material modeling. Hysteresis results can be found in Table 3. According to hysteresis comparison between sample parts best cure length is 10 min between the compared cure lengths. But 9 min is a close contender. Hysteresis of 8 min shows that the sample parts that vulcanized in 8 min may not be cured properly therefore using results of that sample may cause with misleading results for the study. Since hysteresis of 9 min and 10 min are very close to each other choosing between the two of them solely based on hysteresis results may not be sufficient.

Table 3. Hysteresis of the simple shear test for each cure length

Cure Length	Hysteresis
8 Min	0,115
9 Min	0,104
10 Min	0,103

3.2. Logarithmic Curve Fit Results

To substantiate the results of the hysteresis, gradients of logarithmic curve fits of relaxation test data can be compared between time at 1500 second and 3600 second. R squared results of the logarithmic curve fits can be seen in the Table 4. All R squared values for curve fits are above 0,92 therefore these logarithmic curve fits are convenient curve fits for interpreting the data. R squared value for the curve fits for relaxation tests with 10% elongation are smaller than the others. The reason for this is the test machine sensitivity. At smaller force and displacement an error occurs for the gathered results. Therefore 10% relaxation test results may cause more error in viscoelastic material modeling.

Table 4. Best curve fits of each relaxation test data

Relaxation Test	Logarithmic Curve Fit Equation	R Squared
8 Min – 10%	y = -0,018ln(x) + 1,0187	0,92
8 Min – 20%	y = -0,015ln(x) + 1,0251	0,98
8 Min – 30%	y = -0,013ln(x) + 1,0185	0,99
9 Min – 10%	y = -0,015ln(x) + 1,0062	0,94
9 Min – 20%	y = -0,014ln(x) + 1,0181	0,96
9 Min – 30%	y = -0,012ln(x) + 1,0224	0,99
10 Min – 10%	y = -0,014ln(x) + 1,0162	0,94
10 Min – 20%	y = -0,013ln(x) + 1,0211	0,99
10 Min – 30%	y = -0,01ln(x) + 1,0145	0,98

Gradients of the logarithmic curve fits between time at 1500 seconds and 3600 seconds can be seen in Table 5. Table 5 shows the comparison of the cure lengths for both using 10% relaxation test and not using 10% relaxation data. This comparison method also shows that the best cure length for the parts is 10 minutes. Therefore, it is convenient to choose 10 simple shear test results and 10 minute relaxation test results to model hyper elastic material model and viscoelastic material model, respectively.

Table 5. Gradients of the logarithmic curve fits of relaxation test

Cure Length	Gradients Between Time at 1500 Second and 3600 Second				
	10%	20%	30%	Average (10%-20%-30%)	Average (20% - 30%)
8 Min	-7,50E-06	-6,25E-06	-5,42E-06	-6,39E-06	-5,84E-06
9 Min	-6,25E-06	-5,84E-06	-5,00E-06	-5,70E-06	-5,42E-06
10 Min	-5,84E-06	-5,42E-06	-4,17E-06	-5,14E-06	-5,14E-06

3.3. Hyper Elastic Material Model

The Mooney coefficients for the created hyper elastic material model in MSC Marc can be seen in the Table 6. These coefficients can be used in finite element analysis to model hyper elastic behavior of natural rubber with 45 shore A hardness.

Table 6. Hyper elastic material model of natural rubber

	Mooney Coefficients				
	C10 (MPa)	C01 (MPa)	C11 (MPa)	C20 (MPa)	C30 (MPa)
10 Min Simple Shear data	0,174849	0,130873	1,86066E-08	1,43204E-09	0,00289618

3.4. Viscoelastic Material Model

The relaxation time and the energy function multiplier for the created viscoelastic material model in MSC Marc can be seen in the Table 7. Different viscoelastic material models are created for each relaxation test with different elongation. These coefficients can be used in material properties in a finite element analysis to model the viscoelastic behavior of the natural rubber with 45 shore A hardness during analysis.

Table 7. Viscoelastic material model of natural rubber

	Elongation		
Prony Series Coefficients	10%	20%	30%
t1	5,29E-97	1,31E-97	1,06E-98
t2	6,71E-92	8,74E-59	6,23E-89
t3	4,95E-30	8,92E-28	1,10E-72
t4	4,20E+02	1,62E+02	1,18E+02
t5	1,10E+03	1,27E+03	2,23E+03
E1	5,54E-05	1,27E-02	9,20E-03
E2	1,15E-04	6,98E-04	4,41E-03
E3	3,17E-04	1,52E-02	4,61E-03
E4	5,29E-02	2,11E-02	2,41E-02
E5	4,86E-02	3,99E-02	3,67E-02

3.5. Comparison of Analysis Results with Test Result

Created hyper elastic material model and the viscoelastic material models are used to perform a finite element analysis to verify the accuracy of the viscoelastic material model. As it is shown in the Figure 3, analysis results of the viscoelastic material model for the 10% elongation of natural rubber with 45 shore A hardness are almost coincide with relaxation test data. The fluctuation in the test data results from the sensitivity problems of the test machine at the low displacement and low force.

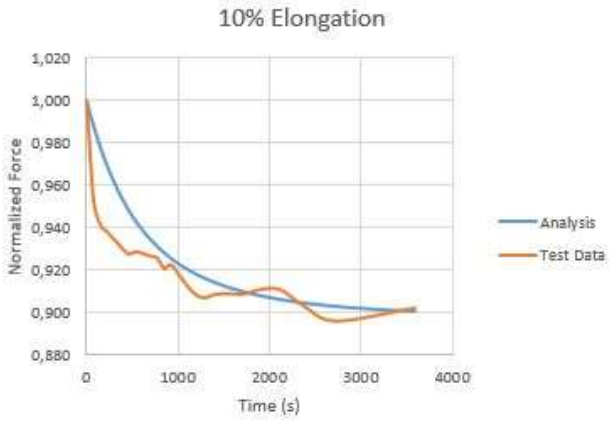


Figure 3. Comparison of the FEA results of viscoelastic material model with relaxation test for 10% elongation

Viscoelastic material model for 20% elongation is a convenient material model for modeling natural rubber with 45 shore A hardness. In Figure 4, comparison of the analysis results and relaxation test data shows that analysis results are very close to the test results. There is a 6% decline in the reaction force after 1 hour in the relaxation test. This decline in the reaction force under the 20% elongation after 1 hour is a little bit higher in analysis. The deviation between analysis and test data is only 2,87%, which is acceptable. Since the force applied in 20% elongation is higher the fluctuation did not observed in relaxation test.

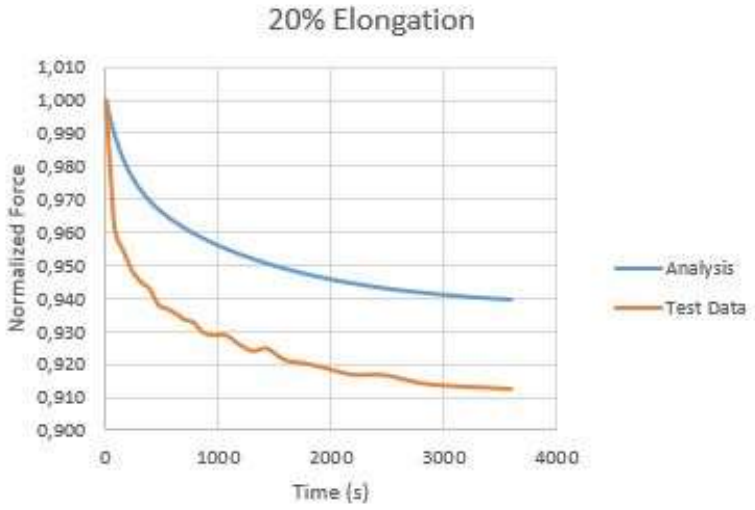


Figure 4. Comparison of the FEA results of viscoelastic material model with relaxation test for 20% elongation

Comparison of the relaxation test and analysis results for 30% elongation shows that the created viscoelastic material model for natural rubber with 45 shore A hardness using 30% elongated relaxation test data is suitable for using in a finite element analysis. Figure 5 shows that, there is a 5,4% decline in the reaction force for the relaxation test with 30% elongation in 1 hour. This decline in the analysis very close to the test data. The deviation between analysis and test data is 1,69%. Which shows that the viscoelastic material model created with using test results of 30% elongated relaxation test is models the viscoelastic behavior of the material closer to the real data. Also, just as 20% relaxation test, the test data in 30% relaxation test does not fluctuate since the force applied to the sample part is high enough.

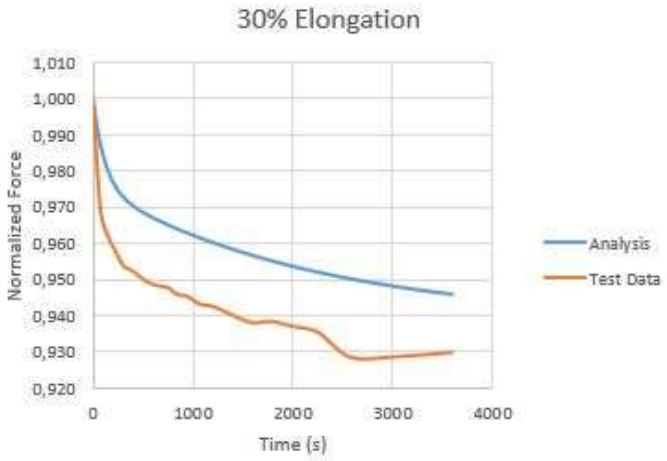


Figure 5. Comparison of the FEA results of viscoelastic material model with relaxation test for 30% elongation

4. CONCLUSIONS AND RECOMMENDATIONS

In the study a natural rubber formula with 45 Shore A hardness and sample part geometry three different cure lengths have been tested. The curing lengths are 8, 9 and 10 minutes. For simple shear tests and relaxation tests 10 minute cure length during vulcanization has been found as the best option for the sample part geometry with chosen natural rubber formula. Hysteresis of the simple shear test and curve fits of relaxation test results are used to determine the best cure length. For the simple shear test, 10 minute cured sample has the lowest hysteresis which shows that 10 minute cure

length is more appropriate than 8 or 9 minute cure lengths. Data of 8 and 9 minute curing lengths might not model the viscoelastic behavior of the natural rubber due to not being cured properly. This study models a natural rubber's viscoelastic behavior using a relaxation test data. Isothermal Prony series with 5th order are used to model the viscoelastic behavior of the natural rubber. Viscoelastic behavior has been modeled with relaxation tests for three different elongation percentages, which are 10%, 20% and 30% elongation. Viscoelastic material models of the natural rubber with 10 minute cure length can be found in Table 7. To perform a finite element analysis with using the viscoelastic material model, a hyper elastic material model for the same natural rubber formula has been created through MSC Marc. Third order invariant model of James Green Simpson is used in for creating hyper elastic material model. The Mooney coefficients of the hyper elastic model for the 10 minute simple shear data are 0.174849, 0.130873, 1.86066E-08, 1.43204E-09 and 0.00289618 respectively for C01, C10, C11, C20 and C30. Validity of the viscoelastic material model has been verified by performing a finite element analysis on MSC Marc, with using both viscoelastic and hyper elastic material model. Using finite element analysis results with more accurate material model in comparison to hand calculation, also overcomes the linear behavior assumption of the traditional hand calculation method. Relaxation tests which are performed in three different elongation percentages shows that each elongation percentage models the materials viscoelastic behavior conveniently. For 10% elongation, finite element analysis results and test results almost coincide but because of the sensitivity of the universal testing machine fluctuation occurs in the relaxation test results of 10% elongation. Therefore, in this study viscoelastic model created with relaxation test data of 20% elongation or 30% elongation has been chosen as a more convenient model. Viscoelastic material models of 20% and 30% relaxation test data shows 2,87% and 1,69% deviation, respectively. Both 20% and 30% relaxation test results are appropriate for modeling this natural rubber formulas viscoelastic behavior.

5. RESOURCES

[1] Arruda, E. M., & Boyce, M. C. (2000). Constitutive Models of Rubber Elasticity: A Review. Rubber Chemistry and Technology, 504-523.

[2] Bergstrom, J. (2015). Mechanics of Solid Polymers: Theory and Computational Modeling. William Andrew Publishing.

[3] Drobny, J. G. (2014). Introduction. In J. G. Drobny, Handbook of Thermoplastic Elastomers (Second Edition) (pp. 1-11). William Andrew Publishing.

[4] Mansouri, M. R., & Darijani, H. (2014). Constitutive Modeling of Isotropic Hyperelastic Materials In an Exponential Framework Using a Self Contained Approach. International Journal of Solids and Structures, 4316-4326.

[5] Mooney, M. (1940). A Theory of Large Elastic Deformation. Journal of Applied Physics, Volume 11, 582-592.

[6] Ogden, R. W. (1972). Large Deformation Isotropic Elasticity: On the Correlation of Theory and Experiment for Compressible Rubberlike Solids. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences Vol 328, 567-583.

[7] Rivlin, R. S. (1948). Large Elastic Deformations of Isotropic Materials. IV. Further Developments of the General Theory. Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, 379-397.

[8] Song, K. (2017). Micro and Nano Fillers Used in the Rubber Industry. In S. Thomas, & H. J. Maria, Progress in Rubber Nanocomposites (pp. 41-80). Woodhead Publishing.

[9] Tatevosyan, A., & Kovalev, V. (2018). Mathematical Modeling of the Linear Drive for Research Viscoelastic Properties of Elastomer. Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines (pp. 1-4). Omsk: IEEE.

[10] Thomas, S., Abraham, J., Thomas, M. G., & Sisanth, K. S. (2017). General Introduction to Rubber Compounding. In S. Thomas, & H. J. Maria, Progress in Rubber Nanocomposites (pp. 1-39). Woodhead Publishing.

[11] Yeoh, O. H. (1993). Some Forms of the Strain Energy Function for Rubber. Rubber Chemistry and Technology Vol 66, 754-771.

[12] Yeoh, O. H. (1997). Hyperelastic Material Models for Finite Element Analysis of Rubber. In Journal of Natural Rubber Research (pp. 142-153). Kuala Lumpur: Rubber Research Institute of Malaysia.

DÖVME PARAMETRELERİNİN OTOMOTİV KAPI MENTEŞESİNİN MEKANİK ÖZELLİKLERİNE VE PRES KALIP ÖMRÜNE ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI

[1]Sedat Can Akdemir, [1]Rasim Günden, [1]Sedatcan Kazangil, [2]Ali Bayram, [3]Bülent Başyiğit
[1,3]MSK Çelik Dövme Limited Şirketi, Karacabey, Bursa, TÜRKİYE

[2]Bursa Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Bursa, TÜRKİYE

[3]Sorumlu Yazar : Bülent Başyiğit, bbasyigit@mskforge.com

ÖZET

Bu çalışmada hidro-pnömatik sisteme göre çalışan 63kj'lük 1.Tip ve 2.Tip çekiç preslerde otomobil kapı menteşesi S355J2 çeliğinden dövülerek üretilmiştir. 1.Tip ve 2.Tip çekiç preslerde ayrıcı yağ olarak sırasıyla sentetik dövme yağı ve grafit bazlı dövme yağı kullanılmış, diğer dövme parametreleri her iki pres için sabit tutulmuştur. Kapı menteşesinin kafa olarak isimlendirilen kısmının, yaprak olarak isimlendirilen kısmına göre sertlik değerleri daha yüksek olduğu görülmüştür. 1.Tip çekiç presi ile dövülen parçanın sertlik değerleri 2.Tip tip preste dövülen numuneye göre daha yüksek çıkmıştır. 1.Tip çekiç presinde dövülerek üretilen menteşelerden alınan numunelerin akma mukavemetleri, 2.Tip çekiç prese göre daha yüksek çıkmıştır. Ancak çekme mukavemetleri ve süneklik değerlerinde çok ciddi farklar görülmemiştir. Buna karşın dövme yağına bağlı olarak kalıp ömürlerinde kayda değer değişimler gözlenmiştir. 1.Tip çekiç pres ile gerçekleştirilen dövme operasyonunda kalıp ömürleri 2.Tip çekiç presine göre %50 daha düşüktür. Bu sebepten dolayı, 2.Tip çekiç preste de sentetik yağ kullanıldığı zaman kalıp ömrü %21 oranında düşmüştür. Buna istinaden pres vuruş güçlerini karşılaştırmak adına, her iki preste de aynı boyutlarda bakır silindirik kütükler hazırlanarak, aynı vuruş gücünde dövülmüştür. Çıkan sonuçlar karşılaştırdığında 1.Tip presin, 2.Tip prese göre daha hızlı vuruş yaptığı tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Çelik dövme, Sıcak şekillendirme, Kalıp ömrü, Çekiç dövme presleri

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF FORGING PARAMETERS ON THE MECHANICAL PROPERTIES AND PRESS TOOL LIFE OF AUTOMOTIVE DOOR HINGE.

ABSTRACT

In this study, the hinge of the automobile door was forged from S355J2 steel in the first and second type hammer presses of 63 kj working according to the hydro-pneumatic system. Synthetic forging oil and graphite-based forging oil were respectively used as separator oil in the 1st and 2nd type hammer presses, respectively, the other forging parameters were kept constant for both presses. It has been observed that the part of the door hinge called the head has higher hardness values than the part called the leaf. The hardness values of the part forged with the 1st type hammer press were higher than the sample that was forged in the 2nd type press. The yield strength of the samples taken from the hinges produced by forging in the 1st type hammer press was higher than the type 2 hammer press. However, there were no significant differences in tensile strength and ductility values. On the other hand, significant changes have been observed in die life dependent on the forging oil. In the forging operation performed with the 1st type hammer press, the mold life is 50% lower than the type 2 hammer press. For this reason, when synthetic oil is used in the 2nd type hammer press, the mold life has decreased by 21%. Accordingly, in order to compare the press strike forces, copper cylindrical billets of the same dimensions were prepared in both presses and forged with the same impact force. When the results were compared, it was determined that the 1st type press made faster strokes than the 2nd type press.

Keywords : Steel Forging, Hot forming , Tool life, Hammer forging pres

1.GİRİŞ

Dövme en eski metal şekillendirme yöntemden biridir. Dövme yoluyla şekillendirme M.Ö. 5000 yıllarına kadar gider. Dövme iki kalıp arasında basınç uygulanarak gerçekleştirilen şekillendirme yöntemidir. Genelde daha büyük şekil değişimlerine olanak sağladığı ve kuvvet gereksinimleri daha az olduğundan büyük parçaların dövülmesine de olanak sağladığından dolayı sıcak dövme uygulamaları daha çok tercih edilmekle birlikte, getirdiği dayanım artışı ve hassas boyutlar ve yüzey kalitesi nedeniyle küçük parçalara uygulanan soğuk dövme uygulamaları da vardır [1,2].

Sıcak şekillendirmenin temel avantajı, yüksek sıcaklık nedeniyle kütüğün akma gerilmesinin büyük ölçüde düşürülmesidir. Sıcak dövme, daha az miktarda mekanik enerji ile karmaşık geometrinin oluşturulmasına izin verir. Kalıpların maliyeti genel olarak toplam üretim maliyetinin %8 ila 15'i olarak tahmin edilmektedir. Ekstrem durumlarda, küçük üretim serilerinde %30'a bile ulaşabilir. Normal çalışma koşullarında, dövme kalıpları sadece elastik gerilmelere maruz kalır. Kullanım ömürleri daha sonra üretim sırasında meydana gelen yüzey kusurlarına bağlıdır. Kalıplar ve sıcak kütük arasındaki temas koşulları çok ağırdır: Yüksek temas basınçları, yüksek kayma hızları, 1200 °C'ye kadar ısıtılmış kütük yüzeyleri, oksit pullarının varlığı vb. Bu temas koşulları, mekanik ve termal gerilmelerin, yapışma, aşınma ve plastik gerilmenin birleşik eylemi ile karmaşık aşınma modelleri oluşturur. Sürtünme ve aşınma takım ömrünü düşürdüğünden, sıcak şekillendirme takımlarının aşınma direncinin iyileştirilmesi ile kalıp ömürlerinin arttırılması bitmiş ürünün üretim maliyetini düşürür [3]

Dövme kalıplarının aşınma direncini iyileştirmek için birçok teknoloji geliştirilmiştir. Bunların çoğu, aşınmanın malzeme sertliğiyle ters orantılı olduğu gerçeğine dayanmaktadır. Bu nedenle uygun yüzey işlemleriyle yüzey sertliğini arttırmak daha yüksek bir aşınma direncine yol açar. Dövme kalıbının aşınma direnci yüzey işlemleri ve yüzey kaplamaları artırılır. Yüzey işlemleri, malzemenin metalürjik yapısını değiştirerek sertliği artırır. Nitrürleme, sıcak dövme kalıbının ömrünü iyileştirmek için sıcak dövme işleminde hala yaygın olarak kullanılan bir yüzey işlemidir [4]. Yüzey kaplama, yüzeyde sert bir tabakanın birikmesinden oluşur. Katman, PVD, CVD veya PACVD gibi farklı tekniklerle elde edilebilir. Bu teknikler, katmanın sürtünmeyi ve aşınmayı azaltma yeteneğini koşullandırır [5-9].

Vianello ve arkadaşları [10] ticari sonlu elemanlar yöntemi yazılımı QFORM VX 8.1.4 kullanarak, termal yorulmaya eğilimli kapalı kalıp bölgelerinin yanı sıra termal yorulma için gerekli çevrim sayısını eşzamanlı olarak tahmin edebilen sayısal bir alt rutin geliştirmeyi hedeflemişlerdir. Çalışmada, AISI H13 kapalı kalıplar kullanılarak AISI 1045 taşlama bilyaları sıcak dövme üretilmiştir. Deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırılmıştır. Termal çatlamanın başlangıcı, sayısal olarak tahmin edilen değerler deneysel sonuçlarla (sırasıyla 517 ve 600 çevrim) tutarlı olduğunu görmüşlerdir. Hawryluk ve arkadaşları [11] yeni nesil çeliklerden biri olan Unimak çeliğinden yapılmış dövme kalıbı üzerine farklı yüzey işlemleri uygulamışlar ve takım çeliği WCL(DIN'e göre 1.2343) ile karşılaştırmışlardır. Unimak çeliğinin takım çeliği WCL göre 2.5 kat daha dayanıklı olduğun belirlemişlerdir. Kaszuba ve arkadaşları [12] dövme kalıplarının dayanıklılığını artırmak için kalıp yüzeyinde katmanlı bir yapı oluşturmayı amaçlamışlardır. Bu itibarla önce kendinden korumalı fux-core ark kaynağı (FCAW-S) ile üç sert yüzeyli katman uygulamışlardır. Müteakiben nitrürleme işlemi gerçekleştirilmiştir. Elde edilen test sonuçları, sert dolgu ve nitrürlemeyi birleştiren hibrit katmanların, sıcak dövme işlemlerinde uygulanan aletlerin ömrünü uzatmak için uygun olabileceğini göstermiştir. Dubois ve arkadaşları [13] sıcak dövme işleminde takım yüzeyini korumak için iki alümina kaplama geliştirilmiştir: α- alümina parçacıkları ile yüklü saf γ-alümina matrisi ve h-BN parçacıklarıyla yüklü saf γ-alümina matrisi. Alümina sol-jel kaplamanın h-BN parçacıklarıyla yüklenmesi ile kalıbın sürtünme davranışını önemli ölçüde iyileştiğini tespit etmişlerdir.

Dövme takımlarının kullanım ömrü kadar geometri ve kalite açısından doğru olan dövme parçaların elde edilmesi için yağlama çok önemlidir. Özellikle ısı yükü, yüksek basınçlar aşınmayı yoğunlaştırır ve bu da aletlerin ve dövme ekipmanlarının dayanıklılığının azalmasına neden olur. Bu nedenle, deforme olmuş malzemeyi doğru bir şekilde kalıp boşluğunu doldurmak için sürtünmeyi en aza indirme gerekliliği nedeniyle yağlama ve uygun bir yağlayıcı / soğutucu kullanılması gereklidir [14].

Petrov ve arkadaşları [14] karbonlu çelikler ve nikel bazlı alaşımların dövülmesi için en uygun yağlayıcı seçimi belirlemeyi amaçlamışlardır. Bu kapsamda çeşitli su bazlı koloidal grafit yağlayıcıların özelliklerini araştırmışlardır. Bu yağlayıcıların fizikokimyasal ve teknolojik özelliklerini tespit etmişlerdir. Yağlayıcı bileşimlerin fizikokimyasal özelliklerinin sürtünme katsayısı değeri üzerinde ve bunun bir sonucu olarak dövme işlemi sırasında kalıp ömrü üzerinde bir etkiye sahip olduğu bulunmuştur. Kazuhito ve Kazuhiko [15] düşük hızlı halka sıkıştırma testi kullanılarak çeliğin sıcak dövülmesi için yağlayıcıların sürtünme özelliğini tahmini üzerine çalışma yapmışlardır. Çalışmada grafit ve grafit olmayan yağlayıcılar kullanılmıştır. Grafit olmayan bir yağlayıcının, yüksek ve düşük hızlı halka sıkıştırma testinde grafit tipi yağlayıcı ile neredeyse aynı sürtünme katsayısını gösterdiği bulunmuştur. Grafit tipi yağlayıcılar, kalıplara bu kadar az miktarda yağlayıcı uygulandığında da düşük sürtünme gösterdiği görmüşlerdir. Grafit olmayan tip yağlayıcılar, yağlama performansında düşüş göstermiştir. Çünkü yağlayıcılar, 1000 °C'de ısıtılan sıcak bir kütük nedeniyle hasar görme eğiliminde olduğu görülmüştür. Hawryluk ve arkadaşları [16] soğutma ve yağlama ajanlarının,

dozaj miktarlarının yanı sıra uygulama zamanı, yönü ve ayrıca yağlama cihazlarının dövme aletlerinin aşınması üzerindeki etkisinin bir analizi üzerine bir çalışma yürütmüşlerdir. Yağlama maddesinin miktarı ve tedarik edilme şekli hala güncel bir bilimsel problem oluşturduğu, yapılan analiz, yağlayıcının optimum dozajının yanı sıra hangi yöntemle kullanılacağını belirlemenin önemli olduğu görülmüştür. Sadece verilen dövme işleminin karmaşık bir uzun vadeli analizi yoluyla, üretim sürecinin kararlılığını ve tekrarlanabilirliğini sağlayan optimum tribolojik koşulları seçmenin mümkün olduğunu belirlemişlerdir. Hill ve arkadaşları [17] dövme yağlarının ve ıslatma sıcaklığının dövme çeliklerinin yüzey özellikleri üzerine etkisini incelemişlerdir. Bu amaçla dövme sıcaklıkları 1030 ° C ve 1300 ° C ve yağlayıcı olarak da sentetik su bazlı, grafitli su bazlı, grafit ve molibden disülfür viskoz gres seçilmiştir. Dövülen parçanın sertliklerini karşılaştırmışlardır. 1300 ° C'lik daha yüksek ıslatma sıcaklığının, daha düşük ıslatma sıcaklığı olan 1030 ° C'ye göre daha düşük bir yüzey sertliği değeri ve daha yüksek yüzey pürüzlülüğü sağladığı kanıtlanmıştır. İki su bazlı yağlayıcı, sonuçlarda ihmal edilebilir bir değişiklik göstermişine karşılık grafit-molibden disülfat gresten elde edilen sonuçlar, özellikle diğer yağlayıcılardan daha yüksek yüzey pürüzlülüğünü ve simetrik olmayan bir distorsiyon modelini göstermiştir. Dworzak ve arkadaşları [18] yüksek nikelli çelikten valf dövme işleminde ilk dövme işleminde kullanılan kalıpların aşınmasını azaltmak için yağlama ve soğutma sistemi parametrelerinin ayarlarının etkisi üzerine araştırma yapmışlardır. Yağlayıcıların önemli bir kısmının kalıp boşluğuna ulaşamadığı, bunun dışına ulaştığı, bunun da dövme malzemesinin yapışmasından kaynaklanan tutukluk nedeniyle kalıp aşınmasına neden olduğu bulunmuştur. Endüstriyel süreçte şimdiye kadar kullanılan sabit yağlama sisteminden farklı olarak, çok çeşitli ayarlamalara izin veren ve tüm sistemin otomatik temizleme prosedürlerini sağlayan kendi mobil yağlama ve soğutma sistemini önermişlerdir.

Bu çalışmada hidro-pnömatik prensibe göre çalışan 63kj'lük 1.Tip ve 2.Tip çekiç preslerde otomobil kapı menteşesi S355J2 çeliği dövülerek üretilmiştir. Dövme şartlarına bağlı olarak kapı menteşesinin mekanik özellikleri incelenmiştir. Ayrıca dövme parametrelerine bağlı olarak dövme kalıbı ömürleri karşılaştırılmıştır.

2. MATERYAL ve METOD

Otomobil kapı menteşeleri S355J2 çeliğinden dövülerek üretilmiştir. S355J2 çeliğinin kimyasal kompozisyonu Tablo 1.'de verilmiştir.

Tablo 1. S355J2 Kimyasal Analiz Değerleri

Malzeme	C%	Si%	Mn%	P%	S%	Cu%
S355J2	≤0,23	≤0,60	≤1,60	≤0,035	0,015-0,030	≤0,60

Sıcak Dövme işlemi 1.Tip ve 2.Tip 63kj'lük preslerde gerçekleştirilmiştir. Hammadde ölçüleri olarak Q30mm S355J2 kalite malzeme kullanılmıştır. 1.Tip preste dövülen hammaddeler, dövme işlemi öncesinde Inductotherm marka indüksiyonda 1200-1300°C aralığında ısıtılmıştır. Isıtma işlemi tamamlanan malzeme konveyör yardımıyla presin yanına getirilip, robotlar yardımıyla kalıp gravürüne yerleştirilerek Tablo-2'de görüleceği üzere 6 vuruş yapılarak dövme işlemi tamamlanmıştır (Şekil.1). Her 6 vuruş sonrası dövme kalıpları sentetik dövme yağı ile otomatik olarak yağlanmıştır. Dövme işlemi tamamlandıktan sonra üretilen parça konveyör üzerinde kesme pres hattına taşınmıştır. Dövülen parça 350-400°C'ye soğuduktan sonra çapak kesme işlemi gerçekleştirilerek, oda sıcaklığında soğumaya bırakılmıştır. 2.Tip preste dövülen hammaddeler, 1.Tip presteki gibi aynı şartlarda ısıtılmıştır. Isıtma işlemi tamamlanan hammaddeler yolluk yardımıyla operatörün önüne getirilmiştir. Isıtılan hammadde operatör yardımıyla kalıp gravürüne yerleştirilerek Tablo 2.'de belirtildiği şekilde 5 vuruşta nihai şeklini almıştır (Şekil.1). Her 5 vuruş sonrasında dövme kalıbı grafit bazlı ayırıcı yağ ile operatör tarafından manuel olarak yağlanmıştır. Dövme işlemi tamamlandıktan sonra üretilen parça konveyör üzerinde kesme pres hattına taşınmıştır ve 1.Tip pres şartlarında çapakları kesilmiştir. Dövme kalıp hammaddesi olarak 1.2714 kalite çelik kullanılmış ve kalıp sertliği 40-45 HRc'dir. Kalıp gravürü CNC tezgahında finish olarak işlendikten sonra, parlatma işlemi uygulanmıştır. Parlatma işlemi uygulanan dövme kalıbına gaz nitrasyon işlemi uygulanmıştır. Bu işlem sonrasında nitrasyon derinliği ise 0,2-0,4mm olarak hesaplanmıştır.



Şekil 1.Üretimi yapılan parça

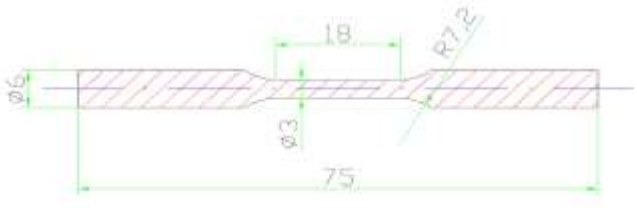
Tablo 24. Numune Üretim Parametreleri

1.TİP PRES (63kj) NUMUNE ÜRETİM PARAMETLERİ							2.TİP PRES (63kj) NUMUNE ÜRETİM PARAMETLERİ						
1.TİP PRES (63kj)	1. VURUŞ	2. VURUŞ	3. VURUŞ	4. VURUŞ	5. VURUŞ	6. VURUŞ	2.TİP PRES (63kj)	1. VURUŞ	2. VURUŞ	3. VURUŞ	4. VURUŞ	5. VURUŞ	6. VURUŞ
HAMMADDE GİRİŞ SICAKLIĞI				1200-1300 °C			HAMMADDE GİRİŞ SICAKLIĞI				1200-1300 °C		
KALIP SICAKLIĞI				100-150 °C			KALIP SICAKLIĞI				100-150 °C		
HAMMADDE KALİTESİ				S355J2			HAMMADDE KALİTESİ				S355J2		
HAMMADDE DÖKÜM NO				204748			HAMMADDE DÖKÜM NO				204748		
AYIRICI YAĞ BİLGİLERİ				SENTETİK DÖVME YAĞ			AYIRICI YAĞ BİLGİLERİ				GRAFİT BAZLI DÖVME YAĞ		
DÖVME KALIBI ÖZELLİKLERİ				1.2714-40-45 HRC (GAZ NİTRASYONLU)			DÖVME KALIBI ÖZELLİKLERİ				1.2714-40-45 HRC (GAZ NİTRASYONLU)		

Otomobil kapı menteşesi olarak S355J2 kalite çelikten üretilen parçalar Metkon numune kesme cihazı ile kafa bölgelerine dikey olacak şekilde kesilmiştir. Kesilip çıkartılan numuneler metalografik yöntemlerle parlatılmış ve numuneler %3 Nitrik asit + %97 Alkol (%3 Nitral Dağlayıcı) içeren dağlayıcı ile yaklaşık 15-20sn dağlanmıştır. Numuneler Olypus-Optik ışık mikroskobu aracığıyla incelenip, parçanın kafa, yaprak ve boyun bölgelerinden 100x mikro yapı görüntüleri elde edilmiştir.

Mikro yapı incelemesi tamamlanan numunelerin kafa ve yaprak bölgelerinden BMS-3000 Bulut marka sertlik ölçme cihazı ile Brinell cinsinden sertlik ölçümleri yapılmıştır. Sertlik ölçümleri 2,5mm çelik bilya ve 187,5kg yük ile yaklaşık 10sn kadar uygulanarak elde edilmiştir. Yükleme yapıldıktan sonra oluşan derin ve yuvarlak izin 0° ile 180° arasına D1 çapı 90° ile 270° arasına D2 çapı denilmekte ve ölçüm bu iki çap esas alınarak sertlik ölçme cihazı ile otomatik olarak hesaplanıp, gerçekleştirilmiştir.

Çekme test numuneleri Şekil 2.'de gösterildiği gibi aynı standartta torna tezgahında hazırlanmıştır. Tüm numuneler Shimadzu marka AG-X plus-250kN model çekme test cihazında çekme işlemi gerçekleştirilmiştir. Çekme testi uygulanmış çubuğa ait resim Şekil-3'de gösterilmiştir. Bu test sonucunda akma mukavemeti, çekme mukavemeti ve yüzde uzama değerleri elde edilmiştir.



Şekil 2. Çekme Test Çubuğu Teknik Resim



Şekil 3.Çekme Test Çubuğu Önce-Sonra

3. SONUÇLAR ve TARTIŞMA

3.1. Mikroyapı

1.Tip ve 2.Tip 63kj'lük çekiç preslerle S355J2 çeliğinden dövülerek üretilmiş otomobil kapı menteşelerin kafa ve yaprak bölgelerinden alınan numunelerin mikro yapılarına bakıldığında ferrit ve perlit fazlarından oluştuğu görülmektedir (Şekil 6., Şekil 7., Şekil 8., Şekil 9.) Bununla birlikte gerek dövme presi tipine gerekse kapı menteşesinin kafa, yaprak ve boyun bölgelerine bağlı olarak tane yapısı ve boyutunda farklar görülmektedir. Kapı menteşesi kafa bölgeleri karşılaştırıldığında (Şekil 6. ve Şekil 7.) 2.Tip pres ile üretilen numunenin 1.Tip pres numunesine göre perlit tanelerinin daha büyük, ferrit tanelerinin daha ince olduğu ve de her iki numunede de ferrit fazının perlit fazını çevrelediği görülmektedir. 1.Tip pres numunesindeki ferrit fazının 2.Tip pres numunesindekine göre daha kaba olduğu görülmektedir. Yaprak bölgelerinin mikro yapıları karşılaştırıldığında perlit fazının tane büyüklüğünde kayda değer bir fark yoktur. 1.Tip pres numunesinde ferrit fazlarının bir kısmı çubuksu görünüm sergilemektedir. 2.Tip pres numunesinde ferrit fazının hemen hemen tamamının kırıldığı görülmektedir (Şekil 7. ve Şekil 9.). Boyun bölgesi mikro yapıları karşılaştırıldığında (Şekil 4. ve Şekil 5.) 1.Tip pres numunesindeki ferrit fazının 2.Tip pres numunesine göre kısmen kabalaştığı, buna karşın perlit fazının kısmen de olsa inceldiği görülmektedir. Başlangıç malzemesi ve ısıl işlem şartlarının aynı olmasına rağmen iki farklı presle dövülmüş kapı menteşesinin eş bölgelerinden alınan numunelerdeki mikro yapı farklılığı pres kuvvetinin farklığından kaynaklandığı açıktır.



Şekil 4. 1.Tip Presten Alınan Numune Boyun Bölgesi



Şekil 5. 2.Tip Presten Alınan Numune Boyun Bölgesi



Şekil 6. 1.Tip Presten Alınan Numune Kafa Bölgesi



Şekil 7. 2.Tip Presten Alınan Numune Kafa Bölgesi



Şekil 8. 1.Tip Presten Alınan Numune Yaprak Bölgesi



Şekil 9. 2.Tip Presten Alınan Numune Yaprak Bölgesi

3.2. Sertlik

Her iki preste dövülerek üretilmiş kapı menteşesi kafa bölgesinin, yaprak bölgesine göre sertlik değerleri göreceli olarak daha yüksek çıktığı görülmektedir (Tablo 3.). 1.Tip çekiç presi ile dövülen parçanın sertlik değerleri 2.Tip çekiç preste dövülene göre göreceli daha yüksek çıkmıştır. Sertlik değerlerinde bu küçük farklar batıcı ucun batmış olduğu fazlarla ilgili olduğu açıktır. Sertlik ölçümlerinde Brinell sertlik ölçme metodu kullanılmıştır. Batıcı uç istatistiki olarak farklı taneler üzerine isabet etmektedir. Ferrit ve pertlit fazlarının sertlik değerleri oldukça farklıdır [19]. Bu durum mikro yapı fotoğrafları ile uyumludur.

Tablo 3. Sertlik Ölçüm Tablosu

SERTLİK ÖLÇÜM		
NUMUNE ALINAN PRES	**SERTLİK ÖLÇÜM BÖLGESİ**	**ÖLÇÜM DEĞER (HB)-1.ve 2. NUMUNE ORTALAMA**
1.TİP PRES	KAFA	168
1.TİP PRES	YAPRAK	164
2.TİP PRES	KAFA	166
2.TİP PRES	YAPRAK	163

3.3. Çekme Özellikleri

Farklı preslerle dövülen kapı menteşesinin çekme testi sonuçları incelendiğinde. 1.Tip pres ile dövülen numunelerin akma mukavemeti değerleri 2.Tip pres numunelerine göre daha yüksek çıkmıştır (Tablo 4). Akma mukavemeti değerlerinde %8 civarında bir farklılık olduğu görülmektedir. Bu farklılık değerleri mikro yapı ile uyumludur. 1.Tip pres ile dövülen mikro yapılara bakıldığında (Şekil 4., Şekil 6., Şekil 8.) perlit tanelerinin 2.Tip pres numunelerine göre daha ince olduğu görülmektedir. Bir malzemenin tane yapısı küçüldükçe mukavemetinin artacağı bilinmektedir [20]. Bununla birlikte farklı preslerde üretilmiş numunelerin çekme mukavemeti ve süneklik değerlerin kayda değer bir farklılık yoktur. Bunun nedeni her iki numunede de sertliği düşük ve de sünek ferrit fazının ferrite göre daha gevrek olan perlit fazının tanelerini çevrelemesiyle ilgilidir. Plastik deformasyon sırasında perlitin etrafını saran ferrit taneciklerinin bir sonucu olarak ferrit / perlit ara yüzünün çevresinde üretilen yüksek yerel iç gerilmeleri hemen hemen aynı oranda karşılamasıdır.

Tablo 4. Çekme Test Sonuç Tablosu

NUMUNE ADI	**Ortalama Çekme Mukavemeti (N/mm^2)**	**Ortalama Akma Mukavemeti (N/mm^2)**	**Ortalama Kopma Uzaması %min.**
1.Tip Pres	560.4	446.0	16,7%
2.Tip Pres	544.4	413.9	17,8%

3.4 Dövme Kalıp Ömrü

Her iki presteki kalıp ömürleri incelendiğinde 1.Tip preste üretim yapan kalıbın ömrü 2.Tip prese göre %50 düşüktür. Aradaki bu farkın kullanılan yağ özelliği ile ilgili olduğu düşünülerek 2. Tip preste de sentetik yağ kullanılarak üretim yapılmıştır. 2.Tip preste sentetik yağ ile yapılan üretim sonuçları grafit bazlı yağ ile yapılan üretimle karşılaştırıldığında kalıp ömrünün %21,6 azaldığı tespit edilmiştir. Çıkan sonuçlara istinaden, pres güçlerini karşılaştırmak adına her iki preste de Q30x29mm ölçülerinde bakır kütük üzerine %50 vuruş gücü ile dövme işlemi uygulanmıştır. Dövme işlemi sonrasında bakır kalınlıkları ölçüldüğünde 1.Tip prese ait bakırın ortalama 11mm'ye ezildiği, 2.Tip presten alınan bakırın ise ortalama 18,7mm'ye ezildiği tespit edilmiştir. Her iki preste dövülmüş bakır görüntüleri Şekil 10. ve Şekil 11.'da gösterilmiştir.



Şekil 10. 1.Tip preste dövülen bakır görüntüsü



Şekil 11. 2.Tip preste dövülen bakır görüntüsü

4. SONUÇ

İki farklı 63kj'lük çekiç preslerle S355J2 çeliğinden dövülerek üretilmiş otomobil kapı menteşelerin kafa ve yaprak bölgelerinden alınan numunelerin mikro yapıları ferrit ve perlit fazlarından oluştuğu gerek dövme presi tipine gerekse kapı menteşesinin kafa, yaprak ve boyun bölgelerine bağlı olarak tane yapısı ve boyutunda farklar gözlenmiştir. 1.Tip ve 2.Tip çekiç preslerde dövülerek üretilmiş kapı menteşesi kafa bölgesinin, yaprak bölgesine göre sertlik değerleri göreceli olarak daha yüksek çıkmıştır. 1.Tip pres ile dövülen numunelerin akma mukavemeti değerleri 2.Tip pres numunelerine göre daha yüksek çıktığı, akma mukavemeti değerlerinde %8 civarında bir farklılık olduğu görülmüştür. Ancak çekme mukavemeti ve kopma uzama değerlerinde kayda değer farklılık görülmemiştir. 1.Tip preste üretim yapan kalıbın ömrü 2.Tip prese göre %50 düşük çıkmıştır. 2. Tip preste de sentetik yağ kullanıldığında, grafit bazlı yağ ile yapılan üretimle karşılaştırıldığında kalıp ömrünün %21,6 azaldığı tespit edilmiştir. Oluşan farklılık ayrıcı yağdan geldiği anlaşılmıştır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma kapsamında sunduğu numune üretim ve test ekipman olanaklarından dolayı MSK Çelik Dövme Limited Şirketi ve Murat Kazangil Bey'e teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

[1]. Mikell P. Groover'ın "Fundamentals of Modern Manufacturing" adlı, John Wiley & Sons, 2007 (Third edition).

[2] . Plastik Şekil Verme Ders Notları, Mehmet Demirkol, İTÜ Mak.Fak, 2010

[3]. A. Dubois, M. Dubar, C. Debras, K. Hermange, C. Nivot, C. Courtois, "New environmentally friendly coatings for hot forging tools", Surface & Coatings Technology 344 (2018) 342–352

[4] A. Dubois, M. Dubar, L. Dubar, Warm and hot upsetting sliding test: tribology of metal processes at high temperature, Procedia Eng. (2014) 1964–1969.

[5] M. Dubar, A. Dubois, L. Dubar, Wear analysis of tools in cold forging: PVD versus CVD TiN coatings, Wear 259 (2005) 1109–1116.

[6] H.G. Prengel, W.R. Pfouts, A.T. Santhanam, State of the art in hard coatings for carbide cutting tools, Surf. Coat. Technol. 102 (1998) 183–190.

[7] T. Wang, J. Pu, C. Bo, L. JIAN, Sol–gel prepared Al2O3 coatings for the application as tritium permeation barrier, Fusion Eng. Des. 85 (2010) 1068–1072.

[8] H. Paschke, M. Weber, P. Kaestner, G. Braeuer, Influence of different plasma nitriding treatments on the wear and crack behavior of forging tools evaluated by Rockwell indentation and scratch tests, Surf. Coat. Technol. 205 (5) (2010) 1465–1469.

[9]. M.H. Staia, L. Dubar, M. Dubar, E.S. Puchi-Cabrera, A. Iost, P. Debaets, A. Dubois, Mechanical characterization of a prototype a-C:Cr,Si and its tribological behaviour at high temperature, Tribol. Int. 100 (2016) 242–254.

[10]. Pedro Ivo Vianello, Anderson Junior dos Santos , Alexandre Mendes Abrão , Frederico de Castro Magalhães, "Thermal Fatigue Analysis of Hot Forging Closed Dies", Materials Research. 2020; 23(4): e20190697, DOI: https://doi.org/10.1590/1980-5373-MR-2019-0697,

[11]. Marek Hawryluk, Daniel Dobras, Marcin Kaszuba, Paweł Widomski, Jacek Ziemba, "Influence of the different variants of the surface treatment on the durability of forging dies made of Unimax steel", The International Journal of Advanced Manufacturing Technology (2020) 107:4725–4739

[12]. Marcin Kaszuba, Paweł Widomski, Piotr Białucki,· Artur Lange1, Bożena Boryczko, Mariusz Walczak, "Properties of new-generation hybrid layers combining hardfacing and nitriding dedicated to improvement in forging tools' durability", Archives of Civil and Mechanical Engineering (2020) 20:78, https:/doi.org/10.1007/s43452-020-000880-8.

[13]. A. Dubois, M. Dubar, C. Debras, K. Hermange, C. Nivot, C. Courtois, "New environmentally friendly coatings for hot forging tools", Surface & Coatings Technology 344 (2018) 342–352

[14]. A.Petrov, P.Petrov, M.Petrov, "Resarch into water-based colliodal-graphite lubricants hot forging of carbon steels an Ni-base alloys", International Journal of Material Forming Volume:3, 311-314.

[15]. A. Kazuhito, K. Kazuhiko, "Estimation of frictional property of lubricants for hot forging of steel using low-speed ring comprestion test", Procedia engineering 81 (2014) 1970-1975

[16]. M.Hawryluk, Z. Gronostajki, J. Ziemba, L. Dworzak, P. Jablonski, M. Rynhlik, "Analysis of the influence of lubrication conditions on tool wear used in hot die forging processes", Science wnd Technology, 2019, 20(2): 169-176, http://dx.doi.org/10.17531/ein .2018.2.01.

[17]. S. Hill, R. P. Turner, P. Wardle, "The influence of soak temperature and forging lubricant on surface properties of steel forgings", The International Journal of Advanced Manufacturing Technology (2021) 112:1133–1144, https://doi.org/10.1007/s00170-020-06468-3.

[18]. L. Dworzak , M. Hawryluk and M. Janik, "The Impact of the Lubricant Dose on the Reduction of Wear Dies Used in the Forging Process of the Valve Forging", Materials 2021, 14, 212.https://doi.org/10.3390/ma14010212

[19]. Materials Science and Engineering , William D. Callister Jr., John Wiley & Sons, Inc., 2007.

[20]. D.R. Askeland, P.P. Phule, "The Science and Engineering of Materials", Cengage Learinig, 2008.

COMPARISION BETWEEN TWO DIFFERENT TYPES OF SOLENOIDS DESIGNED FOR AUTOMOTIVE LATCH APPLICATION

Uğur Demir, Zeliha Kamış Kocabıçak
[1] Marmara University, Mechatronics Engineering Department, Istanbul, Turkey
[2] Bursa Uludağ University, Autmotive Engineering Department, Bursa, Turkey
[1] Correponding Author: Uğur Demir, udemir@marmara.edu.tr

ABSTRACT

This paper presents a comparison between two solenoid configurations for latch mechanisms. Automotive latches are used for latching or unlocking operations such as door, seat and hood applications. This latch mechanism is actuated by 3 different ways which are electric motor drive, solenoid drive and bowden cable drive. To avoid more validation cost, the solenoid drive is preferred mostly. The solenoid configurations consist of basically a design with and without a permanent magnet (PM). In this study, the solenoid model with PM is used from a reference model. Due to the some disadvantages of PM as well as advantages, other configurations in this study are considered as the solenoid without PM which is dimensioned according to the design requirements and related equations. Then 2 different solenoid configurations are analyzed in terms of the developed torque, displacement time, and power consumption by using the finite element method in the Ansys Maxwell 2D environment. Finally, the obtained results are evaluated. And it is observed that the solenoid without PM has more advantages in point of design space reduction and power consumption.

Keywords: latch, actuator, solenoid

1. INTRODUCTION

The use of latch actuators as locking or releasing mechanisms is quite common today in most vehicle segments. Some of the application areas of latch actuators are seen as foldable seat systems, hood locks and door locks. The latch actuators regarding application areas are shown in Figure 1 [1].



(a) Seat latch actuator (b) Hood latch actuator (c) Door latch actuator

Figure 1. Latch actuators used in automotive application [1]

Latch mechanisms are generally driven in 3 different ways. These are electric motor drive, solenoid actuator drive and bowden cable (manually). Basically, latch actuators overcome a spring force configured as torsional or translational to open the locking mechanism. The locking operation of latch actuators in low segment vehicles is mostly performed mechanically and manually. On the other hand, in premium segment vehicles, the latching process is performed by a mechatronic system that has been configured separately [2]. Latch actuator drive types are shown in Figure 2-4.

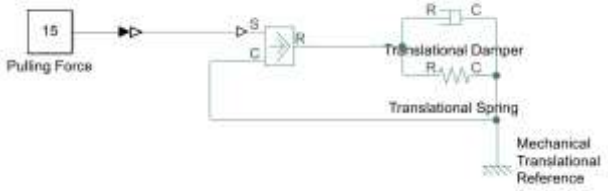


Figure 2. Latch actuators driving with bowden cable

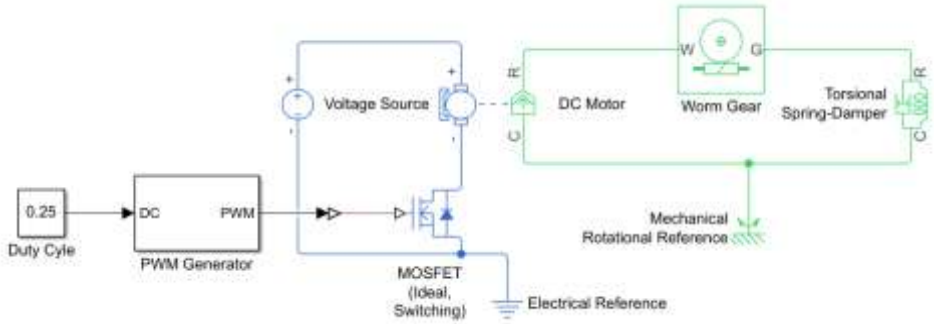


Figure 3. Latch actuators driving with electric motor

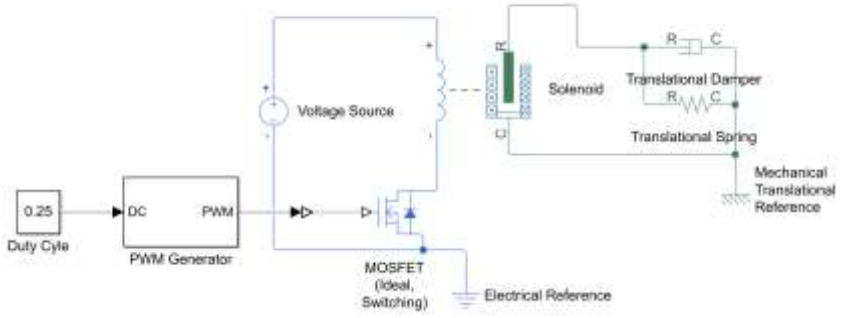
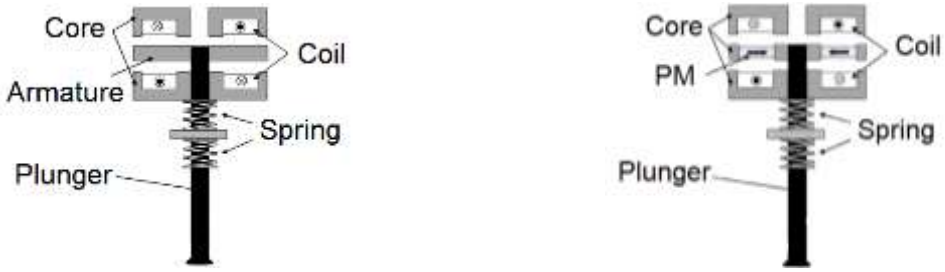


Figure 4. Latch actuators driving with solenoid

In addition, since the latch actuators are electromechanical systems, they have to meet the EMC requirements determined by the OEMs. It is subjected to requirements such as RF Emission (RE310, CE420), Conducted Transient (CE 410) and Voltage Overstress (CI 270) specified for electric motor configurations. On the other hand, Conducted Transient (CE 410) and Voltage Overstress (CI 270) requirements are expected for the configuration with a solenoid actuator. As EMC tests have high costs, the latch actuator systems with solenoids provide a cost-effective solution [3].



(a) Solenoid configuration without PM (b) Solenoid configuration with PM

Figure 5. Solenoid configurations

Basically the solenoid configurations are divided into two types. These are configurations with and without permanent magnets. In Figure 5, solenoid configurations with and without permanent magnets are shown. The main purposes of using permanent magnets (PM) can be listed as fast latching and completing the latching operation by generating lower electromagnetic force [4].

PMs have many advantages as well as disadvantages. These disadvantages mainly result in a change in the characteristic of the permanent magnet associated with increases in temperature and armature reaction field. This situation causes irreversible demagnetization in ferrite PMs [5]. On the other hand, over %95 of rare earth PM is sourced by China [6]. Therefore, rather than a solenoid with PM, a solenoid configuration without a PM that can provide similar properties is dealt with in this study.

2. MATERIALS AND METHODS

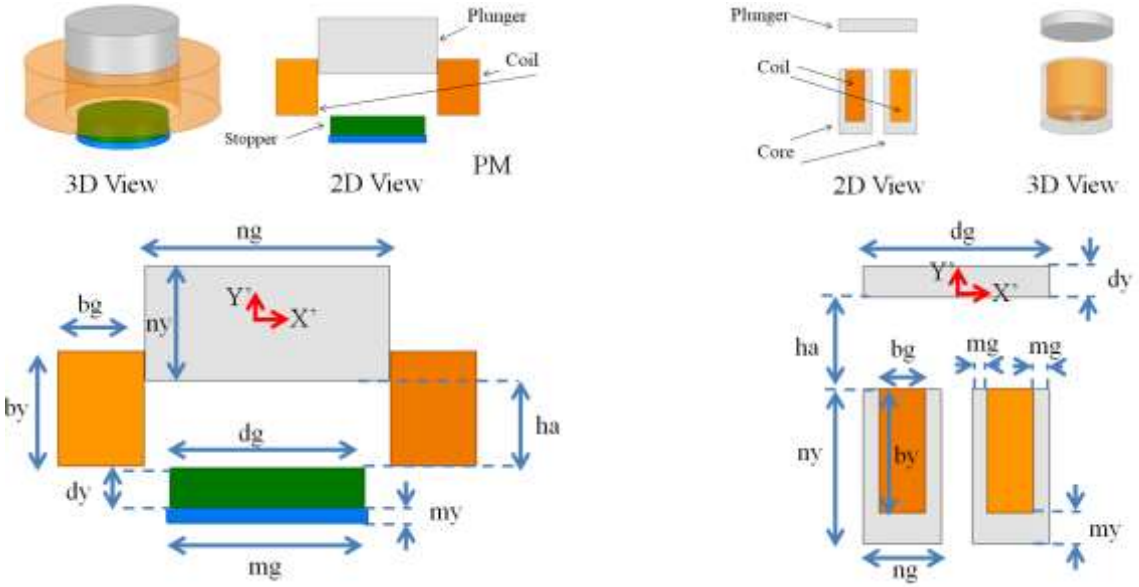
In this study, two different solenoid models are discussed. The first is a solenoid with PM and the other is a model without PM configuration. The process steps to be followed in this paper are shown in Figure 6. The process steps here include determining the design configurations, determining the design criteria and constraints, dimensioning of the design configurations, analyzing the configurations by using the finite element method and the interpretation of the

obtained results. An electromechanical system as a couple-field model needs be analyzing mechanical and electromagnetically therefore this study deals with finite element method as a numerical solution. Finite element models for the solenoids are considered as 2D and length based model. To obtain the satisfied results, every single solenoid models are dealt with separately regarding to minimum length of the edge. Therefore, finite element models of the solenoids are designed as half of minimum length.



Figure 6. Process flow chart

The solenoid configurations in this study are given in Figure 7. In addition, the geometric design parameters of the two models are shown in Figure 6.



(a) Plunger-type of Solenoid with PM (b) Disc-type of Solenoid without PM

Figure 7. Solenoid configurations used in this study

In this study, the plunger must move 0.003 m and that the magnetic circuit must apply 15 N force so that the seat latch can be unlocked by overcoming the spring and friction forces. Furthermore, the applied force must be under the 15N to lock the latch mechanism after the unlocking operation. And the control signal is a PWM (pulse width modulation) which has 12V amplitude and %25 duty cycles in 50 Hertz as shown in Figures 2-4.

The mathematical model shown in Figure 7 consists of mechanical, electrical and magnetic subsystem equations [7,8]. According to the Kirchoff's law, the electrical subsystem equations are defined as follows;

$$e = Ri + \frac{d\psi}{dt} \tag{1}$$

$$\psi = N\phi = Li \tag{2}$$

Here *e, R, i, ψ, N, ϕ,* and *L* represent as coil voltage (V), coil resistance (Ω), current (A), magnetic flux linkage, number of turns, magnetic flux (Wb), and inductance of coil (H), respectively. The magnetomotor force and magnetic attraction force are represented as *Ni* and F_m which are calculated as Equation 3 and Equation 4. Here, z is the number of the working gap (z=1 for the plunger-type of solenoid, z=2 for the disc-type of solenoid) [8].

$$Ni = \frac{z B_h (ha - Y')}{\mu} + \sum H_i l_i \tag{3}$$

$$F_m = \frac{z\,\phi_h^2}{2A\mu} = \frac{z\,B_h^2 A}{2\mu} \tag{4}$$

In (3) and (4), B_h, H_i, A, ϕ_h, μ and l_i represent as magnetic flux density (Wb/m^2), magnetic field strength (A.Turn/m), effective cross-sectional area (m^2), magnetic flux (Wb), airgap permeability (H/m) and flux path length (m), respectively [7]. Besides, the equation of motion for moving element is written as follow;

$$\frac{d^2Y'}{dt^2} = \frac{1}{m}\left[F_m + F_{pm} - b\frac{dY'}{dt} - kY' - F_d\right] \tag{5}$$

In (5), m, b, k, F_d, F_{pm}, and Y' represent as moving element mass (kg), damping coefficient (Ns/m), spring coefficient (N/m), an external force (N), permanent magnet force (N) and displacement (m) [7]. F_{pm}=0 for the disc type of solenoid without PM.

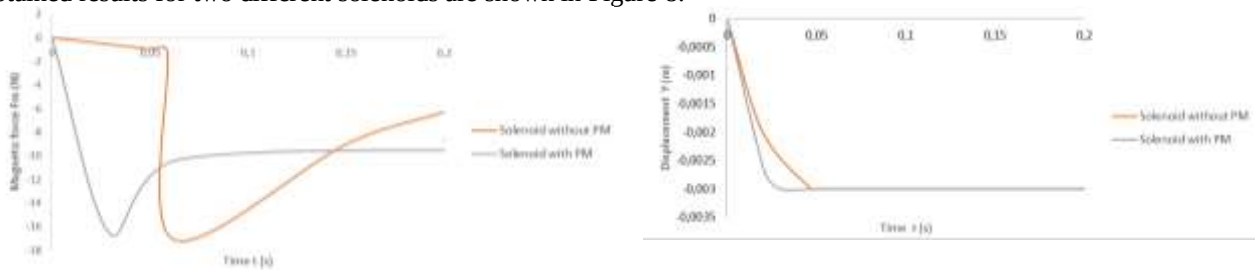
The equations (1) to (6) can be used to create the pre-dimensioning of the plunger-type of solenoid with PM and the disc-type of solenoid without PM (Figure 7.a and 7.b). After the calculations, the geometric parameters of the solenoid with PM and without PM are found in Table 1.

Table 1. Design parameters of the solenoid configurations

Solenoid Type	bg (mm)	by (mm)	ng (mm)	ny (mm)	dg (mm)	dy (mm)	mg (mm)	my (mm)	ha (mm)	N (turn)
With PM	3.0	4.0	8.5	4.0	6.8	1.4	7.0	0.5	3	1550
Without PM	1.5	4.0	2.5	5.0	6.0	1.0	0.5	1.0	3.0	750

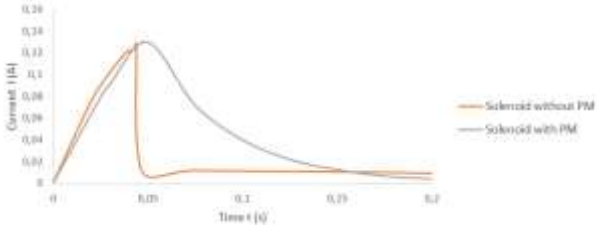
3. RESULTS

In this section, the solenoid configurations shown in Table 1 are analyzed by using a finite element model in the Ansys Maxwell 2D environment. After the analyses, the results are evaluated in terms of the plunger displacement, the maximum force developed by solenoids, average and after operation forces, and current consumption by the coil. The obtained results for two different solenoids are shown in Figure 8.



(a) Forces on the moving element

(b) Displacement of the moving element



(c) Current of the coil

Figure 8. Analysis results

The detailed comparisons between two solenoids are shown in Table 2. Here, the time when the plunger reaches to 3 mm displacement, the maximum force developed by the coil, the force at 0.2 seconds, the maximum current drawing by the coil, and effective power are dealt with. As can be understood from Table 2, each solenoid configurations provide the required force to unlock the latch mechanism. While the solenoid configuration with PM shows the better results only for the reaching time to the required force (15N), the solenoid configuration gives the better results in terms of the stop force, peak current and power consumption.

Table 2. Obtained parameters from the results

	Time at 3mm	Peak Force (N)	Stop Force (N) at 0.2s	Peak Current (A)	Power RMS (Watt)
Solenoid with PM	0.03	-16.67	-8.67	0.13	0.346
Solenoid without PM	0.046	-17.08	-6.31	0.128	0.125

4. CONCLUSION

In this study, it is aimed to use a solenoid as a driving mechanism for a latch application. The solenoid configurations basically consist of designs with and without permanent magnets. Here, a reference model [7] is used for the permanent magnet configuration. Since the permanent magnet has disadvantages as well as advantages, the other solenoid configuration is considered as a design that does not use a permanent magnet.

The latch application in this study has the design criteria and constraints such as the latch mechanism can be unlocking within 0.2 seconds under the PWM signal which has % 25 duty cycles and 12 Volts peak voltage. Besides, the latch must be locked by a force as maximum 15N in terms of the ergonomic aspect.

Considering the design criteria, 2 different solenoid configurations are compared. First, the dimensioning of the solenoid without PM is performed by using design criteria and solenoid design equations. Afterwards, two different solenoid configurations are compared by evaluating the parameters such as the developed force, displacement of the plunger, drawn current by using finite element method in the Ansys Maxwell 2D environment.

The results show that the reaching time for 3mm displacement of the plunger in the solenoid without PM configuration is delayed by 53%, the maximum developed force increases by 2%, the force at 0.2 seconds giving a better result decreases by 27%, the maximum current drawn decreases by 2% and the power consumption decreases by 64%.

In addition, it is seen that the volume occupied in the design space of the solenoid without PM is 165.71mm^3, while the solenoid with PM uses a volume of 734.36mm^3. Hence, it has been observed that in places where the design volume is limited, the solenoid configurations without PM provide a great advantage.

REFERENCES

[1] U. Demir and M. C. Aküner, "Investigation of the immunity to voltage over stress requirement for the electrical seat latch actuator," 2017 4th International Conference on Electrical and Electronic Engineering (ICEEE), Ankara, 2017, pp. 187-193, doi: 10.1109/ICEEE2.2017.7935817.

[2] U. Demir , "Taşıtlarda Katlanabilir Koltuk Sistemleri için Selonoid Aktüatör Tasarım ve Analizi", International Journal of Advances in Engineering and Pure Sciences, vol. 32, no. 2, pp. 158-171, Jun. 2020, doi:10.7240/jeps.586258

[3] Jaguar Land Rover Limited – Engineering Standard, (2013). Electromagnetic Compatibility Specification For Electrical/Electronic Components and Subsystems. JLR-EMC-CS V1.0 Amendment 4.,

[4] J. Kim and J. Chang, "A New Electromagnetic Linear Actuator for Quick Latching," in IEEE Transactions on Magnetics, vol. 43, no. 4, pp. 1849-1852, April 2007, doi: 10.1109/TMAG.2006.892289.

[5] D. Woo and B. H. Jeong, "Irreversible Demagnetization of Permanent Magnet in a Surface-Mounted Permanent Magnet Motor With Overhang Structure," in IEEE Transactions on Magnetics, vol. 52, no. 4, pp. 1-6, April 2016, Art no. 8102606, doi: 10.1109/TMAG.2015.2476782.

[6] P.C. Dent, "Rare Earth Elements and Permanent Magnet," Journal of Applied Physic, vol. 111, no. 7, 07A721 (2012), doi:10.1063/1.3676616.

[7] Z. K. Kocabicak, and U. Demir, "Design and optimization of an electromechanical actuator for the latch of a foldable vehicle seat", Materials Testing, 62 (7), 749-755, 2020. https://doi.org/10.3139/120.111539

[8] Z. Kamış, ve İ. Yüksel, "Elektromekanik Supap Mekanizmalari İçin Farkli Tasarim Yapilarinin İncelenmesi", OTEKON'04 Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 21 – 23 Haziran 2004, BURSA, 359-368, 2004.

BİR ŞEHİR İÇİ OTOBÜSÜN MOTOR ODASINDAN YAYILAN YAPISAL VE HAVA KAYNAKLI GÜRÜLTÜNÜN AZALTILMASI

Onur ÇELİKKAN[1], Vedat ARAS[2]

[1,2]BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş. , İzmir, Türkiye
[1]Sorumlu Yazar: Onur Çelikkan, onur.celikkan@bmc.com.tr

ÖZET

Günümüz otomotiv sektöründe marka imajının korunması, müşteri memnuniyetin sağlanması ve konfor beklentilerinin karşılanması için araçların gürültü ve titreşim performansları önemli bir kalite göstergesi haline gelmiştir. Bu çalışma kapsamında yeni geliştirilen 12m dizel Procity Plus şehir içi otobüsün motor odası akustik paket stratejisinde değişiklik yapılarak 12m dizel Procity otobüs ile karşılaştırmalı operasyonel şartlardaki kabin iç gürültü ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Motor odasından hava yoluyla yayılan ve yapısal yol ile iletilen gürültünün azaltılarak araç içi gürültü seviyesini iyileştirmek amacıyla yapılan çalışmalar açıklanmış ve iyileştirme sonuçları gerçekleştirilen deneysel yöntemler ile açıklanmıştır. Motor odasından yolcu kabinine hava yoluyla yayılan orta-yüksek frekanslı gürültüyü azaltmak için sünger malzeme yerine fiber akustik malzeme kullanılarak iki akustik paketin performansları gürültü düşümü cinsinden kıyaslanmıştır. Motor odası duvarlarından yayılan yapısal kaynaklı gürültüyü azaltmak amacıyla yüzey titreşimlerinin sönümlemekte kullanılan asfalt bazlı titreşim sönümleyici malzemeler kullanılarak gürültü transfer fonksiyonları cinsinden kıyaslanmıştır. Çalışmaların iç gürültü seviyesine etkisini belirlemek amacıyla Procity ve Procity Plus otobüslerin operasyonel şartlardaki ölçümleri gerçekleştirilerek, Procity Plus otobüsün daha düşük iç gürültü seviyesine sahip olduğu gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Şehir içi otobüs, iç gürültü seviyesi, akustik paket, gürültü düşümü, gürültü transfer fonksiyonu

THE REDUCTION OF STRUCTURE BORNE AND AIRBORNE NOISE RADIATED FROM THE ENGINE ROOM OF A CITY BUS

ABSTRACT

In today's automotive industry, the noise and vibration performance of the vehicles have become an important quality indicator in order to protect the brand image, ensure customer satisfaction and meet comfort expectations. Within the scope of this study, the engine room acoustic package strategy of newly developed 12m Procity Plus city bus was changed and the cabin interior noise measurements were carried out in operational conditions compared to previous model of 12m Procity city bus. The experimental studies performed to improve the interior noise level by reducing the structure borne and airborne noise radiated from the engine room were explained. The performance of two acoustic insulation were compared in terms of noise reduction, using fiber acoustic material instead of foam material to reduce mid-high frequency airborne noise emitted from the engine room to the passenger compartment. In order to reduce the structure borne noise radiated from the engine room walls, asphalt based vibration-damping materials used to dampen the surface vibrations and compared in terms of noise transfer functions. For defining the contribution of the modifications on internal noise level, the measurements in Procity and Procity Plus buses were carried out in same operational conditions and the results shown that the Procity Plus bus have a better interior noise level.

Keywords: A city bus, interior noise level, acoustic package, noise reduction, noise transfer function.

GİRİŞ

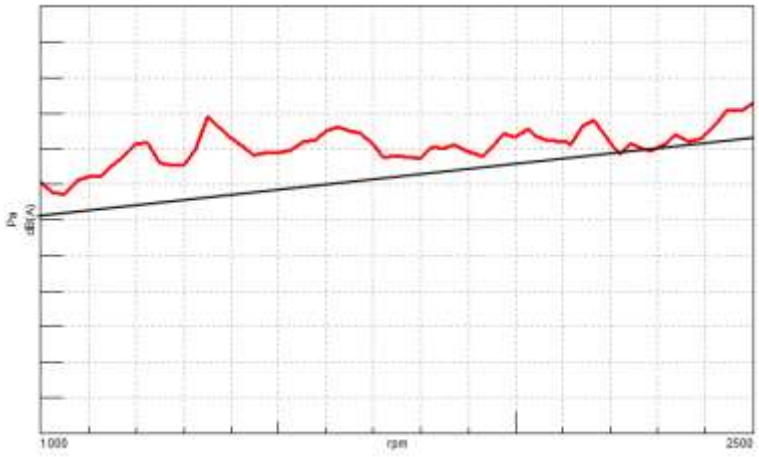
Teknolojinin gelişmesi ve konfor beklentilerinin artmasıyla birlikte araç içi gürültü ve titreşim seviyesi de ürünün kalite algısını arttıran önemli bir kriter haline gelmiştir. Otobüs sınıfı taşıtların gürültü ve titreşim performanslarını iyileştirmek her geçen yıl zorlaşan regülatif dış gürültü isterlerinin karşılanması ve otobüs ihale şartnamelerinde yer alan iç gürültü hedeflerinin sağlanması, yurt içi ve yurt dışı otobüs pazarındaki yarışın içinde kalabilmek için önem arz etmektedir. Bu kapsamda şehir içi otobüslerde motor odasının yalıtımı bu hedeflerin sağlanabilmesi için birincil öncelik teşkil etmektedir.

Kaynak - iletim yolu - alıcı modeline göre titreşim ve gürültü kontrolünün sağlanması için üç basamaktan birine müdahale edilmesi gerekmektedir. Gürültü kaynağına müdahale etmek yüksek maliyet ve uzun geliştirme faliyetlerini gerektirdiğinden dolayı, daha az eforla iletim yollarına müdahale etmek daha çok tercih edilmektedir. Ses, kaynaktan alıcıya temelde iki yol üzerinden iletilmektedir, bunlar; hava yoluyla yayılan gürültü ve yapısal yolla iletilen gürültü olarak sınıflandırılabilir. Hava yoluyla iletilen gürültü problemlerini engellemek için gürültü bariyeri ve yutucu malzemeler kullanılırken, yapısal kaynaklı gürültü problemleri engellemek için titreşim sönümleyici malzemeler kullanılmaktadır.

Kaynak ve alıcı ortam arasındaki gürültü geçişini azaltmak amacıyla ses izolasyon malzemleri kullanılmaktadır. Ses izolasyon malzemelerinin seçimi gürültü kaynağının frekans içeriğine, şiddetine ve yaltım stratejisine bağlı olarak karar verilmektedir. Motor odası gibi ses enerjisinin sönümlenmek istendiği kaynak ortamında yutumun yüksek olduğu düşük yoğunluklu gözenekli malzemeler tercih edilirken, alıcı ortamlar ile geçişin sağlandığı yüzeylerde yalıtımın yüksek olduğu yüksek yoğunluklu ve bariyer içeren malzemeler tercih edilmektedir. Bunanla birlikte günümüzde yutum ve yalıtımı birarada sağlayan çok katmanlı hibrit izolasyonlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bir şehirler arası otobüsün motor ve yol gürültüsü kaynakları için çeşitli izolasyon paketleri kullanılarak ses şiddeti haritalama yöntemleri ile zemin altından iletilen gürültünün farklı yol manevralarında haritası çıkartılarak, referans alıcı noktalarındaki ses basınç seviyelerindeki değişim incelenmiştir. (Aydın, Esenboğa, 2016)

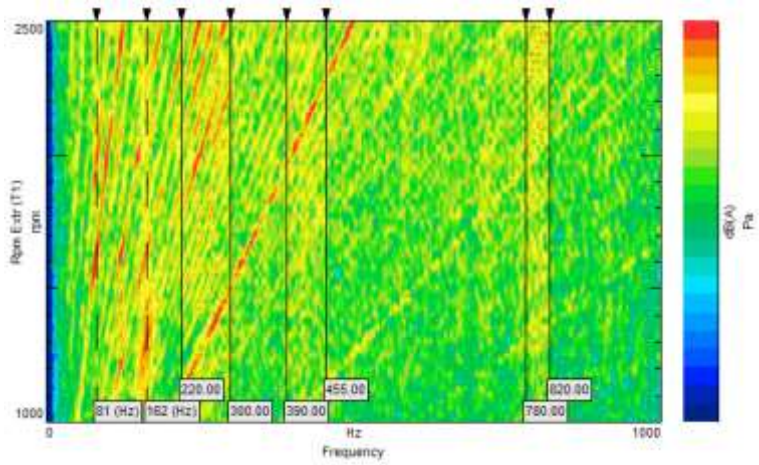
Viskoelastik malzemeler araç gövdesindeki yüzey titreşimlerini yalıtmak amacıyla otomotiv sektöründe yaygın olarak kullanılmaktadır. Viskoelastik malzemeler yay ve sönüm özelliklerinin birarada kullanıldığı pasif izolasyon yöntemleridir. Asfalt bazlı titreşim sönümleyici malzemeler düşük maliyetleri ve uygulama kolaylıkları nedeni ile en yaygın olarak kullanılan viskoelastik malzeme tipidir. Bu tip malzemeler uygulandıkları yüzeylerin rezonans frekanslarında çalışarak yapının titreşim enerjisini sönümlemek amacıyla kullanılırlar. Asfalt bazlı titreşim sönümleyicilerin yapısal rezonans frekanslarının etkili olduğu 0-500Hz düşük frekans bandında modal analiz yöntemleri ile yapıya kattığı sönüm ve cevap fonksiyonlarına ait yüzey haritaları çıkartılmıştır. (Furukova, Fonseca, Gerges, Neves, Coelho, 2010).

Bu çalışmada, 12m dizel Procity otobüsün iç gürültü ölçüm sonuçları referans alınarak, yeni geliştirilen 12m dizel Procity Plus otobüsün iç gürültü seviyelerini istenilen hedef değerlere getirmek amacıyla motor odası akustik yalıtım paketinde yapılan geliştirme çalışmaları anlatılmıştır. Paket içeriğinde yapılan değişikliklerin alt sistem bazında ve araç bazında sağladığı iyileştirmeler deneysel yöntemler ile metrikleştirilmiştir. Procity ve Procity Plus her iki otobüste de aynı motor-şanzıman grubu ve aynı aktarma organı elemanaları kullanılmaktadır. Güç grubunu gövdeye bağlamakta kullanılan motor takozlarında herhangi bir değişiklik bulunmamaktadır. İki otobüs arasında sadece gövde ve iç trim farklılıkları vardır. 12m dizel Procity aracın hızlanma manevrası altında yolcu kabini arka bölmesinde ölçülen devire bağlı toplam ses basınç seviyesi grafiği Görsel 1'de verilmiştir. Görsel 1'de görüldüğü üzere ses basınç seviyesi motor devrine bağlı olarak doğrusal artış göstermeyip rezonatif katkılar nedeni ile anlık artışlar göstermektedir. Rakip araç ölçümlerine dayalı ses basıncı hedef eğrisi yine Görsel 1 ile birlikte verilmiştir.



Görsel 1. 12m dizel Procity kabin içi ses basınç seviyesi ve hedef eğrisi

Hızlanma manevrası altında, aynı konumdan ölçülen devire bağlı gürültü haritası Görsel 2'de verilmiştir. Gürültü haritasında araç iç gürültü seviyesini etkileyen ve motor, şanzıman mertebelerinin tahrik ettiği birçok rezonatif katkı görülmektedir. Sürüş esnasında rezonatif katkılar, kaynak gürültülerinin güçlenmesine yol açmakta ve iç gürültü seviyelerini yükseltmektedir.



Görsel 2. 12m dizel Procity kabin iç gürültü haritası

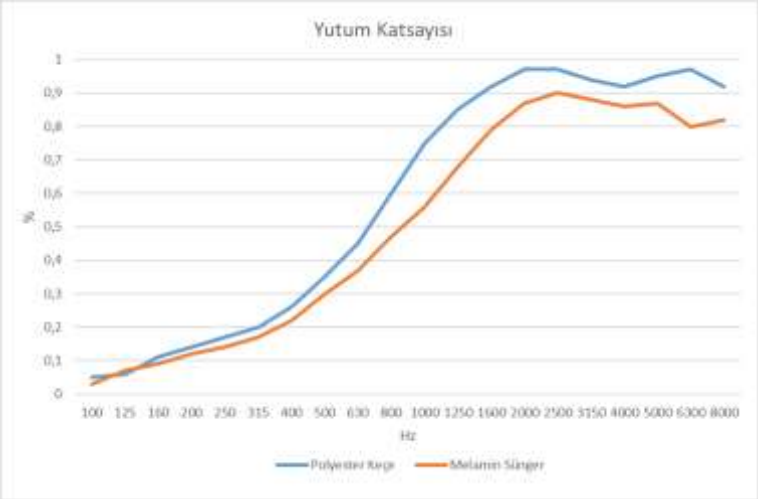
12m dizel Procity otobüsün gürültü ölçümlerinden edinilen deneyimle yola çıkılarak, 12m dizel Procity Plus otobüste iç gürültü hedeflerini sağlamak amacıyla motor odası ses izolasyonlarında kullanılan izolasyon tipi değiştiştirilerek, izolasyon kalınlıkları arttırılmıştır. Bu sayede tüm frekans aralığı boyunca toplam gürültü seviyesini düşürmek amaçlanmıştır. Hızlanma manevrasında düşük frekanslarda görülen ani ses basınç artışlarını düşürmek amacıyla motor odası duvar saclamalarına asfalt bazlı titreşim sönümleyici bitüm padler uygulanmıştır. Bu sayede motor odası duvarlarından yayılan rezonatif kaynaklı gürültülerin sönümlenmesi ve hızlanma anında daha prüzsüz ve düzgün bir geçişin sağlanması amaçlanmıştır.

AKUSTİK YALITIM PAKETİ

Akustik ortamların yalıtımında yüksek yutum özelliklerinden dolayı gözenekli malzemeler tercih edilmektedir. Kaynak ile alıcı arasındaki iletim yoluna gözenekli malzeme kullanılarak müdahale edilmesi iki ortam arasındaki gürültü geçişi azaltmaktadır. Gözenekli malzemeler, açık ve kapalı hücre yapısına sahip sünger malzemeler ve lifli ağ yapısına sahip fiber malzemeler olarak iki kategoride incelenmektedir. Poliüretan köpük, polietilen köpük ve melamin köpük gibi malzemeler sünger sınıfına girerken, koton keçe, polyester keçe, taş yünü gibi malzemeler ise fiber sınıfında incelenmektedir.

Gözenekli malzemelerin yalıtım performansı empedans tüpünde gerçekleştirilen yutum katsayısı ölçümleri ile değerlendirilmektedir. Yutum katsayısı frekans bandında 0 ile 1 arasında değişen oranın büyüklüğü ile ölçülmektedir. Katsayı 1'e yaklaştıkça malzemenin yaptığı yutum oranı da artmaktadır.

Bu çalışma kapsamında karşılaştırılan izolasyon malzemelerinin empedans tüpünde gerçekleştirilen yutum katsayılarına ait grafik Görsel 3'de verilmiştir. 12m dizel Procity otobüste melamin sünger malzeme kullanılırken, 12m dizel Procity Plus otobüsünde polyester keçe malzeme kullanılmaktadır. Aynı kalınlık için gerçekleştirilen testlerde polyester keçe daha yüksek yutum sağlamaktadır.



Görsel 3. Melamin sünger ve polyester keçe ses yutum katsayısı

Görsel 4'de 12m dizel Procity Plus otobüsün motor odası duvarlarına uygulanan izolasyon paketine ait görseller yer almaktadır. Motor odası içinden yolcu kabinine bakan ön ve yan yüzeylere izolasyon malzemesi uygulanmıştır.



Görsel 4. 12m dizel Procity Plus motor odası akustik yalıtım paketi

Yapısal yolla iletilen gürültülerin yüzeyden yayılımının azaltılması için viskoelastik mazlemelerin kullanılması otomotiv sektöründe sıklıkla karşılaşılan bir çözüm yöntemidir. Viskoelastik malzemeler kaplandıkları yüzeye sönüm katarak titreşimlerin yüzeyden yayılmasını engellemek amacıyla kullanılırlar. Uygulama yöntemlerine bağlı olarak kullanılan malzemelerin içerikleride değişiklik göstermektedir. Bitüm pad içeriğinde asfalt bazlı petrol türevi malzemeler kullanılırken, LASD gibi akışkan olarak uygulanan yöntemlerde kauçuk veya akrilik bazlı malzemeler kullanılmaktadır.

Titreşim sönümleyici malzemelerin mekanik özellikleri Oberst test yöntemi ile ASTM E756 standardına göre belirlenmektedir. Bu yöntemde düşük sönüme sahip 1mm kalınlığında boş bir çubuk ve kaplama uygulanmış aynı özelliklerde ikinci bir çubuk için iki kere test edilmektedir. Hazırlanan çubuklar elektrodinamik sarsıcıya bağlanılarak uygulanan sinüs sinyali altında, temazsız bir elektro manyetik sensörle çubuğun serbest ucundan deplasman ölçülerek, frekans cevap fonksiyonları elde edilmektedir. Frekans cevap fonksiyonlarına bağlı olarak, doğal frekanslar ve bu doğal frekanslara karşılık gelen malzemenin sönüm oranları ve elastisite modülleri belirlenmektedir.

12m dizel Procity Plus otobüsün motor odası duvarlarında kullanılan asfalt bazlı bitüm padlerin mekanik özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Asfalt bazlı bitüm padlerin mekanik özellikleri

Malzeme Tipi	Malzeme Kalınlığı	Yüzey Ağırlığı	Malzeme Yoğunluğu	Frekans	Sıcaklık	Young's Modülü	Sönüm Oranı
-	[mm]	[kg/m^2]	[g/cm^3]	[Hz]	[°C]	[Pa]	[-]
Asfalt Bazlı Bitüm Pad	2,00	3,0	1,5	200	22°C	9,49E+09	0,154

Görsel 5'de 12m dizel Procity Plus otobüsün motor odası duvarlarına kaplanılan asfalt bazlı bitüm padlerin uygulama sonrasına ait görselleri yer almaktadır. Motor odası içinden yolcu kabinine bakan ön ve yan duvar saclarına bitüm pad uygulaması yapılmıştır. Yüzey kaplaması için yaklaşık 11kg bitüm pad kullanılmıştır.



Görsel 5. 12m dizel Procity Plus motor odası bitüm pad uygulaması

DENEYSEL AKUSTİK ANALİZ YÖNTEMLERİ

Yalıtım paketlerinin performanslarını değerlendirmek için yaygın olarak iki deneysel yöntem kullanılmaktadır. Bunlardan ilki olan akustik geçirgenlik testi ile elde edilen gürültü düşümü değerleri ile hava yoluyla yayılan gürültünün engellenmesi için kullanılan yalıtım malzemelerinin performansı değerlendirilmektedir. Gürültü düşümü değeri ne kadar yüksek olursa, yalıtım paketinin performansı da o kadar yüksek olacaktır. Bu çalışmada 12m dizel Procity ve Procity Plus otobüslerinde gerçekleştirilen akustik geçirgenlik testi ile elde edilen gürültü düşümü değerleri kıyaslanmıştır.

Bir diğer yöntem olan gürültü transfer fonksiyonu ölçümleri ile kaynaktan alıcıya yapısal yolla iletilen gürültüdeki yapısal rezonansların katkısı değerlendirilmektedir. Rezonansların sönümlenerek yapısal yolla iletilen gürültünün azaltılması için motor odası duvarlarına yerleştirilen bitum padlerin performansları gürültü transfer fonksiyonları ile kıyaslanmıştır. Gürültü transfer fonksiyonları bitum pad uygulanan ve uygulanmayan sırasıyla Procity Plus prototip-1 ve prototip-2 otobüslerde ölçülmüştür.

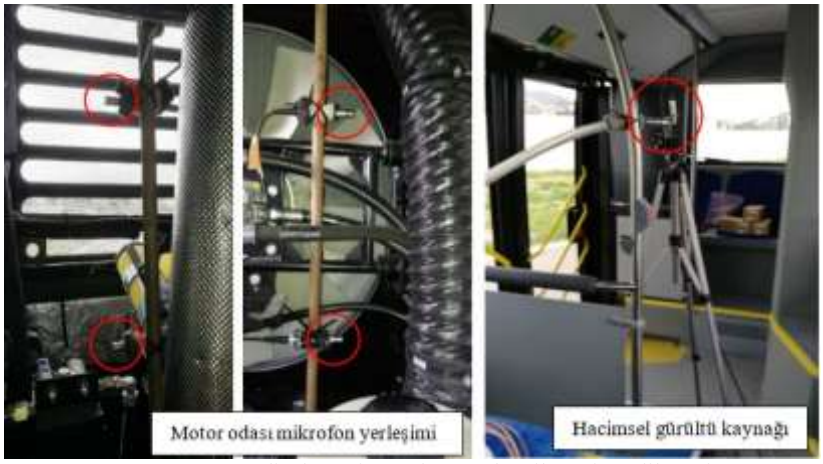
Akustik Geçirgenlik Ölçümü

Akustik geçirgenlik ölçümleri 12m dizel Procity ve Procity Plus otobüslerinde tersinir prensipten faydalanarak gerçekleştirilmiştir. Bu prensibe göre herhangi bir A noktasındaki ses kaynağının B noktasında oluşturduğu ses basıncı ile, B noktasındaki bir ses kaynağının A noktasında oluşturduğu ses basıncı birbirine eşittir. Kabin içinde yolcu kulak hizasına, zeminden 1,6m yükseklikte, akustik hacimsel ivme kaynağı yerleştirilerek, bu kaynağın oluşturduğu ses basıncı bir serbest alan mikrofonu ile ölçülmüştür. Hacimsel ivme, bir akustik kuvvetin eşdeğeri olarak düşünülebilir. Mekanik bir sistem için Newton'un ikinci hareket yasası F = ma'dır. F, sisteme kuvvet girdisi, a ivme yanıtı çıktısı ve m kütledir. Akustik bir sistem içinde, hacim ivmesi (Q) mekanik bir sistemdeki kuvvete eşdeğerken ses basıncı ise mekanik sistemdeki ivme tepkisine eşdeğerdir. (URL 1) Akustik hacimsel ivme kaynağı 200 - 10000Hz aralığında beyaz gürültü oluşturmaktadır. Gürültü düşümü Formül 1 kullanılarak kabin içindeki mikrofon basıncı ile motor odasındaki ses basıncı arasındaki fark alınarak hesaplanmıştır. Motor odasındaki akustik hacmi temsil edecek şekilde 6 adet mikrofon motor odası yüzeylerinden 15cm uzaklığa yerleştirilmiştir. Motor odasında 6 mikrofon ile ölçülen

gürültünün aritmetik ortalaması alınmış ve sonuçlar 1/3 oktav bandında kıyaslanmıştır. Çevresel etkileri azaltmak için ölçümler arka plan gürültüsünün 40dB(A) seviyesinin altında olduğu, yankısız bir ortamda gerçekleştirilmiştir.

$$NR = Lp(S) - Lp(R) = 20 .Log \left(\frac{P(S)}{P(R)}\right)$$

Görsel 6'da 12m dizel Procity otobüsünde gerçekleştirilen akustik geçirgenlik testinin enstrümantasyonuna ait görseller verilmiştir.



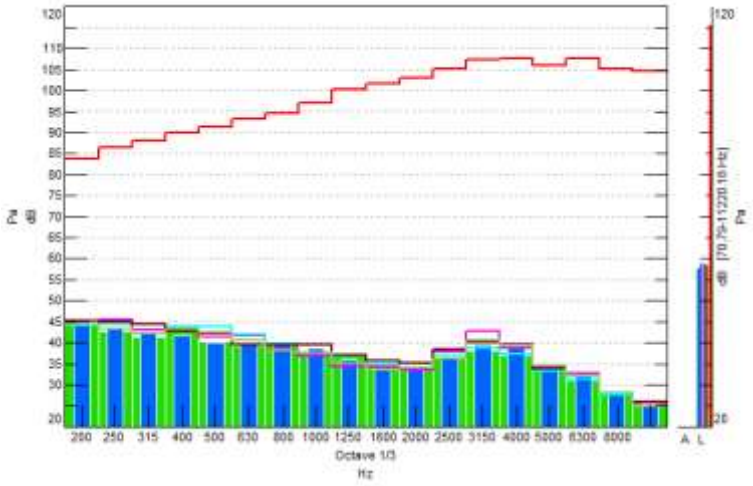
Görsel 6. 12m dizel Procity otobüsün akustik geçirgenlik testi

Görsel 7'de 12m dizel Procity Plus otobüsünde gerçekleştirilen akustik geçirgenlik testinin enstrümantasyonuna ait görseller verilmiştir.

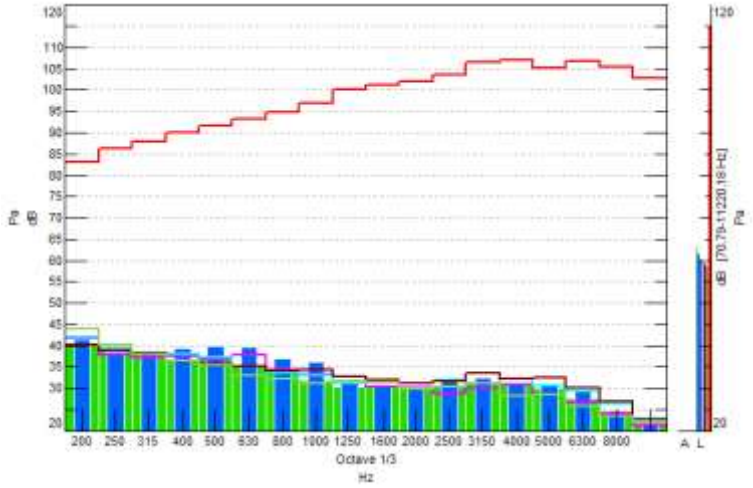


Görsel 7. 12m dizel Procity Plus otobüsün akustik geçirgenlik testi

Görsel 8 ve Görsel 9'da kabin içine yerleştirilen hacimsel gürültü kaynağının ve motor odasına yerleştirilen cevap mikrofonlarının 1/3 oktav band spektrumları verilmiştir.

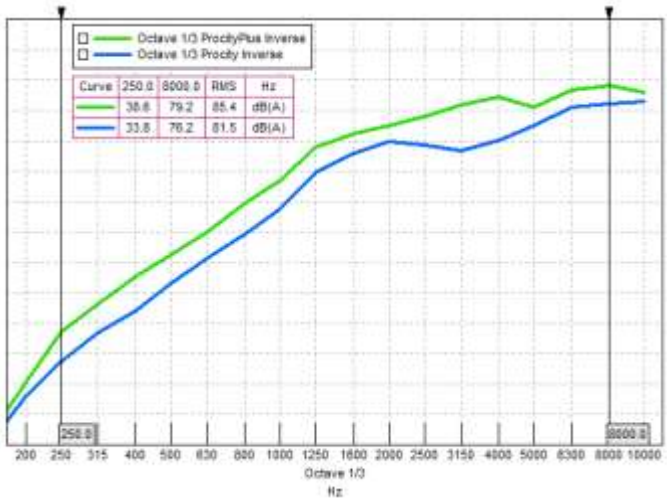


Görsel 8. Kaynak ve cevap mikrofonları 1/3 oktav band gürültü seviyeleri (12m dizel Procity)



Görsel 9. Kaynak ve cevap mikrofonları 1/3 oktav band gürültü seviyeleri (12m dizel Procity Plus)

Akustik geçirgenlik testi ile 250Hz ile 8kHz ölçüm aralığında melamin sünger kullanılan Procity otobüsün akustik paketi 81,5dB(A) RMS gürültü düşümü sağlarken, polyester keçe kullanılan Procity Plus otobüsün akustik paketi 85,4dB(A) RMS gürültü düşümü sağlamaktadır. Bu sonuca göre Procity Plus otobüsün akustik paketi 4dB(A) RMS daha fazla yalıtım sağlamaktadır. İki otobüsün karşılaştırmalı gürültü düşümü eğrileri Görsel 10'da verilmiştir.



Görsel 10. Procity ve Procity Plus otobüs akustik paketi gürültü düşümü 1/3 oktav band sonuçları

Gürültü Transfer Fonksiyonu Ölçümü

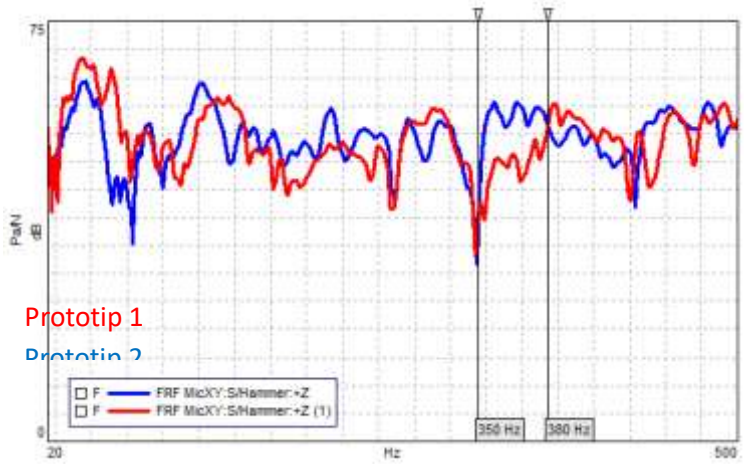
Gürültü transfer fonksiyonu bir sesin kaynaktan alıcıya iletilmesinde iletim yolunu temsil etmektedir. Motor odası duvarlarından yayılan yapısal kaynaklı sesin kaynaktan alıcıya iletilmesi ve iç gürültü seviyesini arttırması gürültü transfer fonksiyonlarının seviyesine bağladır. Gürültü kaynağı ve alıcı arasındaki transfer fonksiyonu ne kadar düşük olursa, sesin alıcıya iletimi de o kadar düşük olacaktır.

Gürültü transfer fonksiyonları Procity Plus otobüsünde bitum pad uygulanan prototip-1 ve uygulanmayan prototip-2 araçlarında motor odası ön ve yan duvarlarına modal çekiç ile uygulanan birim kuvvete karşılık kabin içi yolcu kulak hizasını temsil eden mikrofon arasında ölçülmüştür. Ölçüm sonuçlarındaki çevresel etkileri azaltmak için ölçümler arka plan gürültüsünün 40dB(A) seviyesinin altında olduğu, yankısız bir ortamda gerçekleştirilmiştir.

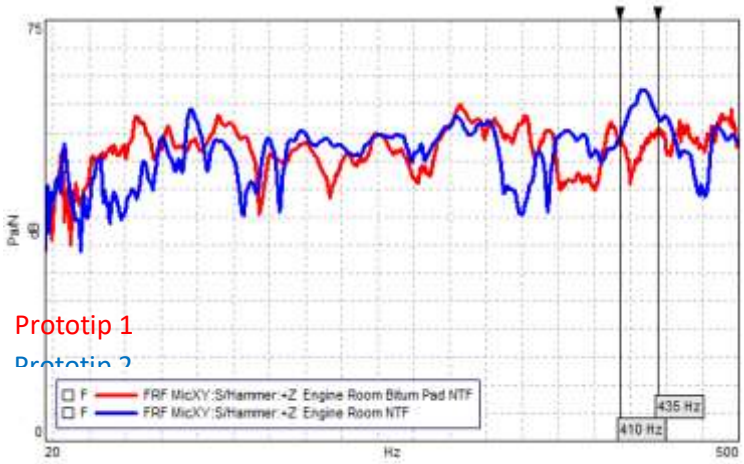


Görsel 11. 12m dizel Procity Plus gürültü transfer fonksiyonu testi

Bitüm pad uygulanan prototip-1 ve uygulanmayan prototip-2 araçları için yan ve ön yüzden ölçülen gürültü transfer fonksiyonları sırasıyla Görsel 12 ve Görsel 13'de karşılaştırılmıştır. Görsel 12'de yan yüzden alınan ölçümlerde bitüm pad uygulaması 350Hz ile 380Hz aralığında görülen tepeyi sönümlemektedir. Görsel 13'de ön yüzden alınan ölçümlerde bitüm pad uygulaması 410Hz ile 435Hz aralığında görülen tepeyi sönümlemektedir.



Görsel 12. Prototip-1 ve prototip-2 motor odası yan yüz gürültü transfer fonksiyonu ölçüm sonuçları

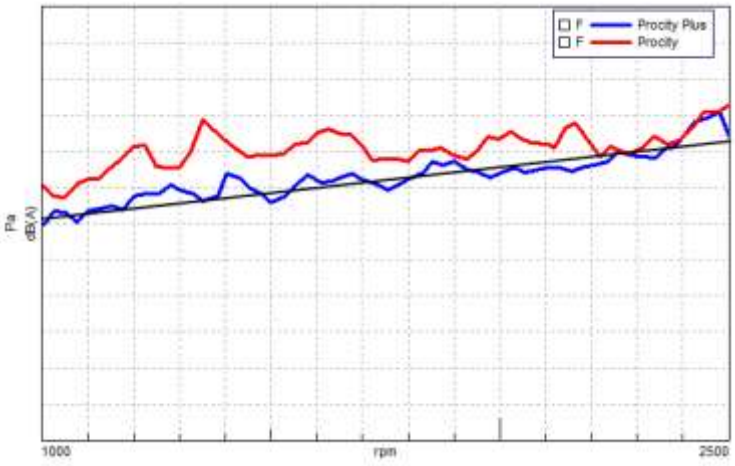


Görsel 13. Prototip-1 ve prototip-2 motor odası ön yüz gürültü transfer fonksiyonu ölçüm sonuçları

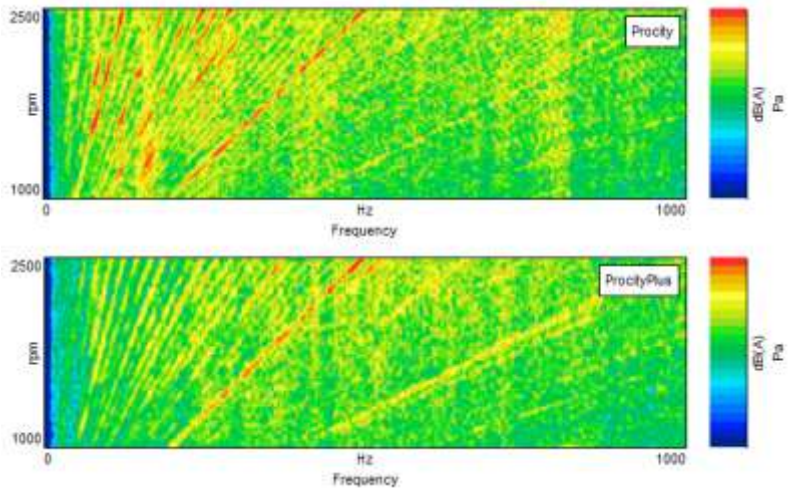
OPERASYONEL GÜRÜLTÜ ÖLÇÜM SONUÇLARI

Motor odası duvarlarından hava yoluyla yayılan ve yapısal yolla iletilen gürültünün kabin içine geçişini azaltmak için yapılan iyileştirme çalışmalarının iç gürültü seviyesine olan katkısını görmek amacıyla 12m dizel Procity ve Procity Plus otobüslerin operasyonel şartlarda iç gürültü ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Procity ve Procity Plus otobüslerin 3. vites 1000 - 2500d/d motor devir aralığı tam gaz hızlanma manevrasında referans mikrofon konumu için iç gürültü ölçüm sonuçları kıyaslandığında, Procity Plus otobüsün 2300d/d kadar ortalama 5dB(A) daha düşük ses basınç seviyesine sahip olduğu görülmektedir. Akustik geçirgenlik testlerinde sağlanan 4dB(A) gürültü düşümü ile operasyonel şartlarda ses basıncı seviyesindeki iyileşme paralellik göstermektedir.

Procity ve Procity Plus otobüslerin operasyonel şartlarda ölçülen devire bağlı ses basınç seviyeleri Görsel 14'de, gürültü haritaları ise Görsel 15'de verilmiştir.

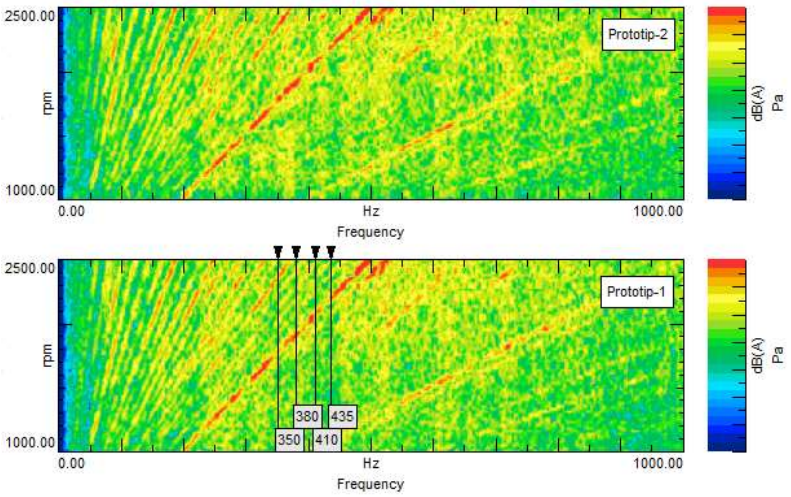


Görsel 14. Procity ve Procity Plus 3. vites hızlanma manevrası kabin iç gürültü seviyeleri



Görsel 15. Procity ve Procity Plus 3. vites hızlanma manevrası kabin iç gürültü haritaları

Procity Plus prototip-1 ve prototip-2 araçların gürültü transfer fonksiyonu ölçümlerinde bitüm padlerin etkisi ile sönümlenen 350-380Hz ve 410-450Hz frekans aralığındaki tepelerin, araçların gerçekleştirilen iç gürültü ölçüm testlerinde de aynı frekans aralıkları için seviyeleri düşürdüğü Görsel 16'da görülmektedir. Gürültü transfer fonksiyonlarında belirtilen aralık için sağlanan 5dB(A) üstündeki iyileşme, iç gürültü testlerinde daha sınırlı kalmaktadır. Bununla birlikte gürültü haritalarında motor odası duvarlarının etkilediği frekans bandları dışında birçok rezonatif katkı görülmektedir. Bu katkıların tespit edilmesi için benzer çalışmaların diğer gövde yüzeyleri içinde yapılması gerekmektedir.



Görsel 16. Procity Plus prototip-1 ve prototip-2 kabin iç gürültü haritaları

KAYNAKLAR

[1] Furukava, M., Fonseca, W., Gerges, S. Neves, M., Coelho, J.L., (2010) "Analysis of structural damping performance in performance in passenger vehicle chassis ", 17. International Congress on Sound & Vibration, 18-22 July 2010, Cairo, pp.6-8.

[2] Aydın K., Esenboğa F., (2016) "Improvement of the heat and sound insulation of a bus for compliance with american regulations", Advances in Automobile Engineering, Volume 5, Issue 1.

[3] URL 1: Siemens support service (2019), What is the acoustic quantity called Q? https://community.sw.siemens.com/s/article/what-is-the-acoustic-quantity-called-q, 29.08.2019

IMPROVEMENT OF VIBRATION DAMPING PERFORMANCE FOR AUTOMOBILE CLUTCHES

Murat Avcı, Mehmet İhsan Karamangil

[1,2] University of Bursa Uludag, Automotive Department, Bursa, Turkey
[1] Corresponding Author: Murat Avcı, muratavci2004@yahoo.com

ABSTRACT

In recent years car producers increased the number of system improvement and development studies due to raised last user customer demands. Against the reduction to use internal combustion engines and change on motor technology, damper systems utilization continues. Clutch disc damper system is the most significant product to improve dumping performance of the vehicle related to comfort when torque transferred from engine to transmission system. Because of that, the importance of clutch disc hysteresis improvement and development studies increased. Hysteresis variation to be taken under control or variation of hysteresis to be limited to improve comfort parameter of clutch disc. Most important inputs on product development studies are mechanical frictions and a considerable amount of variable parameters. For this reason, the changes of parameters affecting the hysteresis variation should be minimized and the variability of the component functions affecting the hysteresis values should be at a minimum level.

In this study, the metal components have the greatest effect on hysteresis with different coatings over time, abrasions on components and load changes of elastic washers were analyzed. The number of analyzed parameters limited with metal components friction effect and elastic washer load change due to high number of variable parameters and affected parameters on the hysteresis system were investigated. It has been observed that the elastic washer load change has a dominant effect up to a certain time and after that coated metal washers have more important effect on hysteresis evaluation.

Keywords: Hysteresis, clutch disc, vibration dampening, damper friction

1. INTRODUCTION

Torsional characteristics in clutch disc assemblies are defined with two solid models, linear and nonlinear. It consists of nonlinear model dry friction elements and elastic washer damping elements. Dynamic coefficient and energy absorption spectra depending on amplitude and frequency were examined and compared with the experimental results. [5] Torsional vibration analysis of clutch discs with 2-stage and 3-stage spring stiffness and their effects on vehicle vibrations by optimizing clutch disc parameters were investigated. The clutch disc hysteresis parameters and their significant effect on vibration damping during the decrease in the number of spring stages were investigated. [13] The design of the gearbox gears and the optimization of the damping factors of the clutch were carried out by applying harmonic analysis. Accordingly, the frequency ranges in which gearbox vibrations and noises occur were analyzed and examined. [7]

By using clutch disc with pre-damper absorber and damper absorber hysteresis, these static and dynamic hysteresis properties are modeled in MATLAB / Simulink and compared with real vehicle data. Analyzes based on driving conditions were made and it was observed that it complies with a dynamic mathematical model. [4] Frictional hysteresis occurrences on dry surfaces have been investigated and mathematically modeled. The dry friction surface model type in the clutch disc was determined and the mathematical modeling results were compared with the experimental data. [12]

Coating methods have also, with the regulation effects changing due to environmental factors varied. Phosphate coating methods were compared, from phosphate coatings to zinc oxide phosphate coatings. Coating characteristics were investigated by X-ray method. Although the coating thickness is very thin compared to the phosphate coating, the uniform distribution has been investigated. Coating methods were compared and results were interpreted [11].

The method has been developed for insulating nickel coating that is resistant not only to high temperature but also to oxidation. General information about nickel plating and information about nickel-magnesium mixture ratio and process effects were given. [8]

General properties and usage areas of Titanium Nitride (TIN) coatings are specified. TIN coatings have good surface lubricity, high chemical stability and wear resistance. The effects of TIN coating applied by different methods and the effects on part quality and part production in the use of mold parts were investigated. [10]

Nitriding is a type of coating that provides hardness to the desired depth in the material and does not impair the flexibility of the material. It provides high dimensional stability as well as high surface hardness and wear resistance. When determining the material structure, the correct process must be defined, otherwise it may increase the fragility of the part. While applying the process, attention should be paid to the amount of change in brittleness and surface hardness depending on the waiting times at temperatures. [9]

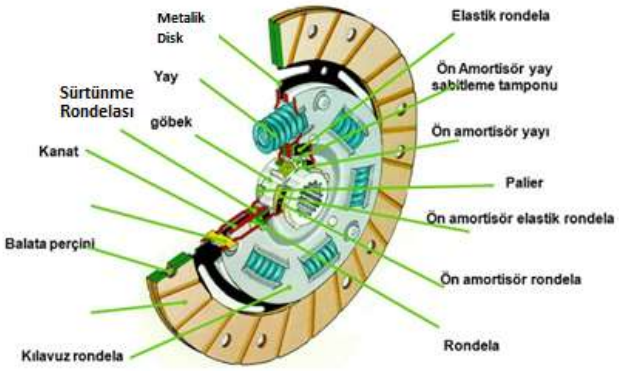


Figure 1. Clutch disc general component components

The function engine operation of during filtering the vibrations caused by this provided by the hysteresis feature of the clutch disc. Hysteresis transfer of the rotational movement from the crankshaft to the gearbox shaft occurs during the interaction of the inner components with each other. This formation is defined as the difference in friction torque that occurs during the angular rotation of the clutch disc, i.e. hysteresis. The hysteresis value to be defined is different for each motor and is determined by calculations, NVH and long-distance tests.

Clutch disc basically consists of facings, metallic disc, drive plate, hub, retainer plates, hysteresis elements, damper spring and rivets (Figure 1).

Hysteresis elements are the parts that determine the friction characteristics in the disc assembly and affect the ride comfort and vary according to the vehicle characteristics. Figure 2 and Figure 3 show the most important of these, the elastic washer, metal and plastic friction washers.



Figure 2. Finger type elastic washer

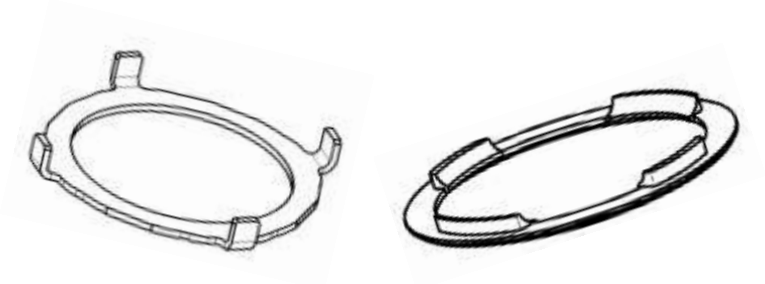


Figure 3. Metal and plastic friction washers

It has been observed that the examined material, geometry, part and product-based functions constitute a significant part of the hysteresis variability:

- Elastic washer load changes more than acceptable by over time,
- Metallic and plastic washers friction characteristics change

Although there are many parameters and variables affecting the hysteresis, the load change of the elastic washer which has the highest effect and the coating properties of the metal friction washers have been investigated. The data obtained at the end of the study can be used in the preparation of special production parts, especially for NVH vehicle tests. Time and cost savings can be achieved with the method used.

2. MAIN BODY

In this section, prototypes are produced with load-measured elastic washers and metal washers supplied according to the specified coating types. The theoretical load curve of the elastic washer is expected to be in the region where the load variation is the least throughout the product working life, as in Figure 4. As the working area starts to slide towards the left side of the curve, if the amount of compression decreases, changes in hysteresis value increase.

In the clutch disc used elastic washers have been produced using pre-thermal processless spring steel material such as C67 due to costs, wear life and easy procurement. Elastic washer thickness is preferred in the range of approximately 0.4-0.8 mm for clutch discs used in passenger vehicles. This thickness value can be up to 1.5mm thickness in heavy vehicles.

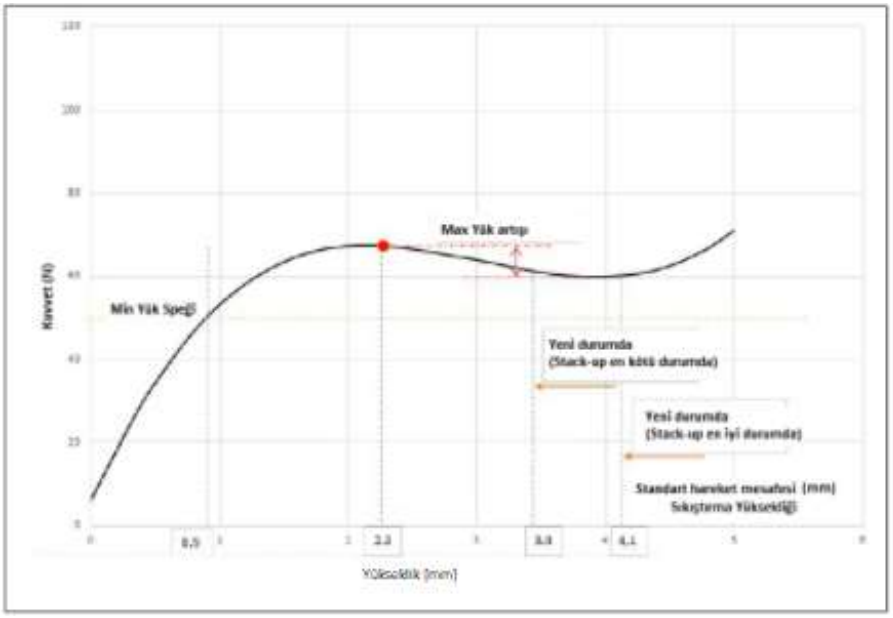


Figure 4. Toothed elastic washer load measurement curve

In general, plastic or metal friction washers can be used depending on the desired hysteresis value. The study was carried out with metal-metal friction hysteresis washers as it was desired to obtain high hysteresis values. The fact that metal surfaces have an unstable structure at the beginning causes the hysteresis values to behave similarly for a certain period of time. Since the parts are metal, the system takes longer to stabilize than metal-plastic surface friction. Although this is a disadvantage, after the metal-metal friction becomes stable, it provides longer stability due to the low amount of wear.

The hysteresis value created by the system;

$$\{H\} = 2\,[P]\,\{\mu\}\,[Rm] \quad (1)$$

H: Hysteresis (Nm)

2 -> Reason for both surface friction (Friction surface number)

P: Load force applied by elastic washer (N)

μ: Friction coefficient

Rm: Friction area effective radius

If we accept that the friction coefficient is affected by tribological factors, hysteresis is one of the most important parameters and affects the variables "μ" friction coefficient. If we change the friction coefficient or we can minimize its change, we can obtain the hysteresis value in the intervals we want. In general application, phosphate based coating methods are applied due to cost. In the study, the parts produced with the following coating methods will be used and their hysteresis effects will be examined.

- Alkali Zinc Phosphate
- Nickel Coating
- Titanium Nitride
- Nitriding (Nitride Coating)

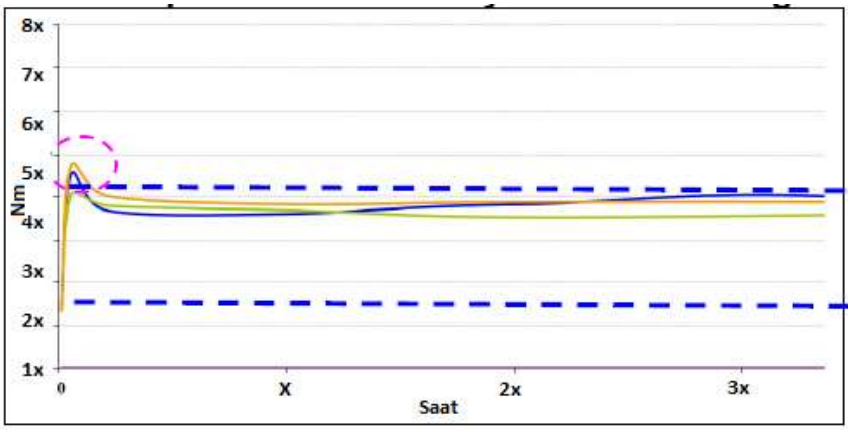


Figure 5. The Theoretical time dependent hysteresis change for the metal-metal friction clutch disc

The reason for the high hysteresis value at the initial stage is the fact that the friction surface properties are not yet stable and the load changes of the elastic washer are still to continue. After component analysis, geometric measurements and load measurements of elastic washers, data were analyzed and prototype clutch disc was collected.

While the disc assemblies used in the study were produced, the press, mold, process parameters and variables were recorded and certain angular bedding disassembled and reassembled after cycles.

A total of 12 prototypes were produced, 3 of each type of coating. All disc assembly hysteresis values were measured before starting angular fatigue tests of, and hysteresis measurements were repeated after 100, 200, 500, 1K, 2K, 5K ----, 100K cycles and the variations were recorded. Load measurements of elastic washers were measured by disassembling the products after 50K and 100K cycles, and the test was continued by completing the reassembly.

After each angular fatigue process of the clutch discs, functional (torsional and hysteresis) measurements were made and recorded as in Figure 6.



Figure 6. The Graph of torque / hysteresis due to angular motion

In this section, the angular fatigue processes of the products produced as prototypes were made, the angular fatigue cycle numbers were measured, and the hysteresis changes due to time were analyzed. In Figure 7 and Figure 8, height changes were measured before production, after 50k and 100k angular fatigue. For H1 elastic washers, the load change was stable between 50k cycles and 100k cycles. With the H2 elastic washer, the situation is slightly different and the load tends to decrease. This indicates that the variability of H2 hysteresis value may continue.

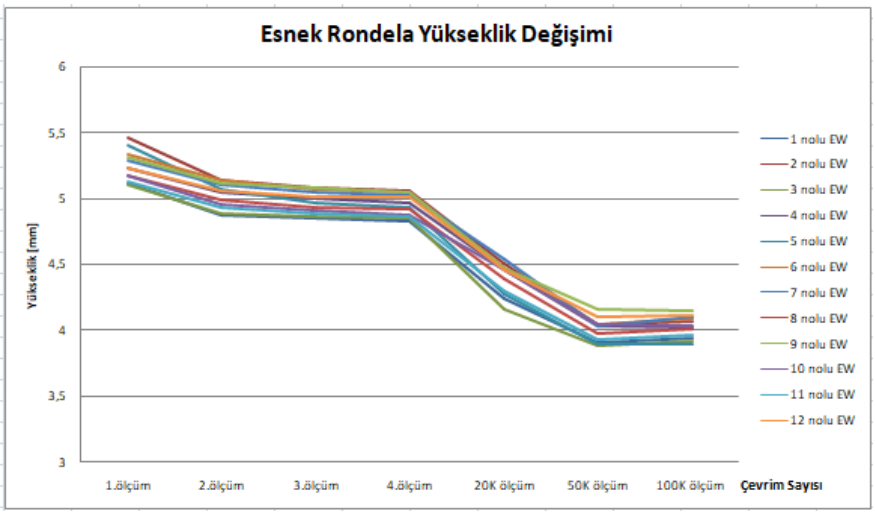


Figure 7. H1 elastic washer height change

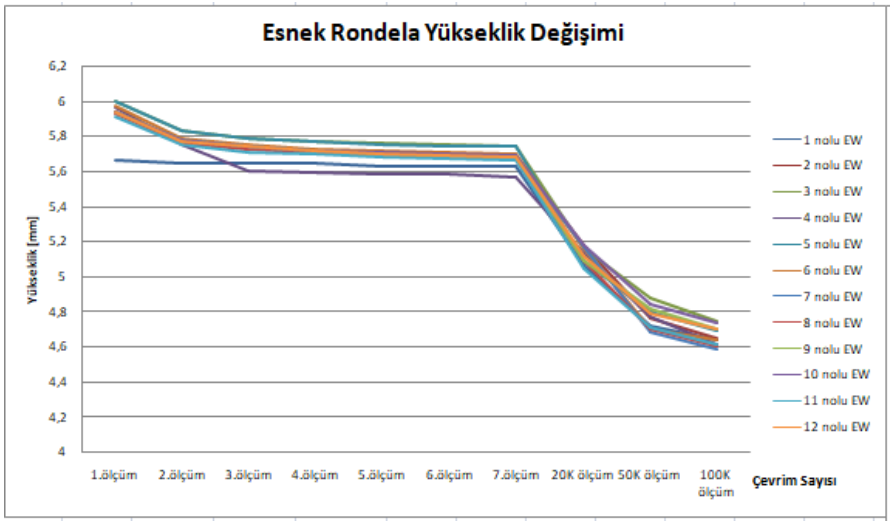


Figure 8. H2 Elastic washer height change

Although the elastic washers are like this, the change in hysteresis did not show the same behavior. The H1 and H2 hysteresis changes of depending on the angular cycle numbers were as in Figure 9 and Figure 10.

If the situation in Figure 9 is summarized, all the hysteresis values are within the limit at the initial stage and all of them went out of the lower limit between 100 and 1000 cycles and entered the limit again at 30K cycle levels and showed a variable characteristic according to the coating group.

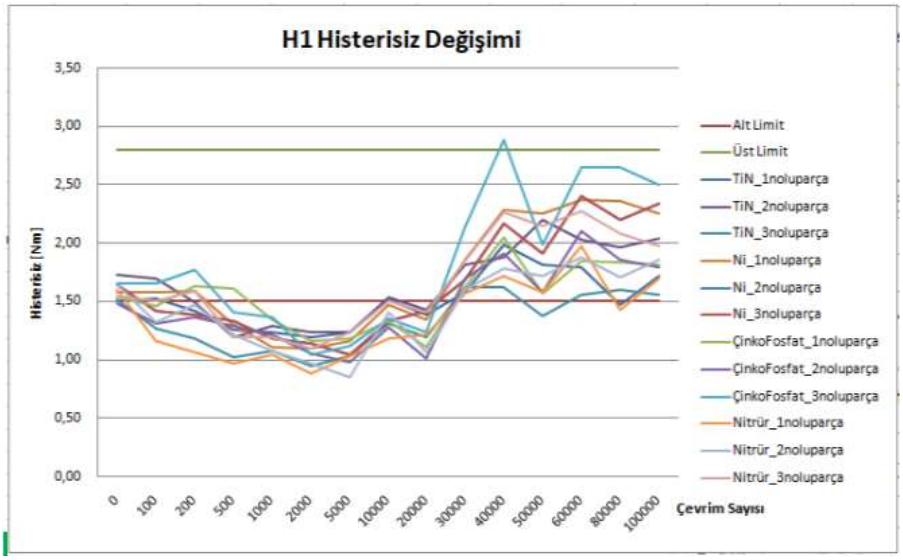


Figure 9. Change in H1 Hysteresis

Figure 10, all hysteresis values are out of the initial level and the lower limit distances differ according to the coating group. The cycle values of the elastic washer, regardless of the height and load drops, differ and each group exhibits a different behavior during the test period. This situation showed that the coating effect of the metal washer is more effective on the H2 hysteresis value and we can achieve different outputs if we change the coating.

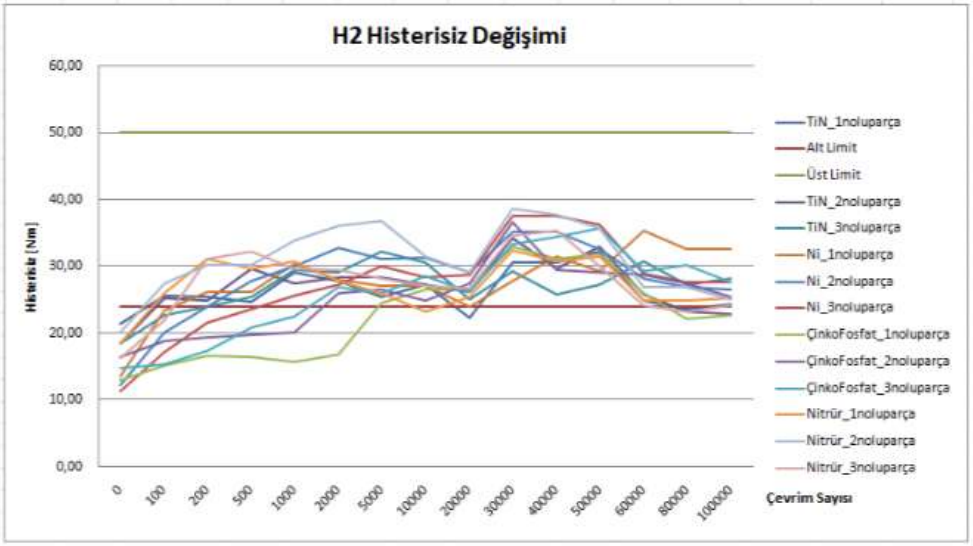


Figure 10. Change in H2 Hysteresis

4. CONCLUSIONS

In this study, it was observed that the coating properties of metal friction washers and elastic washers are effective in the change of hysteresis of load and height losses. During a certain working life, the effect of the elastic washer is at the forefront, and after the compatibility of its components with each other increased, metal-metal friction and effects caused by coating came to the fore.

The elastic washers load loss is above the target value of 10%. If exceptional circumstances are not taken into consideration, the load reduction rates and durations have the same behavior. When the hysteresis measurement graphs are examined using an elastic washer, the effect of the load and height loss on the hysteresis decrease is seen. However, it has been observed that this effect takes place for a certain period of time, and then metal-metal friction is more effective. In the first study of the product, it was observed that there were irregularities in hysteresis values due to the non-uniform surface friction, but irregularities and hysteresis changes decreased with time.

It has been observed that different coating properties show different friction behaviors and these properties disappear over time. This is a continuous behavior shown in the hysteresis variation. This is effective proof that the friction radius is constantly changing and variation continues throughout the product life. Considering the effects of the cost and the mechanical properties of the materials, the proof that not each coating method is suitable for mass production. In special works such as NVH, the prototype production process can be accelerated and parts with the desired properties can be produced in a shorter time.

5. REFERENCES

[1] Anonymous, (2014) “Technical documentation of Valeo A.Ş.”
[2] Anonim, (2016) “Coating Technologies Lecture Notes”, Sakarya University
[3] Anonim, (2018) “Metal Washer and Coating Properties”, Technical documentation of Valeo A.Ş.
[4] Duque, E., Augusto, R. (2012) “Mathematical Formulation of Dynamic Automotive Clutch Damper”, SAE Technical Paper Series
[5] Gaillard, CL, Singh, R., (1999) “Dynamic analysis of automotive clutch dampers”, Elsevier
[6] Genc, M.Onur, Budak, B., Kaya, N., (2018) “Modeling and Vibration Analysis of Powertrain System”, INTERNATIONAL JOURNAL OF AUTOMOTIVE SCIENCE AND TECHNOLOGY
[7] Jadhav, S. (2014) “Powertrain NVH Analysis Including Clutch and Gear Dynamics”, SAE Technical Paper Series
[8] Montgomery, ET, Welch, AP, Joseph, L., (1956) “Method of Coating a Metal Surface”, United States Patent Office
[9] Ozdemir, U., Erten, M., (2003) “Plasma (Ion) Nitriding Method and Its Effect on Material Properties”, Journal of Aerospace Technologies
[10] Shanyong, Z., Zhu, W., (1992) “TiN coating of tool steels: a review”, 'Elsevier Journal of Materials Processing Technology

[11] Simko, SJ, Schnider, B., Tardiff, JL, Janger, M., Drews, A., (2009) "Characterization of Zirconium Oxide-Based Pretreatment CoatingsPart 1 - Variability in Coating Deposition on Different Metal Substrates", SAE International

[12] Wiercigroch, M., (2008) "Hysteresis effects of dry friction: modeling and experimental studies", Philosophical Transactions of The Royal Society A

[13] Wu, H., Wu, G., (2015) "Driveline Torsional Analysis and Clutch Damper Optimization for Reducing Gear Rattle", Hindawi Publishing Corporation

DESIGN VERIFICATION OF THE VEHICLE DEVELOPED FOR THE AMERICAN MARKET ACCORDING TO FMVSS-305 REGULATION WITH VIRTUAL ANALYSIS

Ayberk Gökçe, Ümit Dardeh

Karsan Automotive, R&D Department, Bursa, Turkey
Correponding Author: Ayberk Gökçe, ayberk.gokce@karsan.com.tr

ABSTRACT

A rolling chassis that has been developed for the North America market was investigated in order to meet the requirements of FMVSS-305 with a frontal impact of 30 mph (48 km/h) velocity to the rigid wall and FMVSS-214 with a side impact of 20 mph (32 km/h) velocity to the rigid poll by using the results, design developments were conducted together with the developed finite element model. Design iterations were carried out together with the created virtual analysis model. Acceleration effect on the battery compartment during the crash and vehicle's structural and mechanical integrity was determined by using LS-DYNA explicit solver. Iterative design development studies were carried out to observe the non-continuous crash energy flow on the main carrier chassis rails (longitidunal member) during the crash with the front rigid wall. Also they were made to make the energy flow continuous and determine the insufficient structural strength of the vehicle during the intrusion with the side rigid poll and the entrances to the battery area and structural development studies.

Keywords: FMVSS-305, FMVSS-214, vehicle safety, crashworthiness, electrolyte spillage, crash test.

1. INTRODUCTION

Environmental pollution, which is negatively affected by the emission nowadays, and the increasing need for energy and have created a trend towards the preference of electric vehicles. Although electric vehicles have the potential to achieve high energy efficiency and zero emissions, and have significant problems to overcome, their development and improvement continues around the world, especially in terms of driver and battery safety. Since frontal impact is the most common crash scenario and the battery is often expensive and heavy, both passenger safety and battery protection should be considered in electric vehicles. Battery safety has three interrelated aspects: electrical integrity, thermal integrity, and mechanical integrity. Mechanical integrity is the least thought of as safety, but the most vital aspect for electric vehicles. (Wierzbicki, 2010)

In a vehicle development project, before vehicle production, virtual verification software and methods are among the indispensable tools used by research and development companies within the scope of mechanical integrity and strength. Thanks to the virtual verification activities performed on the virtual vehicle, both the product development cycle can be rotated faster and the physical prototype and test costs are reduced. Due to this positive effect on the time and cost parameters, which are very important for the automotive industry, the weight of virtual studies in product development studies is increasing day by day.

In vehicle projects, crash safety and driver-passenger safety parameters may vary according to the countries / regions where the vehicle will be used. Each country has some evaluation criterias specific to the region. These conditions, generally known as "regulation", are expected to be met in the relevant vehicle.

In this study, a vehicle developed for the American market was designed to meet the conditions of "front crash test on a rigid wall" according to FMVSS-305 and "crash test with side poll" according to FMVSS-214. It is based on improving passenger safety parameters with virtual verification. The issue of crash safety for electric vehicles was mentioned and the scenarios specific to battery safety were examined within the scope of compliance with the FMVSS-305 regulation. In the section related to crash safety, the preparation of the crash model and the solution made in LS-Dyna explicit solver, the examination of the results are emphasized and the design improvement studies of the crash model with the acceleration-time data taken from the crash model are explained.

2. SCOPE OF IMPACT TESTS

FMVSS-305 regulation examines the safety of passengers in case of frontal impact, side impact and rear impact for electric vehicles, and the prevention of electrolyte spillage from the batteries entering the driver and passenger compartments during the crash, so that they do not harm the driver and passenger.

In this part of the study, within the scope of the efforts to improve the front and side crash performance of a rolling chassis, “frontal impact on rigid wall at 48 km / h speed” specified in FMVSS 305 regulation and “side impact on rigid pole” at 32 km / h speed were carried out. Within the scope of FMVSS-214 regulation, there is a condition of “side impact to deformable barrier” at 56 km / h for side impact. However, since the vehicle is a rolling chassis, the condition of locally hitting a rigid pole at 32 km / h will cause locally higher deformation on the vehicle and the amount of interference to the battery will be at higher levels, and this condition has been preferred.

The rolling chassis model, in which development studies are carried out, includes the profile construction space frame structure Body-In-White, battery, electric motor, electronic components and chassis components. Other components of the vehicle (trim parts, driver's cabin, cargo cabin, etc.) are modeled by defining the mass from the connection points. There are a total of 2,381,779 2D-shell elements in the model (Figure 1, Figure 3).

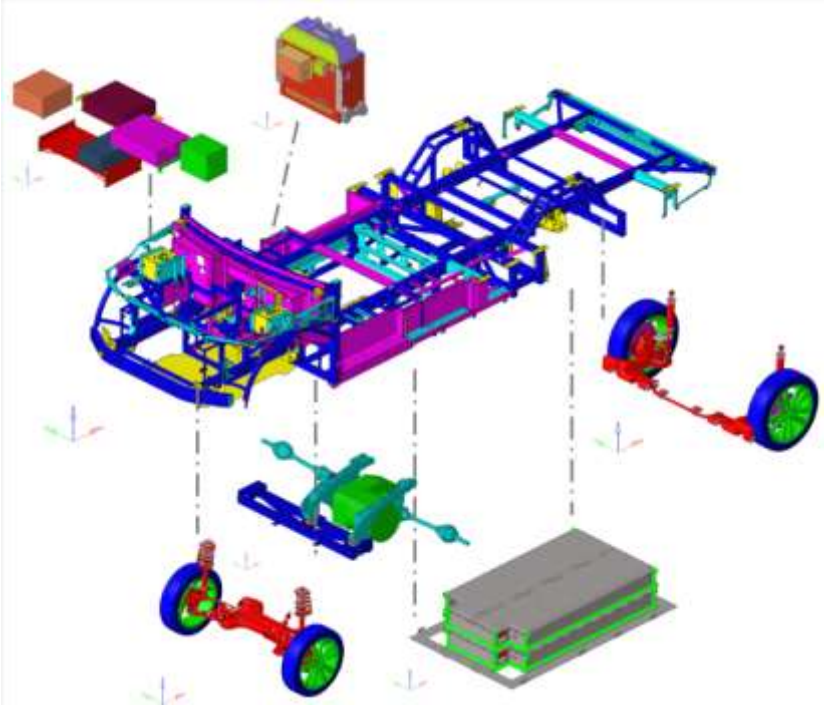


Figure 1. Components of Rolling Chassis

While evaluating the results of the structural analysis, it was based on the electrolyte spillage or deterioration of the batteries and electric motor functionality after the crash and the prevention of battery electrolyte spillage attempts to the driver and passenger area with the deformation that will occur in the battery cells after the crash. In addition, with the LS-Dyna software, in order to evaluate the crash situation, the acceleration in the driver's area in case of a frontal impact on the rigid wall at 48 km/h (Figure 2) and the side hitting the rigid poll at 32 km / h were obtained. During the crash, the structural condition of the vehicle and the maximum level of energy absorption and minimum acceleration to the driver and / or passenger were designed, and the thickness and shape optimization study was carried out on energy absorbing controlled folding zones with an iterative approach.

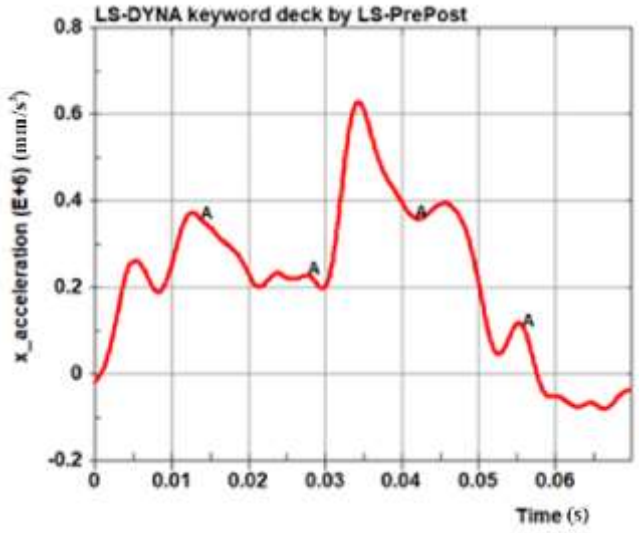


Figure 2. Acceleration/Time Graph of Frontal Impact

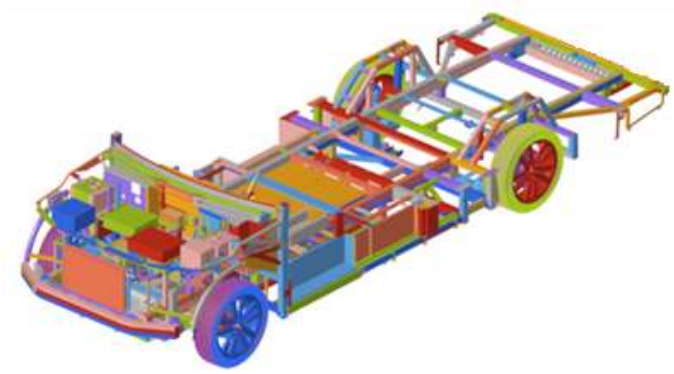


Figure 3. Rolling Chassis Vehicle Systems

3. IMPACT SIMULATION ON THE ROLLING CHASSIS VEHICLE

In this section, the G force values that will be reflected on the vehicle, driver and / or passenger in the vehicle model developed within the scope of frontal crash and side crash tests are calculated. Later, these G force values were again used with LS-Dyna to obtain "pass / fail" results for FMVSS 305. The graph of the acceleration-time values obtained from the iterations created with the current vehicle model and the changes applied subsequently and the energy conversions during the intrusion are included.

The main purpose is to ensure that the 2 batteries in the vehicle do not interfere or are at minimum level and that the battery connections within the scope of SAE J2464 can meet the loads generated during the crash.

3.1 FMVSS-305 Frontal Impact Simulation

In this section, according to FMVSS-305, the current state of the vehicle and the acceleration-time graphs of the improvements made by iterations under the conditions of "frontal impact test on a rigid wall" at a speed of 48 km / h are included.

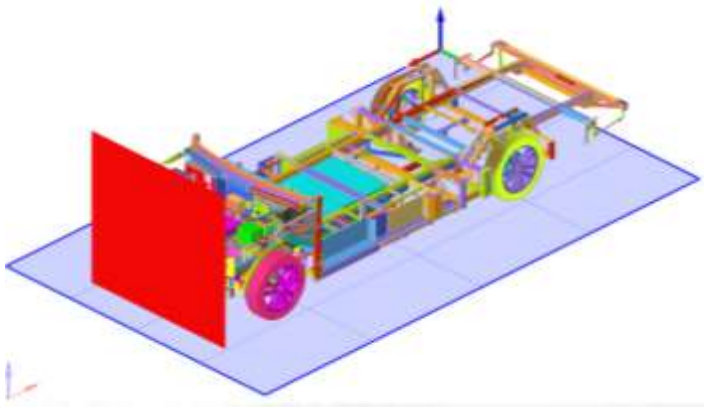


Figure 4. Scenario of Frontal Impact Test on a Rigid Wall

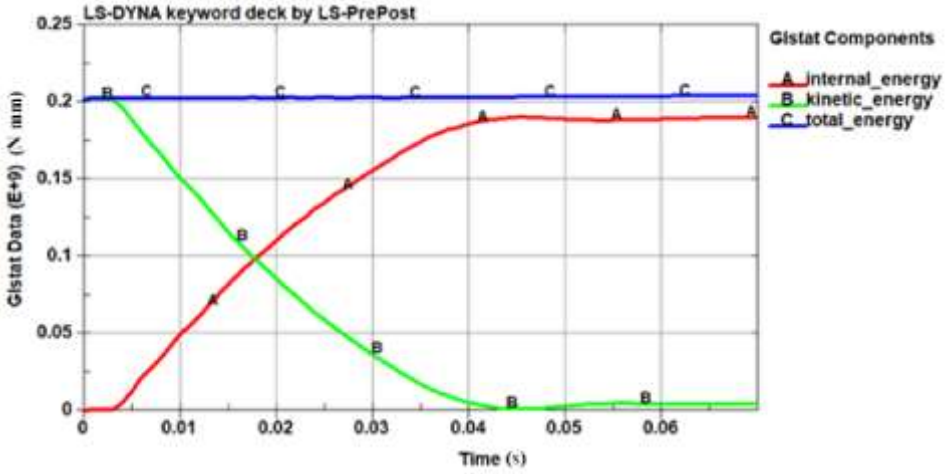


Figure 5. Energy Change Graph

With the current vehicle structure, the transformation of the total energy of the vehicle into internal energy in the event of a frontal crash at a speed of 48 km / h is shown in Graphic-5. This graphic indicates that approximately 90% of the kinetic energy of the vehicle is transformed into internal energy. Ideally, all of the kinetic energy of the vehicle is expected to be absorbed by the crash elements. (Witteman, 1999) The impact elements of the rolling chassis vehicle are respectively formed as crash bars, crash dampers(cross member), and longitudinal members.

The acceleration starts depending on the time when the vehicle first comes into contact with a rigid wall and the intrusion begins. SEA (Specific Energy Absorption) formula represents the specific energy that can be absorbed after beginning of intrusion. The E_{abs} is the mean crash load and is independent of the crash displacement, where ρ is the material density, A is the integration of cross-sectional areas;

$$SEA = \frac{E_{abs}}{\rho \int_0^{\delta} A(h)\, dh} \tag{1}$$

The deformation of the crash-absorbing system of the vehicle starts and is completed in the 1st zone indicated in Figure 6. In the 2. zone, the deformation of the area just behind the crash-damping system begins and is completed. Subsequently, the deformation of the longitidunal members extending along the length of the vehicle begins. In the current design, since the electric motor of the vehicle is mounted on the left longitidunal carrier member, the desired level of deformation was not achieved on this member. Due to the fact that the left longitidunal carrier member cannot be deformed, all the stress on the structure is transferred to the horizontal chassis profile to which it is attached. (Figure 7.) While this crash pulse value is expected to be in the range of 40-45 G in passenger vehicles as a reference point, since the crash pulse value generated in the current vehicle reaches the range of 50-60 G, it was needed to be developed by an iterative study.

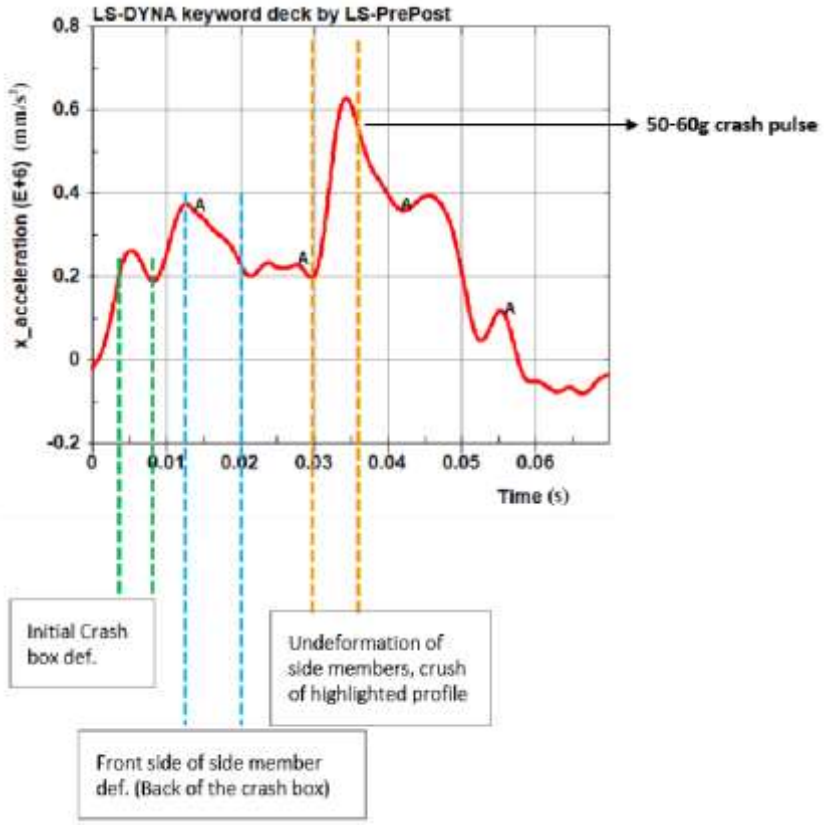


Figure 6. Acceleration/Time Graph of Base Model



Figure 7. Base model Non-deformable Region

3.1.1 Development of FMVSS-305 Frontal Impact Simulation

In this section, there are iteration studies carried out in order to reduce the G force values that occur in the front crash scenario of the vehicle.

Development studies on the crash management system will be examined in three main sections: crash bar, crash damper(cross member), and longitudinal carrier member.

Since it will first come into contact with the rigid wall during the frontal impact, the stiffness level of the crash bar was primarily intended to be reduced. The profile section thickness of the structure used in the current design was reduced to 2 mm, as it was seen that the 3 mm sectioned structure was almost not deformed. (Figure 8)

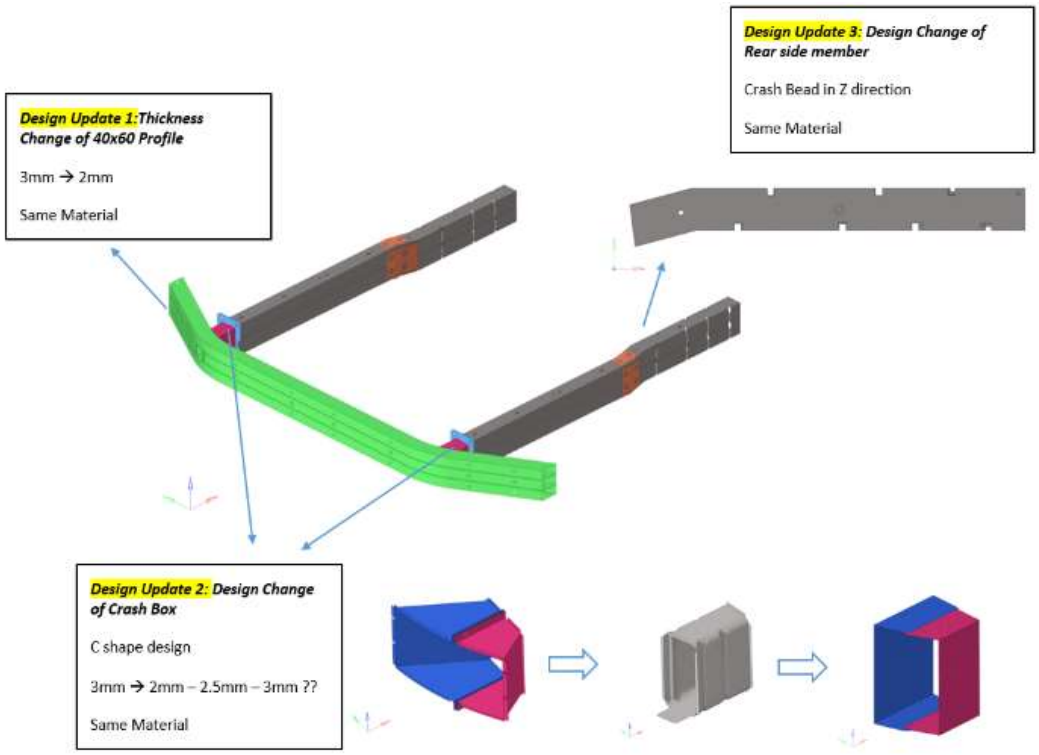


Figure 8. Frontal impact improvement suggestions

The structure of the shock absorber system located behind the crash bar is currently in V shape form. It was seen in the first analysis that this design form was not deformed sufficiently on the vehicle. (Figure 9).

The crossection of the sidemembers determines the geometry of the back of the crash-box. This is to ensure a reliable framework with sidemember support for the crash-box. Small geometrical variations are most common in the structure's corners. (Back 2010) To prevent bending collapse and create a damper effect on the longitudinal member in case of an angular impact its stiffness has to be developed to achieve a high bending resistance. For the cross-section of the profile, the bending resistance W in the undeformed state was calculated by the following;

$$W = (H^4 - h^4)/6H \ [mm^3] \tag{2}$$

The energy absorption E, profile thickness t and column width H in the formula are based on the Wierzbicki theory, and iteration studies were carried out in the light of the following relationship while designing.

$$E \sim t^{5/3} \cdot H^{1/3} \tag{3}$$

Preferred to switch to the form of the longitudinal members in order to ensure the continuity of the cross-section form of the longitudinal members and to capture the deformation at the desired level, which was formed by combining two profiles of 60x60x2 mm section thickness one on another by method welding process. (Figure 8).

In order to deform the impact-absorbing parts uniformly, there should be indentations or protruding structures called crash beads on the part. Uniform profile collapse flow that most important point of crashworthiness can be obtained by experiencing the accordion effect of the shock absorber system thanks to these indentations or protruding structures. The number and geometry of indentations or protrusions can be determined depending on the structure and dimensions of the part. (Witteman 1999)

The recesses or protrusions that should be present on the mentioned impact absorbing system can only be obtained from the molded production process. There are many restrictive factors in the production conditions of the profile structured

vehicle. In the absence of high vehicle production numbers in mass production conditions, the methodologies used in the production of parts are also limited.

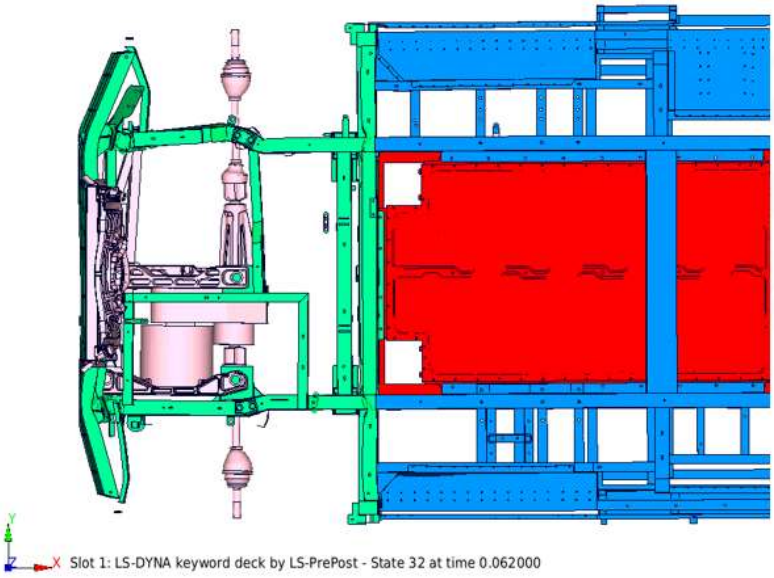


Figure 9. Base model in Crash Moment

In this case, in order to ensure the continuity of the cross-sectional form of the longitudinal carrier member and to capture deformation, the structure to be obtained by joining two interlocking C-section sheets by welding process was preferred. Thickness optimization study of this structure has been carried out. (Figure 10).

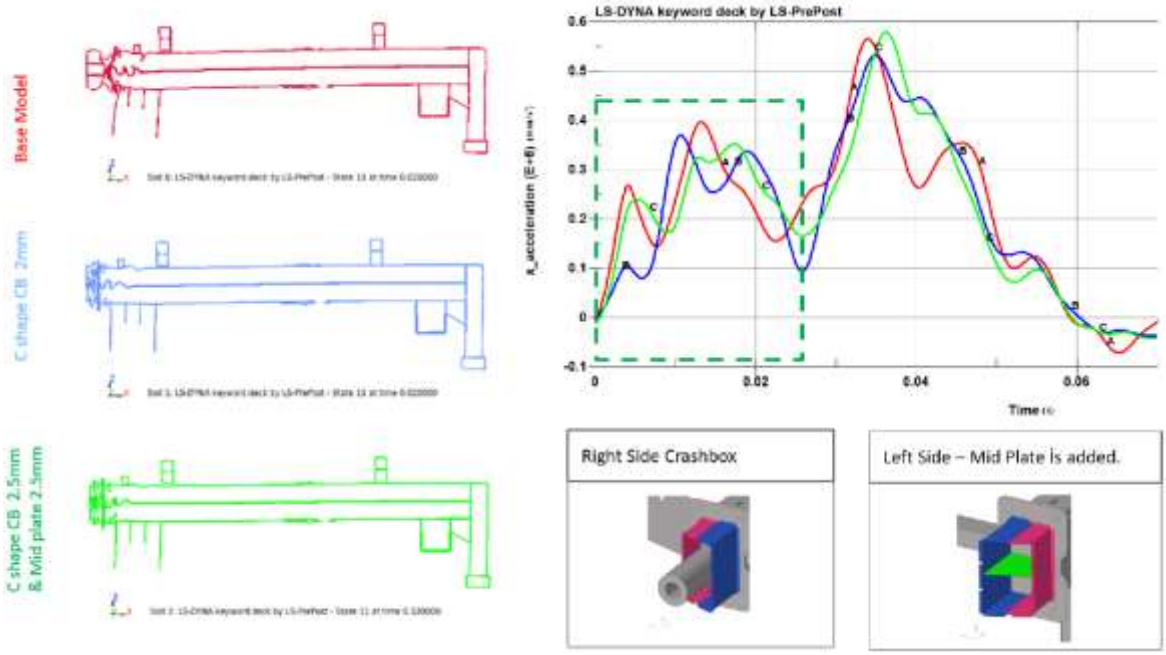


Figure 10. Crash Management System Thickness Optimization

The base model has been advanced by choosing 2.5 mm thickness in which there are no instantaneous peak structures and uniform flow is ensured, as can be seen in the acceleration time graph that occurs when the C-section sheets are 2 mm and 2.5 mm. However, it was observed that the more rigid left side of the right side was deformed before at the time of the intrusion due to the need to have a drawbar structure on the right side of the vehicle and on the crash bar. In

this case, a 2.5 mm thick sheet plate was added to the C-section shock absorber structure on the left side in order to deform both sides simultaneously and in a similar amount.

After the structures that need to be deformed before the longitudinal members are deformed, the longitudinal members will need to be deformed in a way that does not disturb the uniform flow. Since there are electric motor connections on the left longitudinal members, the right and left longitudinal members cannot be deformed at the same time and with similar amounts and cannot absorb a similar amount of impact. In order to improve this situation, first of all, deformation was created by opening channels in the left longitudinal member structures. As in the shock absorber system, channels are opened on the existing longitudinal members, considering the laser cutting process, as the profile structure vehicle production conditions are required. The number, width and depth of the channels opened were again determined by iteration studies. (Figure 11).

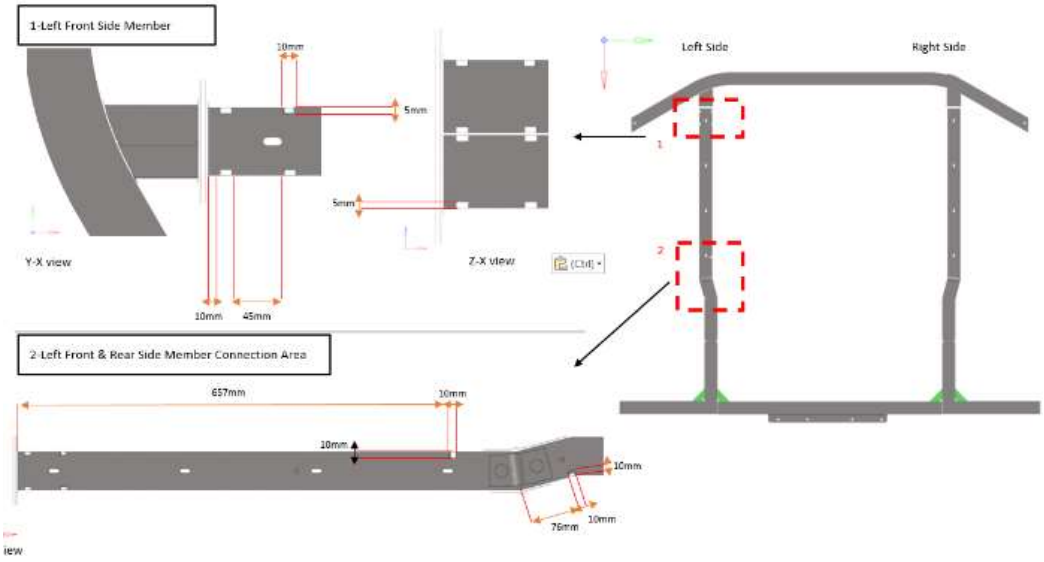


Figure 11. Longitudinal Member Crash Bead Optimization

Parameters such as the type of welding process to be applied on the longitudinal members and the length of the weld length significantly determine the effect that will occur during the crash. In the current analysis structure, intermittent welding application was preferred in a crosswise manner as in Figure 12. The selection of the welding method is also important due to the high heat input that will occur during the welding process. The purpose of this application is to make the heat dissipation homogeneous.

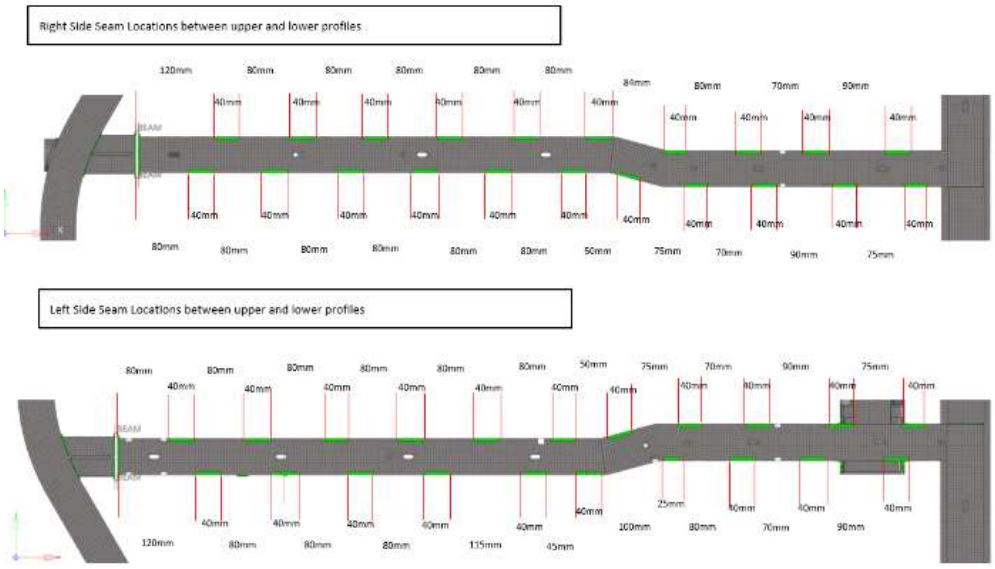


Figure 12. Welding Optimization of Longitudinal Member

As the last improvement study, in the welding application of the connection bracket of the electric motor mounted on the left longitudinal carrier member, as seen in Figure 13, the welding application on one side was canceled and it was aimed to provide vertical (Z-axis) movement in that area.

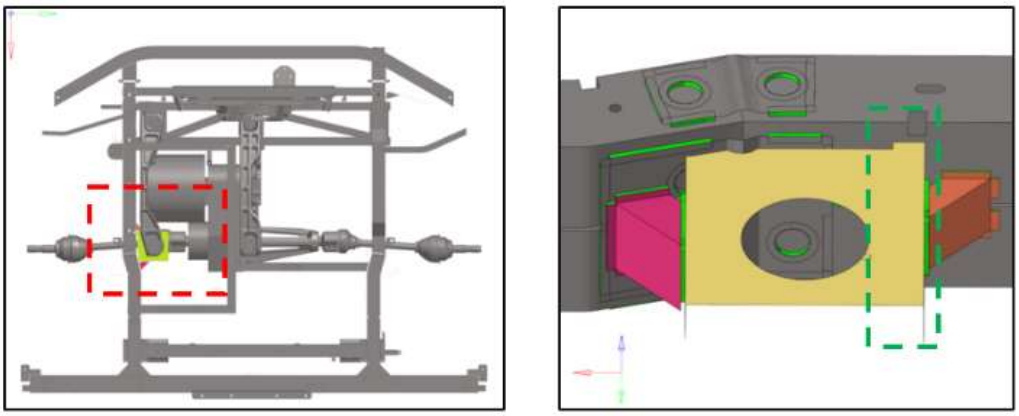


Figure 13. E-Drive Body Connection Structural Optimization

3.1.2 FMVSS-305 Frontal Impact Simulation Results

In this section, the results of the design improvements and improvements in the G force value as a result of the completion of all iteration studies and the analysis of the scenario of "frontal impact on the rigid wall" at 48 km / h are presented.

Figure 14 shows the displacement-time graphs of the left and right longitudinal carrier member before and after the iteration. The curve in red indicates the current base model, while the green curve indicates the developed model.

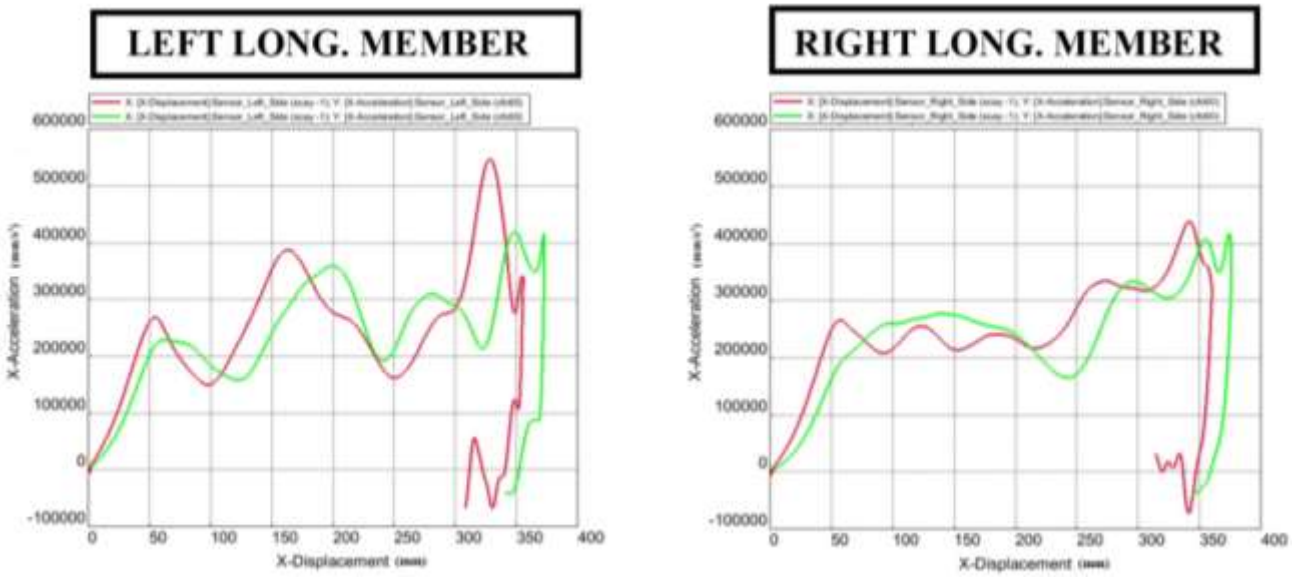


Figure 14. Pulse on the right and left Longitudinal Members

Before the improvement studies were carried out, the maximum acceleration value on the left longitudinal carrier member was 56 G, but after the improvement it decreased to 44 G. Again, before the improvement work was done, the maximum acceleration value on the right longitudinal carrier member was 43 G, while it was seen as 42 G after the improvement. In the last case, the desired result is seen as close to G force values on the right and left longitudinal carrier member.

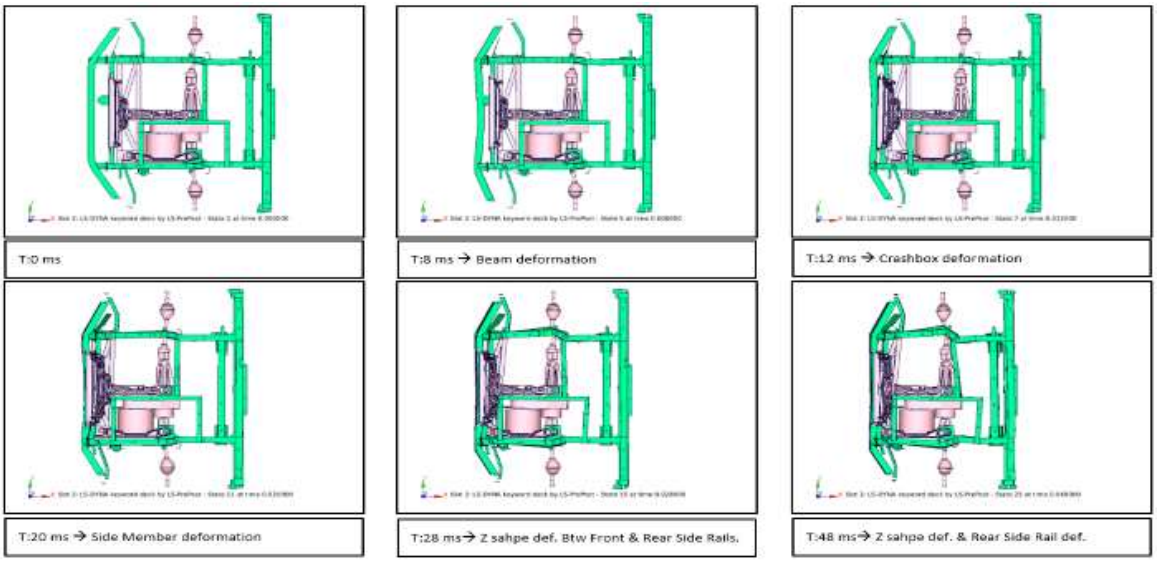


Figure 15. Body Structural Deformation Optimization Steps

The illustration of the G force values varying depending on the time on the vehicle can be seen in Figure 15. The deformation of the crash bar starts at 8 ms, the deformation of the impact-absorbing structure at 12 ms and the deformation of the longitudinal members after 20 ms and the energy is absorbed by the vertical (Z-axis) movement also can be seen formally.

After all these improvements, no deformation occurs in the batteries and battery connections in the vehicle in the frontal crash scenario. (Figure 16)



Figure 16. Stresses in the battery after front impact analysis

3.2 FMVSS-214 Side Impact Simulation

In this section, the tests that must be done according to the FMVSS-214, which is the condition for side impact, referred to in FMVSS-305, are mentioned.

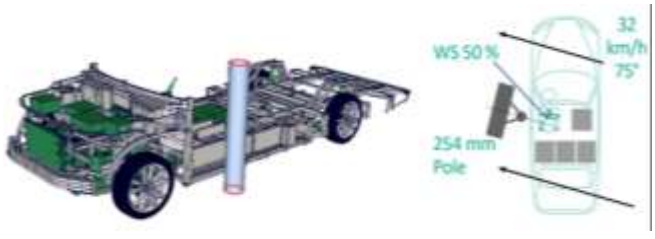


Figure 17. Crash Scenario with Side Rigid Wall

FMVSS 305 regulation for the side impact condition includes the case of crash with the moving deformable barrier (MDB) at 54 km / h. However, since the vehicle under development is a movable chassis, the A pillar ends at the steering level and there is no B pillar. In this case, "side poll with a rigid pole" conditions were preferred at a speed of 32 km / h, as it would cause a higher level of damage locally and would be more challenging. Between the A and B pillars, there are acceleration-time graphs of the current state of the vehicle and the improvements made by iterations in the axis of the driver's head at an angle of 75 degrees. (Figure 17).

The most challenging crash condition will be the side crash scenario, due to the fact that the batteries are in the center front of the vehicle and its current geometric structure. The structural projection of the left side of the vehicle where the driver zone step is located is given in Figure 18. As can be seen in the projection before and after the crash started, the batteries have a displacement of approximately 135 mm. (Figure 19)

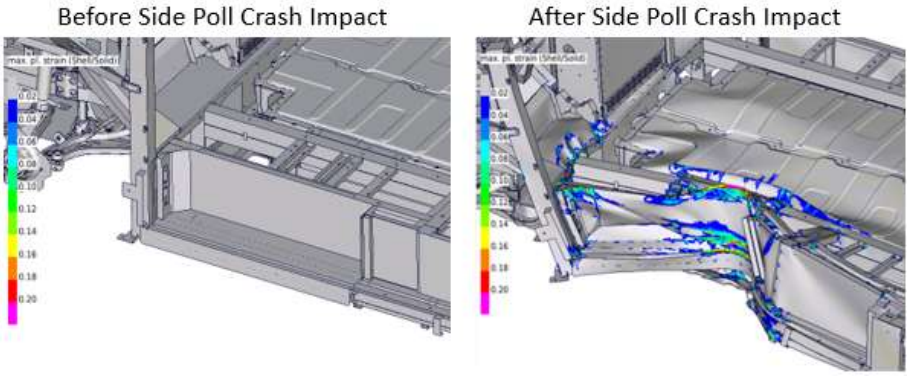


Figure 18. Before/After Side Poll Impact Situation

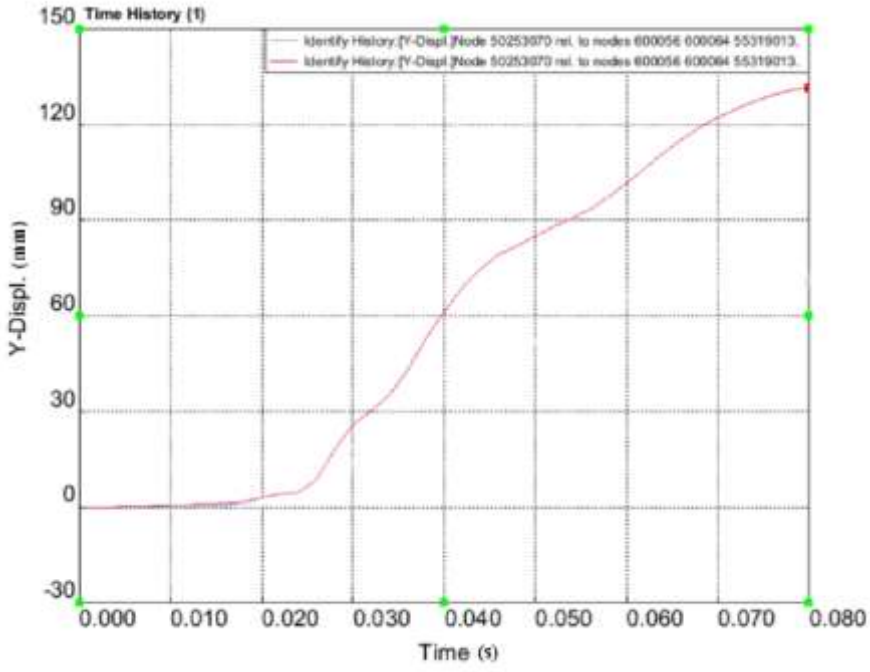


Figure 19. Subjected Deformation on Battery

In this case, the amount of deformation in the batteries also will be high. For this reason, development work should be done in the side impact scenario.

3.2.1 FMVSS-214 Side Impact Simulation Improvements and Results

In this section, the iteration studies carried out in order to reduce the high deformation force values that occur in the side crash scenario of the vehicle are included. It will be necessary to make iterations so that the left side area required for

the protection of the battery located between the middle longitudinal carrier member can absorb the energy at the maximum level.

Bending stress occurs in the middle longitudinal carrier member with the effect of the interference force created by the energy present during the crash in the step region. Driver seat mounting bracket is also located on this middle longitudinal carrier member. Due to this tension, interference occurs between the middle longitudinal member and seat connection body structure and the batteries. (Figure 20)

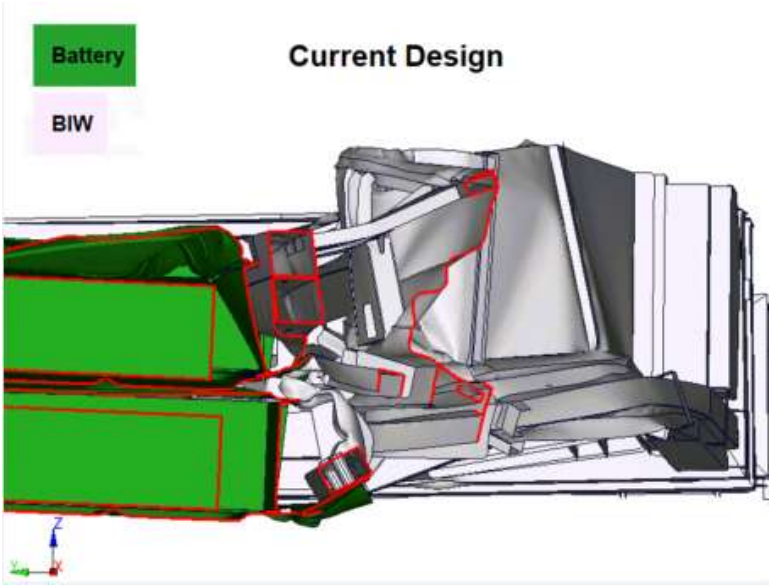


Figure 20. Section view of current design post-collision

In order to prevent the rigid poll used during the intrusion from interfering to the longitudinal members, energy absorbing structures must be created. Additional structures have been added with the increase in thickness and cross-section of the existing body structural elements. (Figure 21)

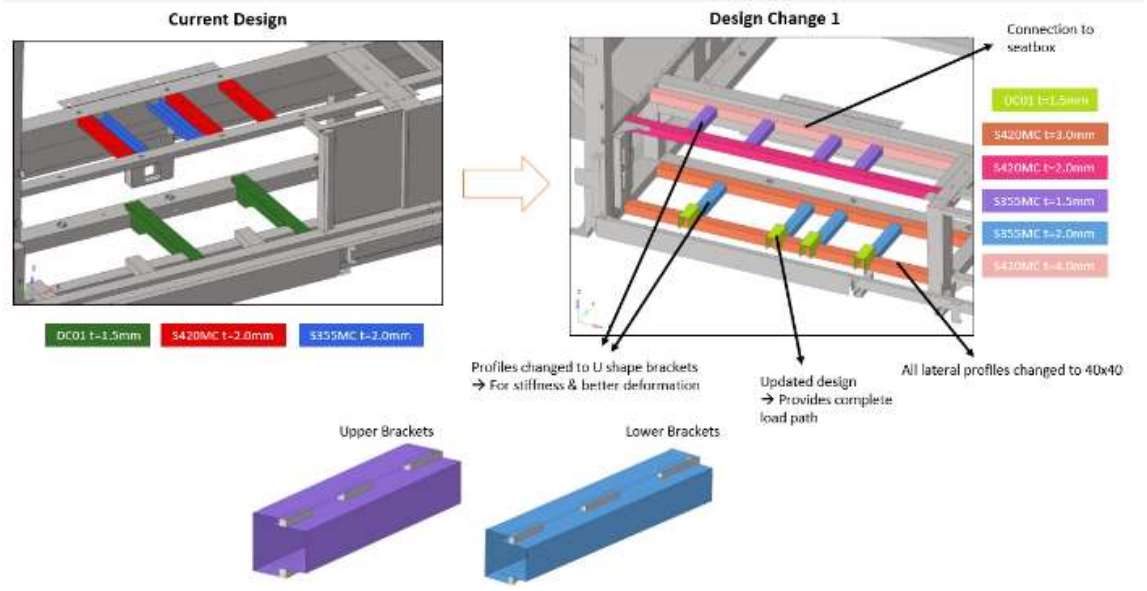


Figure 21. Side impact improvement work-1

The displacement amount of 135 mm in the current vehicle was retreated to approximately 60 mm after the first few iterations. (Figure 22). However, since this amount of displacement is not sufficient, iteration studies should continue.

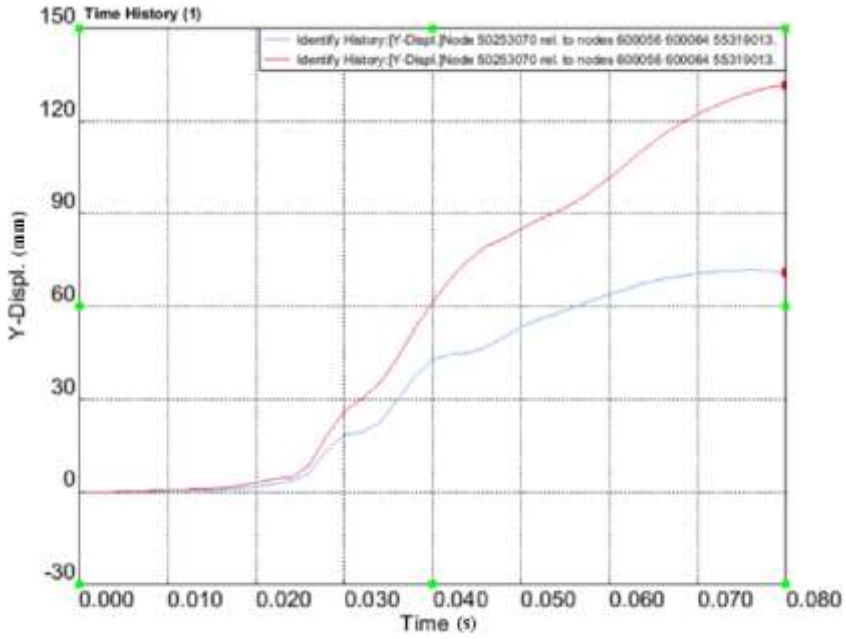


Figure 22. Deformation Ratio of Battery

In order to reduce the amount of displacement on the middle longitudinal carrier member, new development of structures have been defined between the lower and upper main rails. (Figure 23).

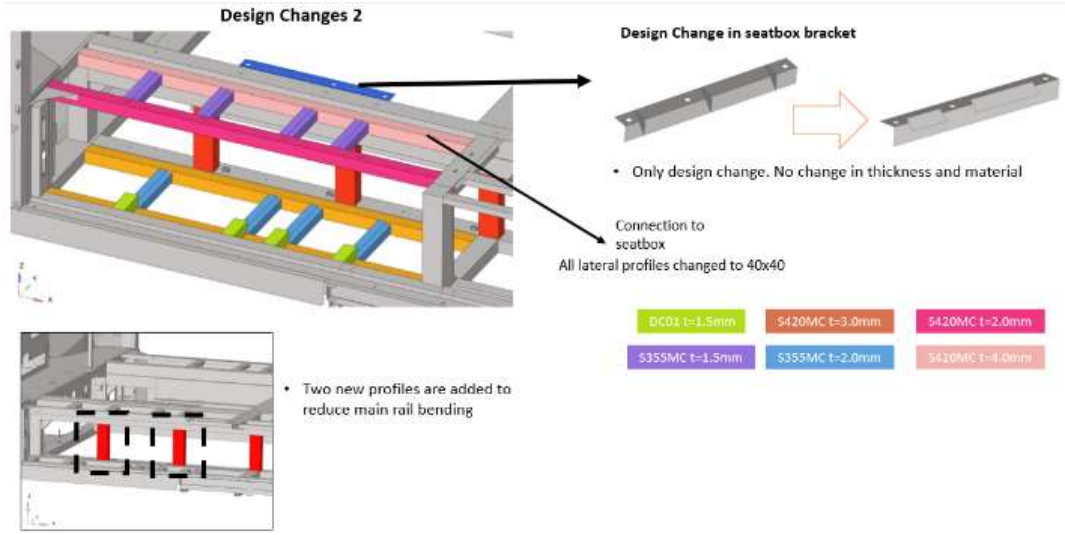
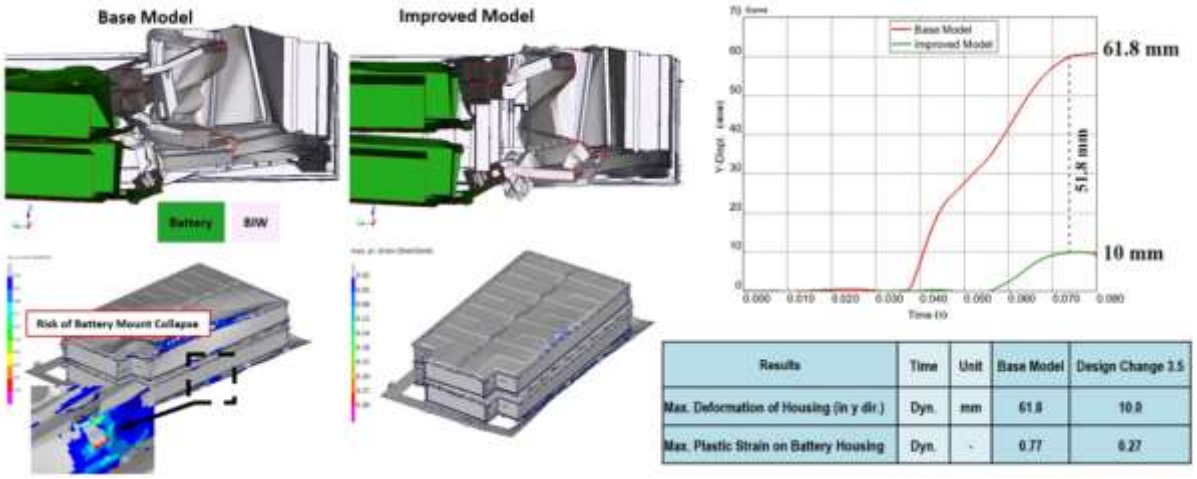


Figure 23. Side impact improvement work-2

By this way, two important structures are connected with each other and they work together during the intrusion. In particular, it is aimed to reduce the bending stress on the upper longitudinal carrier member. As a result of the latest improvement work, the amount of displacement has been reduced from about 60 mm to 10 mm. (Figure 24).



Results	Time	Unit	Base Model	Design Change 3.5
Max. Deformation of Housing (in y dir.)	Dyn.	mm	61.8	10.0
Max. Plastic Strain on Battery Housing	Dyn.	-	0.77	0.27

Figure 24. Final Design and Deformation Ratio

After all of these improvements, there is no interference in the lower battery of the two batteries in the vehicle in the side crash - side poll scenario. In the upper battery, the amount of plastic deformation of 0.77 that occurred with the interference in the current situation was reduced to 0.27 as a result of iterations.

It is thought that FMVSS-214 test conditions can be met with the strain amount of 10 mm formed locally and at the top due to the geometric structure of the top battery. However, the present results were performed on the simulation-CAE without prototype crash test correlation. Therefore, the results show relative improvements in sidebar crash. However, according to FMVSS standards, a final decision such as test pass / fail cannot be made.

4. RESULTS AND RECOMMENDATION

As a result of the results in sections 3.1 and 3.2, the summary situation is as in Table 1. With the implementation of the improvement studies carried out, according to FMVSS-305 regulation, the absence of any intrusion in the batteries and the absence of any deterioration in the battery connections in the frontal crash scenario shows that the simulation results is positive. Within the scope of FMVSS-214 regulation, the amount of intrusion of 10 mm in the upper battery will be appropriate in the side impact scenario. However, the present results were performed on simulation (CAE) without prototype crash test correlation. Therefore, the results show relative improvements in sidebar crash. According to the FMVSS-214 reference in FMVSS-305, the side impact test is expected to be performed with a moving deformable barrier (MDB) at a speed of 54 km / h. For these reasons, the test is considered successful, but a final decision can be made in the real environment by applying MDB.

In order to be 100% sure of the accuracy of the analysis performed in frontal crash and side crash scenarios, crash tests can be performed in at least one vehicle in real environment, and their data can be taken and compared. In addition, since the vehicle is a movable chassis, it will be useful to see the results with a simple analysis over the final study where the iterations are applied after the driver's cabin and cargo area are also designed. As the amount of deformation will increase with the weight increase, an improvement in frontal crash is expected.

Table 1. FMVSS-305 Test Results

Vehicle Status FMVSS-305	**Rating**
Front Crash Simulation	Passed
Side Poll Crash Simulation	Conditional Passed

REFERENCES

[1] Sahraei E., Wierzbicki T., Hill R. and Luo M. (2010), "Crash safety of lithium-ion batteries towards development of a computational model," SAE Technical Paper 2010-01-1078, Detroit, Michigan, USA

[2] Witteman, W. J. (1999). "Improved vehicle crashworthiness design by control of the energy absorption for different collision situations." Technische Universiteit Eindhoven. https://doi.org/10.6100/IR518429

[3] Back, P.E. (2010), "Deformation Behaviour of an Energy Absorber", Luleâ University of Technology

[4] 49CFR, Part 571, FMVSS 305: "Electric-powered vehicles: electrolyte spillage and electrical shock protection", National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), Department of Transportation

[5] 49CFR, Part 571, FMVSS 214: "Side impact protection", National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), Department of Transportation

[6] 49CFR, Part 571, FMVSS 203: "Impact protection for the driver from the steering control system.", National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), Department of Transportation

[7] 49CFR, Part 571, FMVSS 208: "Occupant Crash Protection", National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), Department of Transportation

AUTONOMOUS PARALLEL PARKING PATH PLANNING OF A FOUR-WHEEL STEERED VEHICLE AND RELATED PARAMETERS

Emrecan HATİPOĞLU, Emir KUTLUAY

[1] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., R&D, Bursa, Turkey
[2] Hacettepe University, Department of Mechanical Engineering, Ankara, Turkey
[1] Corresponding Author: Emrecan Hatipoğlu, emrecan.hatipoglu@tofas.com.tr

ABSTRACT

In this paper, a path planning method is described to perform an autonomous parallel parking of a four-wheel steered vehicle. This method is based on kinematic model of the vehicle and geometrical equations. Described method of obtaining the path works by first retrieving the vehicle from its final position. The interval the algorithm can function is found by performing simulations on Matlab with different lateral starting positions. Advantages of the four-wheel steering over front axle steering are proven by simulations and three newly derived equations. The first equation gives the maximum lateral position of the left front edge of the ego vehicle. The second equation is used to calculate the maximum approach of right front edge of the ego vehicle to parked vehicle. The last equation shows the longitudinal difference between the rear bumpers of parked vehicle and ego vehicle at the start of the reversing maneuvers. With the help of these equations, feasibility of the maneuver can be evaluated by considering kinematics of the vehicle and environmental telemetry. Since required longitudinal position at the start of reversing maneuvers is calculated according to lateral position, unnecessary longitudinal maneuvers can be avoided.

Keywords: Autonomous parallel parking, four-wheel steered vehicles, path planning, driver assistance systems

1. INTRODUCTION

Parallel parking is a difficult task for drivers as described in literature (Gupta continued, 2010). Especially in Europe, double side parking on road can be widely seen due to number of cars and narrow streets, as can be seen Fig. 2. Drivers have to be careful about the left side approach of their vehicles. Autonomous maneuvers in similar environments are investigated in TrustVehicle which is a H2020 Project. For instance, narrow street passage maneuver in a double-sided parked road is mentioned in literature (Hatipoğlu continued, 2020) with the scope of TrustVehicle Project.

One of the early works in the literature, (Reeds and Shepp, 1990) mentioned that optimal paths for a vehicle that can go forwards and backwards can be constituted with circles of minimal radius.

A path planning study related to parallel parking is described in literature (Gupta continued, 2010). The path is based on a straight line and two circular arcs. Ackerman model is used to model the motion of the vehicle due to low speed of the maneuver. Parking space is long enough to park in one trial. Front wheel steered vehicles are considered.

Another path planning study for parallel parking is proposed by (Choi continued, 2011). Parking path is obtained by first retrieving the vehicle from the final position. Described method is based on connecting two circular arcs. Minimum parking space length is calculated geometrically. Ackerman steering model is used for front wheel steered vehicles. Longitudinal starting positions of the maneuver according to lateral positions are given as a figure. The method can work independent of lateral position on condition that the vehicle is parallel to the parked cars within limits.

Design of an electric vehicle with rear wheel steering is mentioned by (Krčmář continued, 2019). An experimented vehicle is manufactured. Ackerman steering geometry is used. Maximum steering angle of rear wheel is stated as 5 degrees. A sinus function is used to calculate optimum steering of rear wheels. Maximum steering angle with respect to velocity is shown with a graph. Architecture of the vehicle is mentioned as a block diagram.

A four-wheel independent-steering and four-wheel driving vehicle with an autonomous and manual driving system is proposed by (Tzuu continued, 2016). The autonomous driving system have lane following, reverse and parallel parking features. The system is based on fuzzy control and machine vision theory. To verify the feasibility of the vehicle, an indoor experiment is conducted.

A study related to maneuverability of motor vehicles with two steering axis is proposed by (Pilisiewicz and Kaczyński). Parallel and perpendicular parking are analyzed to calculate the optimal steering angles and examine the kinematics.

Vehicle is parked in the middle of parking space in simulations. It is assumed that vehicle moves without slipping. Some values are given to mention four-wheel steered vehicles have better maneuverability in parking scenarios. There are no parametric equations to calculate maximum approach left side, longitudinal position at the start of reversing maneuvers. Also, different maximum steering angle limits of rear wheels are not considered in the referenced study.

In this study, autonomous parallel parking of a four-wheel steering vehicle is described. Advantages of the four-wheel steering in terms of autonomous parallel parking are demonstrated by equations, and Matlab simulations. Environment model is based on a common parking scenario where vehicles are parked either two side of street. For various maximum steering angle limits of rear wheels, advantages of four-wheel steered vehicle are presented and compared to front wheel steered vehicle under various kinematic constraints. New parametric formulas are derived to calculate these constraints and to show related parameters.

2. KINEMATICS AND PATH PLANNING

In this work, vehicle motion is modeled kinematically. Proposed path planning method is based on Ackerman steering. Ackerman steering is used due to low speed of the maneuver and Ackerman angle errors are neglected. The path consists of three steps, straight forward, left backward and right backward maneuvers, respectively.

2.1. Vehicle Model

Vehicle is modelled as a rectangular box that bounds the extremities of the vehicle for sake of simplicity. Vehicle is assumed to be a light commercial vehicle and the vehicle model is given in Fig. 1. Each wheel is represented as a line to obtain direction. These directions are used to check that all wheels have correct directions according to Ackerman steering. Parameters are given in Table 1.

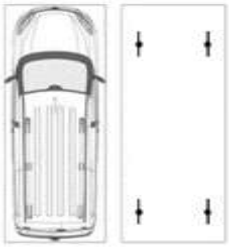


Figure 1. Vehicle model

Table 1. Required parameters & variables

Parameters & Variables	Notation	Value
Wheelbase	l	3105 mm
Front Overhang	l_1	911 mm
Rear Overhang	l_2	740 mm
Part of the wheelbase according to ratio	l_3	Variable
Part of the wheelbase according to ratio	l_4	Variable
Trackwidth	d	1530 mm
Width of the vehicle (side mirrors included)	d_0	2180 mm
Distance between side mirror and center of the wheel	d_{star}	325 mm
Steering angle (representative, in degrees)	δ	[-35° 35°]
Safety distance	fos	$(l + l_1 + l_2)/10$
Lateral distance between the ego vehicle and the stationary vehicle	$lateral$	Variable
Instantaneous center of rotation	ICR	Variable
Turning radius	R	Variable
Center coordinates of right backward maneuver circle	(X_{RRM},Y_{RRM})	Variable
Ratio between inner front and inner rear wheel steering angle	$ratio$	Variable
Left rear edge coordinate of the	(X_3,Y_3)	Constant

parked vehicle which is placed in front of the parking space		
Length of the parking space	$length_{parking\ space}$	Constant
Change in orientation angle of the vehicle during reversing maneuvers	$orientation_{angle}$	Variable

2.2. Four Wheel Ackerman Steering

Maximum value of the inner front wheel steering angle is assumed to be 35 degrees to consider the mechanical limitations of the vehicle. Inner rear wheel steering angle changes proportionally with inner front wheel steering angle as mentioned with Eq.1. Ratio between inner front and inner rear wheel steering angle are selected to be 3.5, 5 and 7, respectively. X-axis represents the lateral distance and Y-axis represents the longitudinal distance. Equations of required parameters are given in Eq 2-6.

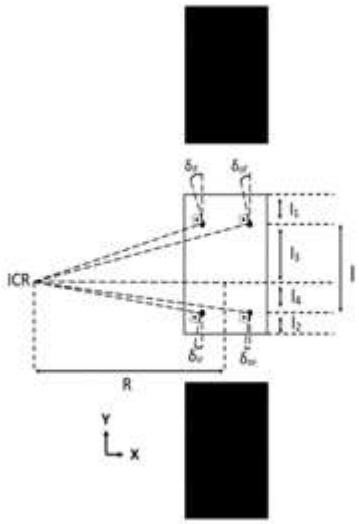


Figure 2. Ackerman steering

$$\delta_{ir} = \frac{\delta_{if}}{ratio} \tag{1}$$

$$R = \frac{l}{tan(\delta_{if}) + tan(\delta_{ir})} + \frac{d}{2} \tag{2}$$

$$l_3 = tan(\delta_{if}) * (R - \frac{d}{2}) \tag{3}$$

$$l_4 = l - l_3 \tag{4}$$

After calculating l3 and l4, steering angle of outer wheels can be calculated as follows.

$$\delta_{of} = \tan^{-1}(\frac{l_3}{\left(R + \frac{d}{2}\right)}) \tag{5}$$

$$\delta_{or} = \tan^{-1}(\frac{l_4}{\left(R + \frac{d}{2}\right)}) \tag{6}$$

2.3. Path Planning

Environment model consists of an ego vehicle, five stationary vehicles, a parking space and two road borders to simulate an environment that is given in Fig.3. All of the stationary cars are perfectly parallel to the road borders and aligned among themselves. Dimensions of the stationary vehicles and the ego vehicle are assumed to be the same. Parking space length is 1.6 times length of the ego vehicle. Ego vehicle starts the maneuver in parallel to stationary cars. Environment model is given in Fig.4.



Figure 3. Real world environment

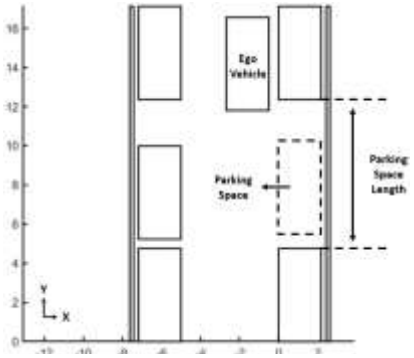


Figure 4. Simulation environment

Each wheel follows a trajectory which consists of a straight line and two circular arcs as described by (Gupta continued, 2010). The vehicle starts the reverse maneuver at perfect longitudinal position. Steering angles of the wheels change only when the vehicle velocity is equal to zero to be able to use Ackerman steering equations. Circles are generated according to turning radius (R) and vehicle geometry. These circles are given in Fig. 5.

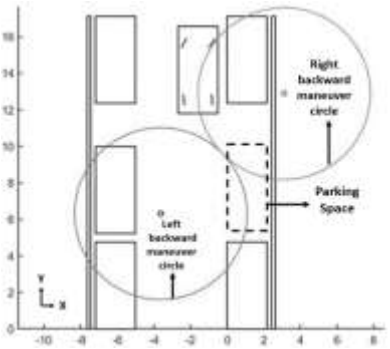


Figure 5. Maneuver circles

The proposed algorithm aims to calculate the parking path by connecting the final and initial position of the vehicle by using a straight line and two circulars arcs. In other words, the algorithm at first retrieves the vehicle from the parking space and uses the same path for parking as mentioned by (Choi continued, 2011). Vehicle positions at different stages of the maneuver are shown in Fig. 6.

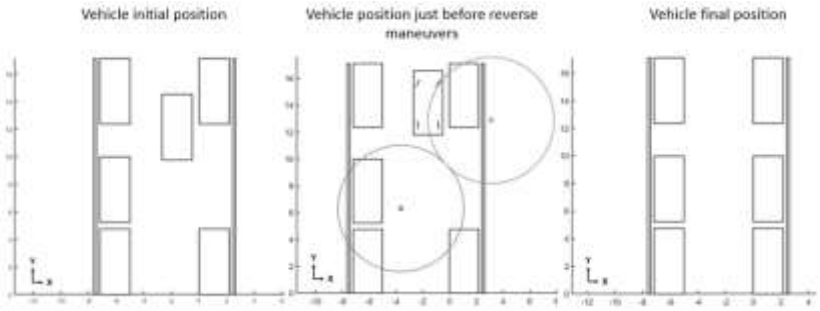


Figure 6. Positions of the ego vehicle

At first, left backward maneuver circle must be obtained since the circle's center coordinates are functions of parking space coordinates and vehicle kinematics. Related equations are given as Eq.7 and Eq. 8.

$$X_{LRM} = X_3 + d_{star} - \left(R - \frac{d}{2}\right) \tag{7}$$

$$Y_{LRM} = Y_3 + fos + l_2 + l_4 \tag{8}$$

Then, right backward maneuver circle is generated according to initial lateral position of the ego vehicle, left backward maneuver circle center and vehicle kinematics. Related equations are given as Eq.9 and Eq. 10.

$$X_{RRM} = X_3 - d_0 + d_{star} + \left(R + \frac{d}{2}\right) - lateral \tag{9}$$

$$Y_{RRM} = Y_{ICC} + \sqrt{(4 * R^2 - (X_{RRM} - X_{LRM})^2)} \tag{10}$$

Orientation angle change of the vehicle can be calculated by using circles' centers. Related equation is given as Eq. 11.

$$orientation_{angle} = \tan^{-1}\left(\frac{Y_{LRM} - Y_{LRM}}{X_{LRM} - X_{LRM}}\right) \tag{11}$$

3. SCENARIO AND SIMULATIONS

The ego vehicle is in parallel to the stationary cars at the start of the maneuver. Then, it goes straight forward until reaches to a coordinate which is a function of lateral distance and vehicle kinematics. After that, the vehicle stops and sets the steering angle and performs backward maneuver until the orientation angle reaches the pre-calculated value. Then, the vehicle stops and sets the steering angle to perform left backward maneuver. At the end of these maneuvers, the vehicle is placed perfectly in parallel to the road border. Parking maneuvers with three different ratios are proposed in Fig.7, Fig.8 and Fig.9. Parking maneuvers of front-wheel steered vehicle are given in Fig.10.

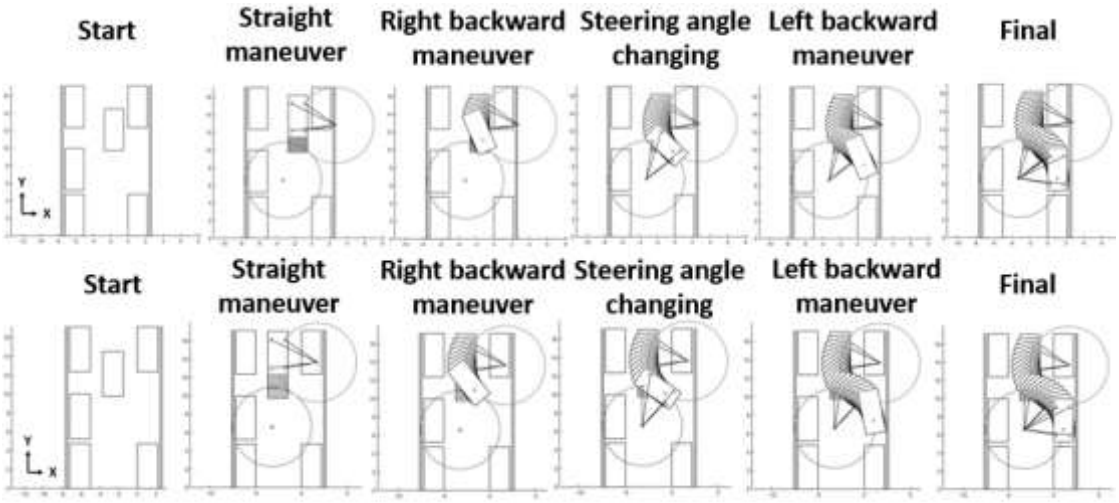


Figure 7. Parking maneuvers with lateral distances 0.5 meters & 1.5 meters; the ratio is 3.5 (Cases 1-2)

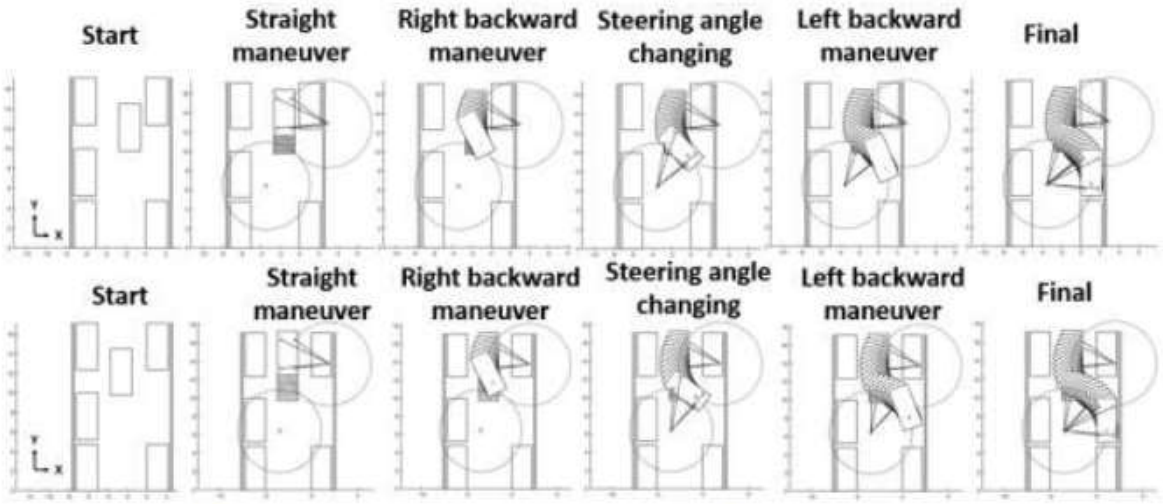


Figure 8. Parking maneuvers with lateral distances 0.5 meters & 1.5 meters, ratio is 5 (Cases 3-4)

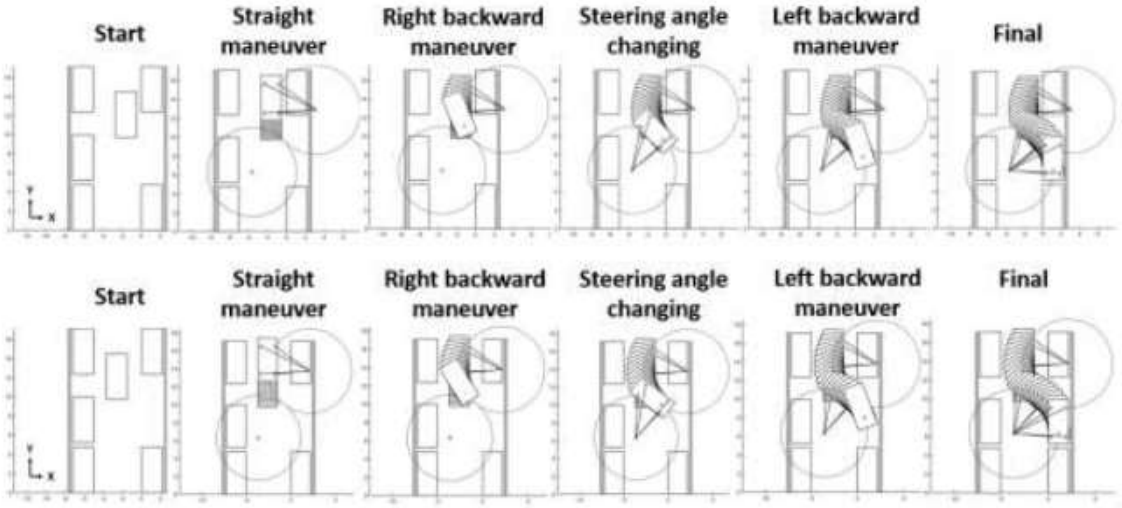


Figure 9. Parking maneuvers with lateral distances 0.5 meters & 1.5 meters, the ratio is 7 (Case 5-6)

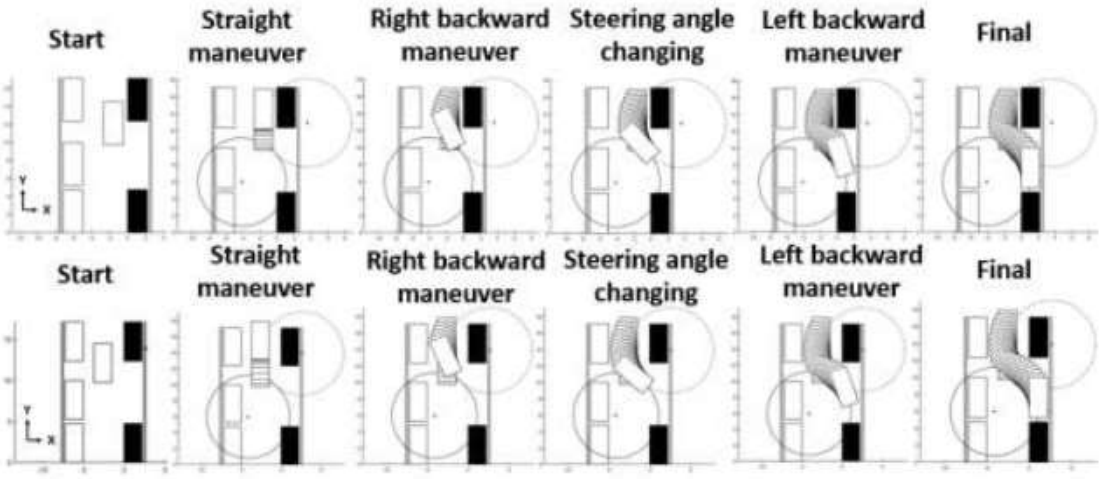


Figure 10. Parking maneuvers with lateral distances are 0.5 meters & 1.5 meters, front-wheel steered vehicle (Cases 7-8)

4. NEWLY DERIVED EQUATIONS

Longitudinal distance difference, maximum approach to left side and maximum approach to right side are presented with parametric equations in this section.

4.1. Longitudinal Distance Difference (LDD)

A new formula is derived to show related parameters of the distance between rear bumper of the ego vehicle and rear bumper of the parked vehicle that is in front of the parking space at the end of straight forward maneuver. This distance is also represented as ΔX in Choi and Boussard (2011) in a figure. The formula is given as Eq. 12.

$$LDD = fos + \sqrt{\left(4 * \left(\frac{1}{\tan(\delta_{if})+\tan(\delta_{ir})} + \frac{d}{2}\right) * (d_0 + lateral) - (d_0 + lateral)^2\right)} - length_{parking\ space} \quad (12)$$

As can be seen from Eq. 12, the distance is a function of steering angle, ratio between inner front and inner rear wheel steering angle, lateral, width of the ego vehicle, length of the parking space and fos.

4.2. Maximum Approach to Left Side

When parking in a narrow street, maximum approach to left side is an important indicator to evaluate feasibility of the parking maneuver. Within this scope, a formula is derived to mention related parameters. The formula is given Eq. 13.

$$left_{max} = X_3 - lateral - d_0 + d_{star} + \frac{d}{2} + R - \sqrt{(R + \frac{d_0}{2})\text{^}2 + (l_1 + l_3)^2} \quad (13)$$

This formula shows that maximum approach to left side is functions of steering angle, ratio between inner front and inner rear wheel steering angle, lateral distance, vehicle dimensions and environmental telemetry.

The formula comes from the circle which shows the trajectory of left front edge of the ego vehicle. Related geometry is given as Fig. 11.

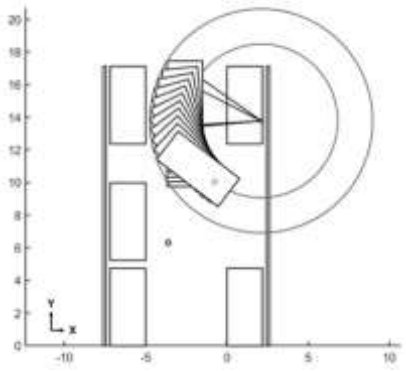


Figure 11. Trajectory circle of the left front edge

4.3. Maximum Approach to Right Side

During the left backward maneuver, right front edge of the ego vehicle approaches to left rear edge of the parked vehicle that is placed in front of the parking space. The derived formula shows the longitudinal difference of the right front edge of the ego vehicle when these edges are on the same lateral position. Related formula is given as Eq. 14.

$$right_{max} = length_{parking\ space} - (fos + l_2 + l_4 + \sqrt{\left(R + \frac{d_0}{2}\right)^2 + (l_1 + l_3)^2 - \left(R - \frac{d}{2} - d_{star}\right)^2})) \quad (14)$$

These formula shows that, this distance is effected by steering angle, ratio between inner front and inner rear wheel steering angle, dimensions of the ego vehicle, safety distance and environmental telemetry.

The formula is based on the circle which shows the trajectory of right front edge of the ego vehicle. Related geometry is given in Fig. 12.

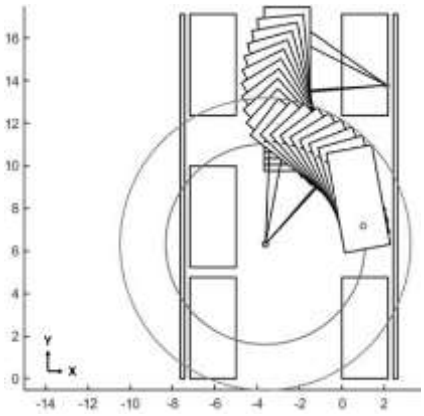


Figure 12. Trajectory circle of the right front edge

Table 2. Cases and results

Case	Steering Angle (in degrees)	Ratio	Lateral (in meters)	$right_{max}$ (in meters)	$left_{max}$ (Coordinate)	LDD (in meters)
1	35	3.5	0.5	0.2665	-3.6570	-0.8896
2	35	3.5	1.5	0.2665	-4.6570	-0.0727
3	35	5	0.5	0.2380	-3.7076	-0.6948
4	35	5	1.5	0.2380	-4.7076	0.1636
5	35	7	0.5	0.2182	-3.7447	-0.5556
6	35	7	1.5	0.2182	-4.7447	0.3321
7	35	-	0.5	0.1652	-3.8528	-0.1658
8	35	-	1.5	0.1652	-4.8528	0.8028

As can be seen from the Table 2, four-wheel steered vehicle approach less to stationary car during the left backward maneuver. As the ratio decreases, the difference between them increases. Only front wheel steered vehicle performs the maneuver with the biggest approach. In brief, four-wheel steered vehicle has a clear advantage compared to front wheel steered vehicle in terms of approach.

Table 3. Left side approach

Case	Initial Left Front Edge Coordinate	$left_{max}$ (Coordinate)	Difference (in meters)
1	-2.68	-3.6570	0.977
2	-3.68	-4.6570	0.977
3	-2.68	-3.7076	1.0276
4	-3.68	-4.7076	1.0276
5	-2.68	-3.7447	1.0647
6	-3.68	-4.7447	1.0647
7	-2.68	-3.8528	1.1728
8	-3.68	-4.8528	1.1728

As the ratio between inner front and inner rear wheel steering angle decreases means that the inner rear wheel turns more. As can be seen from the Table 3, as the ratio decreases, the difference is increases. Also, this table shows that front wheel steered vehicle has the biggest difference means that these types of vehicles need to wider streets to perform a collision free parallel parking maneuver.

5. CONCLUSION

An autonomous parallel parking algorithm that depends on only geometric equations of four wheel steered vehicles is described in this paper. This algorithm is independent of the lateral position of the ego vehicle within limits on condition that the ego vehicle is in parallel to parked vehicles. Parameters that effect longitudinal position at the start of reversing maneuvers, $left_{max}$ and $right_{max}$ are mentioned with derived equations . In brief, these parameters belong to dimensions and kinematics of the vehicle and measured environmental telemetry. As the ratio decreases, the maximum approach to left side decreases means that the vehicle can park narrower streets. In addition, vehicle can start the reverse

maneuvers with less longitudinal displacement. Also, the approach between edges during left backward maneuver decrases. Since equations are parametric, these distance s can be calculated for various vehicles that have different steering angles, ratios between inner front and inner rear wheel steering angle and initial lateral positions under existing assumptions. The ego vehicle steers at zero velocity means that maximum lateral displacement are taken with minimum longitudinal displacement so results of these calculations can be used for obtaining membership functions limits of fuzzy controllers. As a future work, multiple maneuver parallel parking of a four wheel steered vehicle can be investigated.

ACKNOWLEDGEMENTS

We would like to thank Mert Assoy and Kemal Rodoplu for their support.

REFERENCES

[1] Choi, S., Boussard, C. and d'Andréa-Novel, B. (2011), "Easy path planning and robust control for automatic parallel parking " Proceedings of the 18th World Congress The International Federation of Automatic Control, Milano, Italy, August

[2] Gupta, A., Divekar, R. and Agrawal, M. (2010), "Autonomous parallel parking system for Ackerman steering four wheelers", 2010 IEEE International Conference on Computational Intelligence and Computing Research, Coimbatore, India, December

[3] Hatipoğlu, E., Rodoplu K., Assoy M., Kutluay E. (2020), " Geometrical path planning approach for narrow street passing maneuver and relevant parameters ", Proceedings of the 3. International Conference on Materials Science, Mechanical and Automotive Engineerings and Technology (IMSMATEC'20), Nevşehir, Turkey, June 24-26

[4] PILISIEWICZ, J., KACZYŃSKI, R. (2017) "Geometric analysis of maneuverability performance for vehicles with two steering axles", TRANSPORT PROBLEMS, 12, 2, pp.43-52.

[5] Reeds, J.A., Sheep, L.A., (1990) "Optimal Paths for a Car that Both Goes Forwards and Backwards", Pacific Journal of Mathematics, 145, 2, pp.367-373.

[6] T. -H. S. Li, M. -H. Lee, C. -W. Lin, G. -H. Liou and W. -C. Chen, "Design of Autonomous and Manual Driving System for 4WIS4WID Vehicle," in IEEE Access, vol. 4, pp. 2256-2271, 2016

LOOSENING BEHAVIOUR OF CONICAL WASHER USAGE IN BOLTED JOINTS UNDER VIBRATION

Birtan Güler [1], Sezgin Yurtdaş [2], Sarper Doğan [2]

[1] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., Bursa, Turkey
[2] Norm Cıvata San. ve Tic. A.Ş., A.O.S.B., İzmir, Turkey
Corresponding Author: Birtan Güler, birtan.guler@tofas.com.tr

ABSTRACT

Bolted joints are widely used joining type in the automotive industry. It is common to use conical (belleville) washers to prevent the self-loosening phenomenon that can occur in time for bolted joints. Despite the extensive use of conical washers, there is no study regarding their loosening resistance under vibration conditions depending on some joint parameter changes. In this study, loosening behavior under transversal vibration of the conical washer usage in bolted joints investigated experimentally according to clamping length and clamping force.

Within the scope of the loosening tests, to observe clamp length effect, tests were performed with two levels which are 25 mm and 75 mm. In order to examine the effect of clamp force, which is great importance in terms of loosening, the tests were conducted to correspond to 50% and 75% of the "proof load" value according to the ISO 898-1 standard. M8x1.25x8.8 quality bolts were used during the tests.

Testing set was created as 2^3 full factorials with 6 replicates in the Minitab program and the effect of each parameter was examined with regression curves. The findings show that the clamping length and clamping force directly affect the performance of the conical washer.

Keywords: Fastener, conical washer, clamping length, loosening, regression

ÖZET

Cıvatalı bağlantılar otomotiv sanayinde sıklıkla kullanılan bir birleştirme çeşitidir. Bağlantılarda zamanla oluşabilen gevşeme fenomenini önlemek için konik(belleville) rondela kullanımı yaygındır. Konik cıvataların yaygın kullanımına ragmen, titreşim altında göstermiş oldukları gevşeme dirençlerinin parametrelere bağlı olarak değişimini içeren bir çalışma bulunmamaktadır. Bu çalışma ile cıvatalı bağlantılarda konik rondela kullanımının, yatay titreşim altında gösterdiği gevşeme davranışları bağlantı kilitleme boyu ve kilitleme yüküne bağlı olarak deneysel olarak incelenmiştir.

Gevşeme testleri kapsamında kilitleme boyunun etkisini görebilmek adına testler 25 ve 75 mm kilitleme boyu değerlerinde gerçekleştirilir iken, gevşeme açısından büyük öneme sahip kilitleme yükünün etkisinin de incelenebilmesi adına testler ISO 898-1 standardında mevcut olan “proof load” değerlerinin %50 ve %75’ ine tekabül edecek şekilde seçilmiştir. Testler esnasında M8x1.25x8.8 kalite cıvatalar kullanılmıştır.

Deney seti, 2^3 tam faktöriyel 6 tekrarlı olarak oluşturulmuş, test sonuçları Minitab programında analiz edilerek, regresyon eğrileri ile her bir parametrenin etkisi incelenmiştir Elde edilen bulgular kilitleme boyunun ve kilitleme yükünün konik rondelanın performansına doğrudan etki ettiğini göstermektedir.

Anahtar kelimeler: Bağlantı elemanı, konik rondela, kilitleme boyu, gevşeme, regresyon

1. INTRODUCTION

Bolted joints are commonly used one of the joining methods in the automotive industry. The reason of that joints which are created with bolts and nuts, are relatively low cost compared to their durable, ductile benefits with respect to other joining methods, and at the same time, maintenance costs are low because they can be easily assembled and

disassembled. Bolted joints are exposed to high external loads such as fatigue or misuse loads which that can be triggered to the self-loosening phenomenon. To prevent this self-loosening phenomenon, bolts must be fastened required clamp load considering external loads and other boundary conditions. According to DIN 25201-2 standard, clamping length – bolt diameter ratio shall be 3..5 are recommended to provide more flexibility to the joint. In the literature, there are some experimental studies about clamping length – bolt diameter ratio. By determining the clamping length - bolt diameter ratio as 1 to 4, the resistance of the joints against sliding was investigated by applying a fixed shear force in the transversal direction under 2 different torques and clamping lengths. It was observed that the clamping length - bolt diameter ratio and clamping length did not have a significant effect on loosening. (Denkert continued, 2019)

Junker (1969), showed that transversal loads acting on bolted joints play a more critical role in self-loosening than axial loads which performed in Junker vibration test device. (Sanclemente and Hess, 2007) conducted a study to examine the loosening mechanism parametrically and the effects of clamp load and pitch on loosening resistance. The study shows that clamp load and pitch has a direct impact on loosening behaviors of fasteners. In another study, Nishimura et. al. (2007) directly focused on loosening prediction. Findings revealed that loosening was caused by the formation of micro slips in the thread area due to the lateral force. (Dravid continued, 2014) investigated that the vibration behavior of the usage of plain and spring washers under 3 different torque values in the experimental setup which they created themselves. As a result of experimental tests, it has been shown that the spring washer behaves worse performance than the plain washer, and the resistance of the joint to loosening increases when the applied torque increases. (Yokohama continued, 2008) created a virtual M10 dimensioned 3D joint model and performed virtual tests on the model to show conical washer effect on loosening. The clamping force adjusted as 10 kN and 20 kN for both 3D models and were subjected to vibration with transversal load and the loosening angle of the nut and the preload loss on the bolt were investigated. These two levels of clamping load application simulate the situation in which the washer is fully flattened and not. The conical washer used model under 10 kN clamping force behaves worse condition than without washer usage. It has been found that the use of conical washers under 20 kN clamping load has no advantage over usage of non-washer. (Izumi continued, 2009) showed that the loosening performance of the usage of double nuts and spring washers in bolted joints under vibration was examined on the 3D virtual analysis model, and it was revealed that the application of double nuts is an effective method of preventing vibration, but the spring washer does not have a positive effect on preventing vibration. (Bhattacharya continued, 2008) compared the vibration resistance of various locking fasteners. It was also used 4 different types of washers in these tests. These were plain washers, spring washers, bottom and top knurled washers. The vibration resistance of chemically locked solutions is better than all types of washers, the nylok nut comes after chemical locking fasteners.

2. MATERIAL AND METHOD

2.1. Test Sample Dimensions

Within the scope of the experimental tests carried out, M8x1.25x80 size 8.8 quality bolts according to ISO 15071 standard and M8x1.25 8 quality to comply with DIN 934 standard nuts were used in. The drawing of the bolts and nuts used during the tests is given in Figure 1. The drawing of the conical washers which is the main scope of the study, to comply with DIN 6796 is given in Figure 2. All bolts, nuts and washers used within the scope of the tests are coated with Delta Protect KL100 VH301 GZ coating and the friction coefficient range determined between 0.10-0.16.

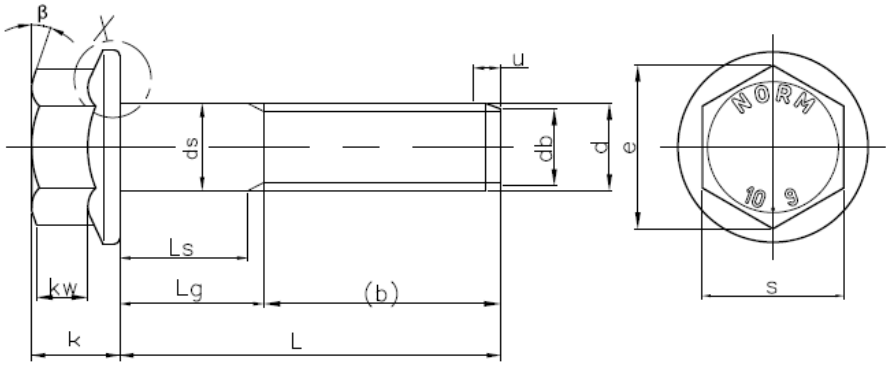


Figure 1. Drawings of ISO 15071 bolt used in the junker vibration tests.

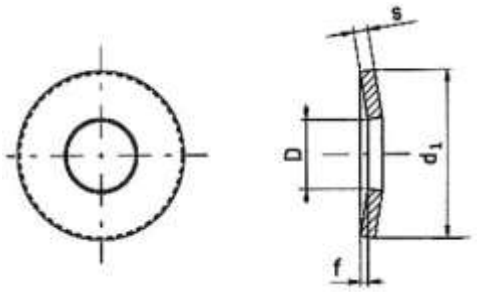


Figure 2. Drawings of the conical washer used in vibration tests

According to the DIN 6796 standard, the dimensions of the conical washer is shown in Table 1.

Table 1. Showing DIN 6796 Dimensions for Conical Washer

Size	D	s	d1	f
M8	8.4	1.5	22	0.65

2.2. Experimental Set-Up

The experiment set was prepared in order to observe the effect of the conical washer performance on clamping length and clamping force parameters which are given in Table 1. 8 different experimental sets were determined with 6 replicates. A total of 48 Junker vibration tests were carried out. The tests were conducted in the Junker test device under 0.9 mm horizontal displacement, which is shown schematically in Figure 3. Each fastener was used only once, so tests were carried out directly in the range of the friction coefficient value of the coating.

Table 2. 2^3 Full factorial experiment set-up

Experimental Setting	Clamping Force Level	Clamping Length (mm)	Conical Washer Usage
Set1	Proof load*0,75: 16 kN	75	No
Set2	Proof load*0,75: 16 kN	75	Yes
Set3	Proof load*0,75: 16 kN	25	No
Set4	Proof load*0,75: 16 kN	25	Yes
Set5	Proof load*0,50: 11 kN	75	No
Set6	Proof load*0,50: 11 kN	75	Yes
Set7	Proof load*0,50: 11 kN	25	No
Set8	Proof load*0,50: 11 kN	25	Yes

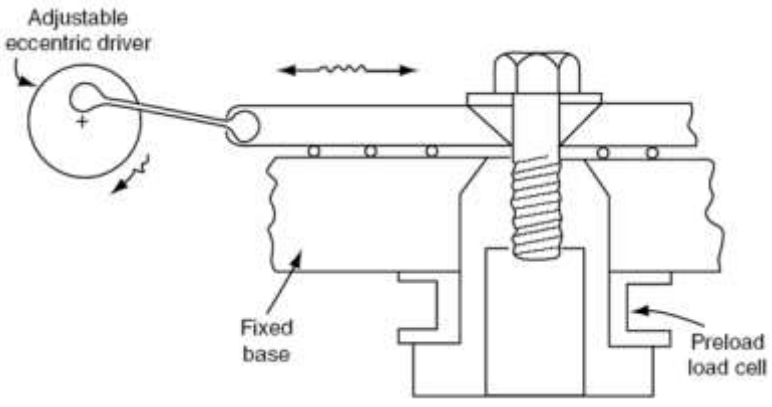
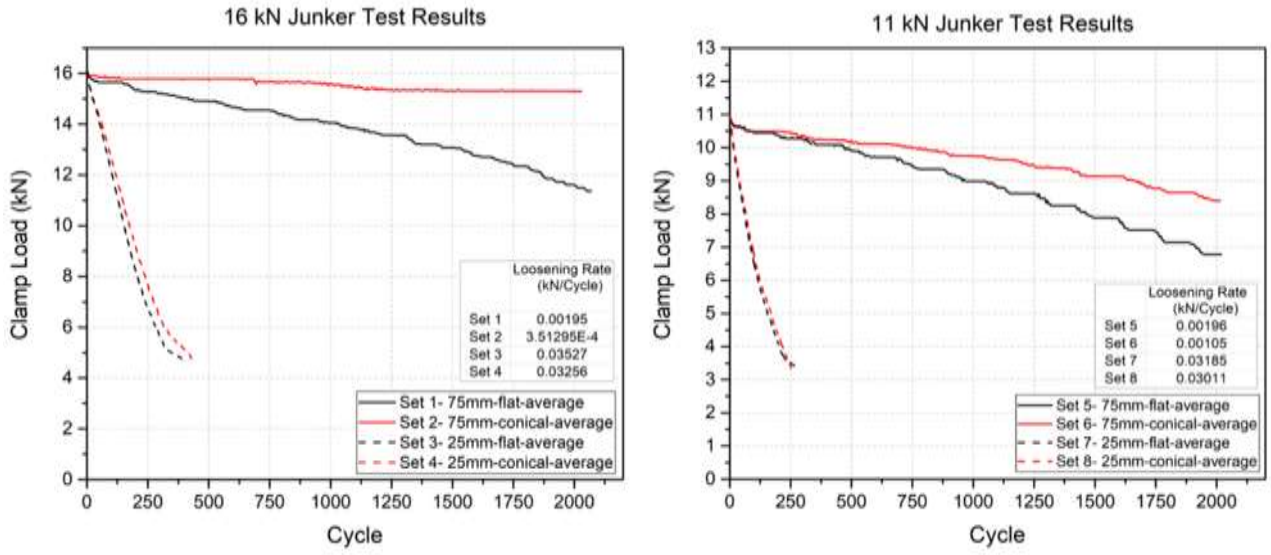


Figure 3. The Junker vibration test device (Bickford, 2008)

3. EXPERIMENTAL TEST RESULTS

Experimental studies were performed with reference to the DIN 65151 standard created by Junker's work. As a result of the Junker tests, clamping force – cycle graphics were created with the average values of 6 experiments performed for

each set of experiments. Clamping force – cycle graphics which obtained as a result of the experiments are given in Figure 4. The loosening rates were found from the clamp load - cycle graphics by the linear curve fitting method. Clamping length is one of the most important factors affecting bolted joint loosening. According to the findings obtained, as a result of the vibration tests performed with a clamping length of 75 mm, the loosening behavior of the joint was found to be more resistant as expected compared to the tests performed with a clamping length of 25 mm. Within the tests which performed at 75 mm clamping length, similar results were obtained for both clamping force values. Accordingly, the effect of the conical washer was clearly seen in the tests with a clamping length of 75 mm. Similarly, in the tests performed with bolts with a clamping length of 25 mm, it was observed that the conical washer had no positive effect with both clamping force levels.



(a) (b)

Figure 4. Junker vibration test results of 16 kN (a) and 11 kN (b).

4. REGRESSION ANALYSIS

A full factorial DOE was created using the Minitab program in order to examine the suitability of the loosening rate data obtained from the vibration tests and the effects of the parameters on the output relaxation rate were compared with regression analysis. The data used in the regression analysis includes 48 loosening rate values obtained as a result of physical tests and the average values are shared in Table 3.

Table 3. DOE experimental set

Experimental Setting	Clamping Force Level(N)	Clamping Lenght(mm)	Conical Washer Usage	Loosening Rate Average (kN/cycle)
Set1	16000	75	No	0,00195
Set2	16000	75	Yes	0,000351
Set3	16000	25	No	0,03527
Set4	16000	25	Yes	0,03256
Set5	11000	75	No	0,00196
Set6	11000	75	Yes	0,00105
Set7	11000	25	No	0,03185
Set8	11000	25	Yes	0,03011

The aim of the regression analysis is to create a multivariate equation that will express the loosening rate, which is the output, for the input parameters which are determined as the clamping length, clamping force and the usage of conical washer in this study. The regression formula resulting from this analysis is shared with Equation 1.

Loosening Rate = 0,04413 - 0,000626 Clamp Length + 0,000012 Clamp Force - 0,000785 Conical Washer Usage (1)

As a result of the regression analysis, the adjusted R-sq value was found to be 96.31%, this value means that the input parameters explain the output parameter at the rate of 96.31%. Adjusted R-squared is more important than R-squared. Meaningless independent variables eliminated and when we add a new variable, if the value increases, it is decided to add that variable to the equation. The model which is established as a result of the analysis is meaningful, there is 1 outlier in number of 48 experiments. Outlier value has no effect on the results, as a result of the analysis of conformity to normal distribution, the P-value value was found less than 0.005.

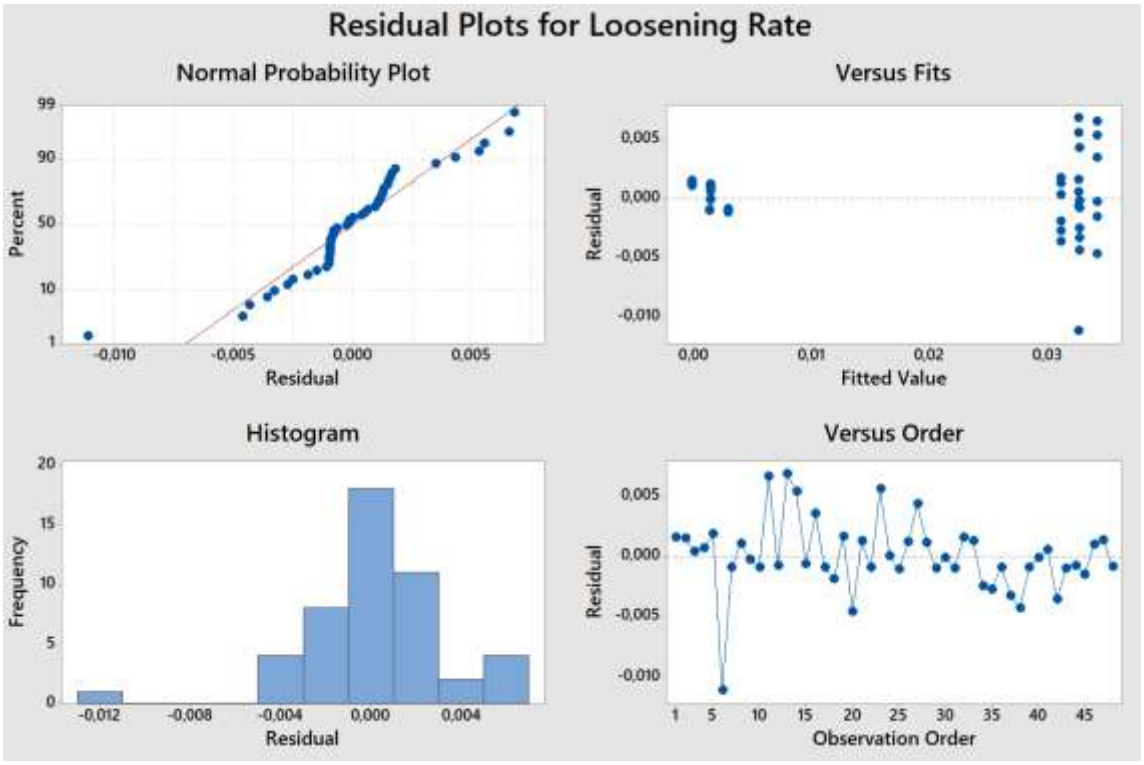


Figure 5. Residual analysis of loosening rate

According to the pareto graphic which is shown in Figure 6, the effect of the clamping length on loosening in the joints is much higher than the clamping force and the usage of a conical washer. Although the effect of clamping load and conical washer is close to each other, its effect on loosening has not been observed exactly due to the dominant effect of clamping length.

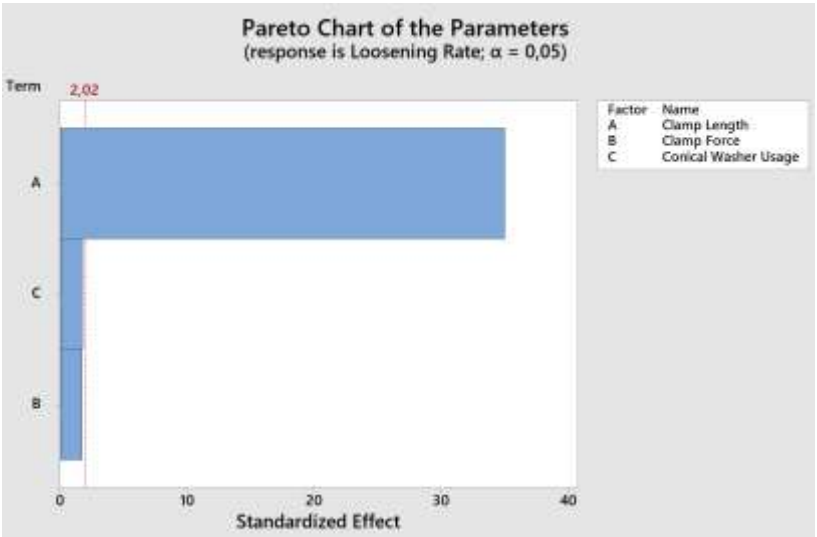


Figure 6. Pareto chart of parameter effects

With the created regression equation, the loosening rate can be calculated with different input parameters, or it can be predicted under which conditions this loosening rate will be seen by targeting the loosening rate. If we explain with an example, when the relaxation rate is taken 0.02 kN / cycle as the target, this value is formed for a clamping length of 47.6993 mm, under 16000 N clamping force and no usage of washers. As shown in Figure 7, the fact that the value of "d" which means desirability, comes out to 1 shows that the estimate is quite valid.

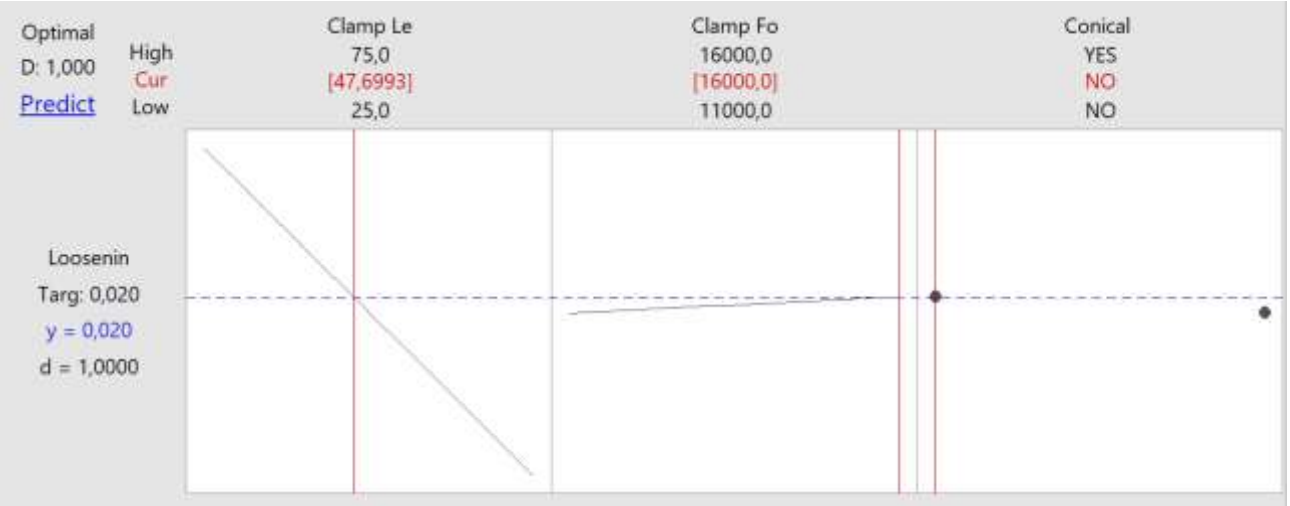


Figure 7. Prediction of 0,02 kN/cycle loosening rate conditions

5. CONCLUSIONS

Based on the vibration test results, conclusions which are listed below can be drawn from the experimental data in this study:

1. Clamping length has a major effect on the loosening of bolted joints. Due to this superiority, the influence of the other parameters which are the conical washer usage and the clamping length can not be fully observed.

2. In low loosening rate conditions, the conical washer positive effect on loosening can be seen more clearly. However, in high loosening rate which is heavily triggered by the shorter clamping length relatively no positive effect has observed in respect to non-usage of the conical washer.

3. More research is required to develop a deeper understanding of the relationships between conical washer effect and bolted joint loosening phenomenon. Experimental tests are needed to be increased with lower transvertial amplitude and clamping length must be taken as a constant.

REFERENCES

[1] Izumi, S., Yokoyama, T., Kimura, M., and Sakai, S., (2009) "Loosening-resistance evaluation of double-nut tightening method and spring washer by three-dimensional finite element analysis", Engineering Failure Analysis 16, pp.1510–1519.

[2] Bickford, J.H., (2008) "An introduction to the design and behavior of bolted joints", 4th edition, Boca Raton: CRC Press.

[3] Bhattacharya A, Sen A, and Das S., (2010) "An investigation on the anti-loosening characteristics of threaded fasteners under vibratory conditions" Journal of Mechanism and Machine Theory 45, pp.1215-1225.

[4] Junker G., (1969) "New criteria for self-Loosening of fasteners under vibration". Transactions of the Society of Automotive Engineers, 78, pp.314-335.

[5] J.A. Sanclemente and D.P. Hess., (2007) "Parametric study of threaded fastener loosening due to cyclic transverse loads." Engineering Failure Analysis, 14, pp. 239-249.

[6] N.Nishimura, T. Hattori, M. Yamashita.,(2007) "Self Loosening Behavior of Metal Thread Joints under Transverse Cyclic Loading." Key Engineering Materials Vols. 340-341, pp 1467-1472.

[7] Dravid, S., Tripathi, K., and Chouksey, M., (2014) "Role of washers in controlling loosening of full threaded bolted joints" Procedia Technology 14, pp.543-552.

[8] Denkert, C., Kalkowsky, F., Flügge, W., (2019) "Experimental studies on the clamp length diameter ratio in highly stressed bolted joints" 24ème Congrès Français de Mécanique.

[9] Yokoyama, T., Oishi, K., Izumi, S., and Sakai, S., (2008) "Evaluation of loosening resistance performance of conical spring washer by three-dimensional finite element analysis" Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering, Vol. 2, No. 1.

KANO METODU İLE OTOMATİK KATLANIR DIŞ DİKİZ AYNASININ MÜŞTERİ ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Uğurcan Malgaz

Tofaş Türk Otomobil Fabrikası A.Ş, Ar-Ge Merkezi, Bursa, Türkiye
İlgili Yazar: Uğurcan Malgaz, ugurcan.malgaz@tofas.com.tr

ÖZET

Otomotiv endüstrisindeki ürün geliştirme süreçlerinde geliştirilen her ürüne sınırsız özellik eklenerek ürün pazara sunulabilir. Fakat ürün üzerindeki özelliklerin müşteri üzerinde oluşturduğu katma değerin tanımlanması gereklidir. Müşterinin kullanımına yönelik gereksiz özellikler yalınlaştırılarak, müşteriye değerli hissettirecek özellikler, kısıtlı kaynaklar ile en gerekli ürünün geliştirme faaliyetleri ile daha karlı olmak ve rekabette farklılaşmak için kullanılabilir. Otomotivde dış dikiz aynaları teknolojik özellikler kazandıkça kompleks bir yapı haline gelmiştir. Temel olarak mekanik ve elektrikli aynalar ve bunlara ek olarak otomatik katlanır aynalar bulunmaktadır. Bu makalede aynalar için otomatik katlanır ayna fonksiyonlarının müşteri üzerindeki etkileri kano metodu ile incelenmiş ve yorumlanmıştır. Otomatik katlanma fonksiyonunun çalışma şekli, katlanma açısı ve katlandığındaki açık kalma mesafeleri müşterilere sorularak müşterilerin üzerindeki değer etkileri belirlenmiştir. Çalışmanın sonucunda otomatik katlanır aynaların araçlarda bulunması kapı kilitleme butonu ile aktif olması müşteriler tarafından heyecan verici özellik olarak belirlenmiş ve ayna araç gövdesine ne kadar çok yaklaşırsa yani ne kadar çok katlanırsa müşterinin bu derecede memnun olacağı sonucuna varılmıştır. Bu makalede, detaylı olarak otomatik katlanır ayna için belirlenen özellikler müşterilere görseller ile gösterilmiş ve müşteri üzerindeki değer tanımlamaları nicel veriler ile gösterilmektedir.

Anahtar Kelimeler: Kano, otomotiv, otomatik katlanır, dış dikiz ayna, müşteri deneyimi

1. GİRİŞ

Müşteri memnuniyeti, dünya çapında büyümekte olan çok sayıda şirketi etkilemektedir. Günümüzde firma sayısının gittikçe artması, firmaları daha çok pazar payı elde etmek yerine, o pazarlarda kalıcı olmaya ve müşteri bağlılığını artırmaya yöneltmektedir. Pazarda kalıcı olmak ve müşteri bağlılığı oluşturmak ancak müşteri memnuniyeti ile sağlanabilir. Müşteri memnuniyeti, müşteriye sunulan ürün veya hizmetlerin, müşterinin beklenti düzeyini karşılaması ya da bunu aşması anlamına gelir.[4] Müşteri memnuniyetinin sürdürülebilir olması, müşterilerin işletmelere bağlılığıyla doğrudan ilişkilidir. Bu nedenle işletmeler, müşterilerin kendilerine olan bağlılıklarını artırmalıdır [6].

Müşteri memnuniyeti ve bağlılığı oluşturmak amacıyla günümüzde işletmeler artık, müşterilerini tanımak ve onların isteklerine göre üretimini yönlendirebilmek için müşteri bilgilerini sürekli olarak takip edip bu bilgileri değerlendirmeye başlamışlardır. Müşteri memnuniyeti ve bağlılığının sağlanmasında müşteri gereksinimlerinin karşılanması ve bu gereksinimlerin memnuniyet düzeyini nasıl etkilediği önemli bir husustur. İşte bu noktada, müşteri gereksinimlerini en iyi şekilde analiz edebilen Kano Modelinden yararlanılmaktadır. Prof. Dr. Noritaki Kano tarafından geliştirilen model, firmaların müşteri gereksinimlerini karşılayabilme derecesi ile müşteri memnuniyeti arasındaki ilişkiyi anlatan bir modeldir. [6]

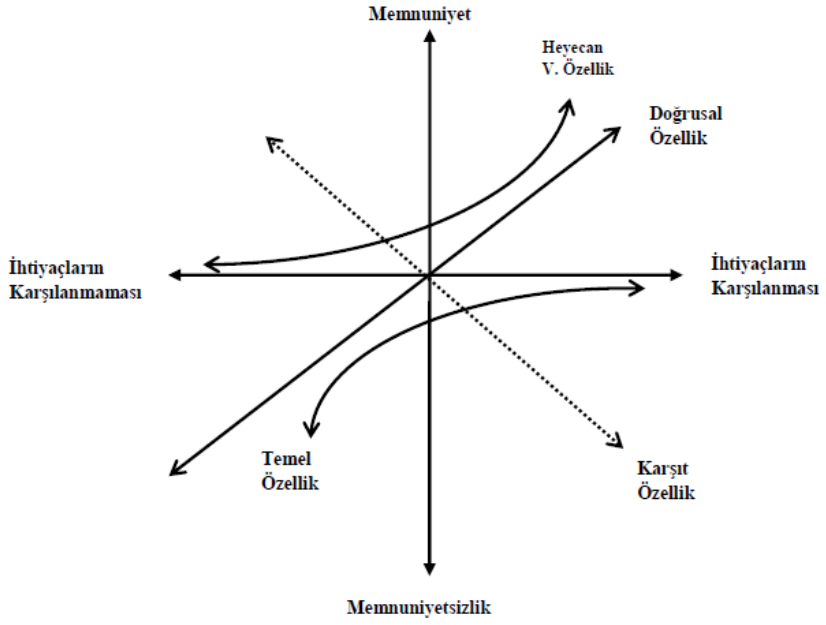
Bu çalışmanın amacı, otomatik katlanır ayna ile ilgili müşteri ihtiyaçlarını Kano modeli ile değerlendirmektir. Bu amaçla öncelikle Kano modeli ile ilgili literatürde yapılan çalışmalara yer verilmiş, daha sonra konu teorik açıdan ayrıntılarıyla incelenmiştir. İstanbul ve Bursa'da yetkili servislerde direk kullanılarak temas edilerek, uygulamalar yapılmıştır. İncelenen özellikler Kano modeli değerlendirme tablosunda frekansları incelenmiş ve müşteri üzerinde değer oluşturan özellikler belirlenmiştir.

2. KANO MODELİ

Müşteri isteklerinin tatmini konusunun araştırılması için Tokyo Üniversitesi'nden Prof. Dr. Noritaki Kano müşteri ihtiyaçlarını karşılayacak olan ürün/ hizmet özelliklerini sınıflandıran bir model geliştirmiştir. Tanımlanan bütün müşteri gereksinimlerinin veya müşteri gereksinimlerine karşılık gelen ürün özelliklerinin memnuniyet üzerindeki etkisi aynı değildir [1]. Bazı müşteri gereksinimleri memnuniyet üzerinde oldukça önemli bir etkiye sahipken, bazılarında bu oran daha düşüktür. İşte Kano modeli, müşteri gereksinimlerinin müşteri memnuniyetini ne düzeyde etkilediğini ortaya çıkararak bir sınıflandırma yapmaktadır ve müşteri gereksinimleri ve memnuniyeti konusunu bir bütün olarak ele

almaktadır. Mükemmellik esasına dayanan Kano modeli, müşterinin satın almakta olduğu ürün ya da hizmetten elde ettiği fayda seviyesini maksimuma, maliyet ya da zararını minimuma indirmeyi amaçlamaktadır. [6] Bir anlamda, beklenti ile bu beklentilerin karşılanması arasında oluşan ilişkinin rakamsal ifadesi olarak değerlendirilen bu yöntem üç temel özellik üzerine odaklanmaktadır [2]. Ürün ya da hizmette olması gereken temel özellikler, beklenen özellikler, beklenenin ötesinde olan ve heyecan verici nitelikte olan özellikler. Bu üç kalite türünün yanı sıra nötr ve karşıt olmak üzere iki tür daha belirlenmiştir.

1. Temel (Olması Gereken) Özellikler (T): Temel özellikler, bir üründe müşterinin açıkça belirtmediği ancak mutlaka olması gereken temel ihtiyaçlarıdır. Şekil 1'de de görüldüğü gibi, bu ihtiyaçların karşılanması müşteri memnuniyetini artırmazken, karşılanmaması yüksek düzeyde memnuniyetsizliğe neden olacaktır. Örneğin, lüks otomobiller için "hava yastığı" temel gereksinim olarak kabul edilir [3]. Otomobilde hava yastığının olması müşteri memnuniyetini etkilemeyecek, ancak hava yastığının olmaması durumunda, müşteri otomobili satın almayacaktır.



Şekil 1: Kano Modelinin Temel Gösterimi

2. Doğrusal Özellikler (D): Müşterilerin açık bir şekilde dile getirdiği, karşılanmasını istediği ihtiyaçlardır. Grafikten de anlaşılacağı üzere, müşterinin üründe olmasını istediği, açıkça söylediği özelliklerin karşılanması ile memnuniyet düzeyi arasındaki ilişki doğrusaldır. Arabanın benzin tüketimi bu özelliklere örnek verilebilir. Arabanın benzin tüketiminin az olması memnuniyete, fazla olması ise memnuniyetsizliğe neden olacaktır. Müşteriler araba satın alırken özellikle arabanın benzin tüketiminin az olmasına dikkat ederler ve bu özelliği açıkça dile getirirler. [3]

3. Heyecan Verici Özellikler (H): Müşterilerin dile getirmediği, karşılanması için bir beklenti içinde olmadığı ürün özellikleridir. Müşteri, söz konusu özellikleri üründe bulduğunda memnuniyeti çok fazla artacaktır, ancak bu özelliklerin olmaması müşteriyi memnuniyetsizliğe sevk etmeyecektir. Bu özellikler, genellikle rekabet avantajı sağlayabilen müşterilerin o anda farkında olmadığı gizli, gerçek ihtiyaçlarını karşılamaktadır. Örneğin, bir restoranda akşam yemeği sonunda hediye verilmesi müşterileri son derece memnun ederken, hediye sunulmaması memnuniyetsizliğe neden olmayacaktır [3].

4. Nötr özellikler (N): Müşteri için önemli olmayan ürün özellikleridir. Bu özelliklerin üründe bulunması ve bulunmaması memnuniyeti etkilemez [3].

5. Karşıt Özellikler (K): Bu özelliklerin performansı yüksekse müşteride memnuniyetsizlik olur. Memnuniyet ile sonuçlanan ürünün performans derecesi düşüktür [3].

Müşteri ihtiyaçları tanımlandıktan sonra bu ihtiyaçları analiz ederek sınıflandırmak amacıyla Kano anketi hazırlanır. Bu ankette, üründe bulunan ve bulunmayan özelliklerle ilgili (ayrı ayrı her bir özellikle ilgili) müşterilere bir çift soru sorulur. Soruların ilki, özelliğin üründe bulunması halinde müşterilerin ne hissedeceği; diğeri ise, özelliğin aynı üründe bulunmaması halinde müşterilerin ne hissedeceği yönündedir.

Her bir sorunun cevabı için 1- Çok hoşuma gider, 2- Öyle olmasını beklerim, 3-Fark etmez, 4- Hoşlanmam ama katlanabilirim 5- Hiç hoşuma gitmez şeklinde beş farklı şık sunulur, tablo 1.

Tablo 1. Kano Modeli İçin Değerlendirme Tablosu

Müşteri İstekleri		Olumsuz Soruya Verilen Cevaplar				
		Hoşlanırım	Öyle Olmalı	Fark Etmez	Katlanabilirim	Hoşlanmam
Olumlu Soruya Verilen Cevaplar	Hoşlanırım	Q	A	A	A	O
	Öyle Olmalı	R	I	I	I	M
	Fark Etmez	R	I	I	I	M
	Katlanabilirim	R	I	I	I	M
	Hoşlanmam	R	R	R	R	Q

M:Temel İhtiyaçlar **O:** Beklenen ihtiyaçlar **A:** Heyecan verici **Q:** Şüpheli İhtiyaçlar **R**: Zıt İhtiyaçlar

2. ARAŞTIRMA

2.1. Araştırma

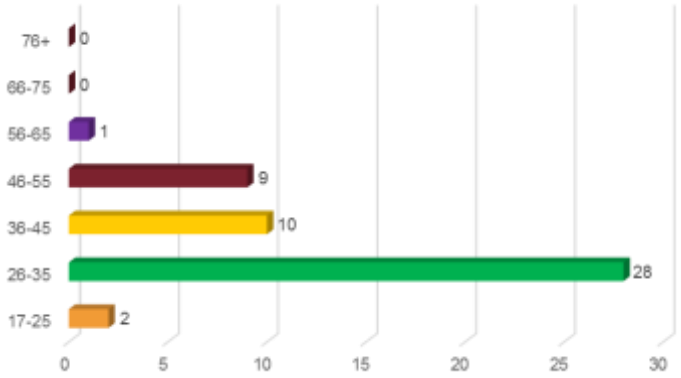
Araştırma otomotiv sektöründe öncelikle dış dikiz aynaların otomatik olması durumunun müşterinin gözünde etkileri incelenmektedir. Otomatik katlanır aynayı seçen müşterilerde otomatik katlanır aynalar için müşterilerin ihtiyaçlarını anlamak ve hangi fonksiyonların eklenmesi, geliştirilmesi, optimize edilmesi ve çalışma prensiplerinin nasıl iyileştirebileceğine karar vermek amaçlanmaktadır. Araştırmaya başlamadan önce 12 farklı rakip araç üzerinde benchmarking (kıyaslama) çalışması yapılmıştır. Yapılan benchmarking sonucunda kano çalışmasında sorulacak sorulara karar verilmiştir.

2.2. Araştırmanın Demografik Yapısı

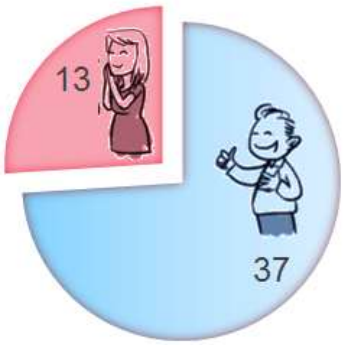
Araştırma 2 farklı ilde ve 3 farklı lokasyonda gerçekleştirilmiştir, şekil 2. Araştırmaya katılan toplam 50 kişi bulunmaktadır. Katılan 50 kişiden 13 kişi farkındalığa sahip konu uzmanları tarafından değerlendirilmiştir, şekil 3. Katılan kişilerin cinsiyet, yaş, meslek bilgileri alınarak hazırlanan sorular yöneltilmiş ve hazırlanan prototipler ile deneme fırsatı sunulmuştur, şekil 4.



Şekil 2. Araştırmaya katılan katılımcı lokasyonları



Şekil 3. Araştırmaya katılanların yaş aralıkları



Şekil 4. Araştırmaya katılanların cinsiyetleri

2.3. Araştırmada Kullanılan Kano Soruları

S.n.	Soru
1	Aynada otomatik katlanabilir özelliği olsa ne düşünürsünüz?
2	Aynada otomatik katlanabilir özelliği olmazsa ne düşünürsünüz?
3	Otomatik katlanır aynalarınız, anahtardan kapılar kilitleniyor iken otomatik katlansa ne düşünürsünüz?
4	Otomatik katlanır aynalarınız, anahtardan kapılar kilitleniyor iken otomatik katlanmaması durumunda ne düşünürsünüz?
5	Otomatik katlanır aynalarınız, anahtar üzerindeki kilit tuşuna basılı tutulduğunda otomatik katlansa ne düşünürsünüz?
6	Otomatik katlanır aynalarınız, anahtar ile kilit tuşuna iki kez bastığınızda otomatik katlansa ne düşünürsünüz?
7	Otomatik katlanır aynalarınız, anahtardan kapı kilidi açıldığın otomatik açılsa ne düşünürsünüz?
8	Otomatik katlanır aynalarınız, anahtardan kapı kilidi açıldığın otomatik açılmasa ne düşünürsünüz?
9	Otomatik katlanır aynalarınız, kapalı olsa dahi, motoru çalıştırdığınızda otomatik açılsa ne düşünürsünüz?
10	Otomatik katlanır aynalarınız kapalı olsa dahi, motoru çalıştırdığınızda otomatik açılmasa ne düşünürsünüz?
11	Aynalarınız tam katlandığında ne düşünürsünüz ?
12	Aynalarınız az katlandığında ne düşünürsünüz ?
13	Aynalarınız düz katlandığında nasıl hissederdiniz?
14	Aynalarınız yukarı doğru katlandığında nasıl hissederdiniz?
15	Otomatik katlanma özelliği buton ile aktif edilse nasıl hissederdiniz?
16	Otomatik katlanma özelliği yol bilgisayarı ile aktif edilse nasıl hissederdiniz?

3. SONUÇLAR

Bu çalışmada toplam 50 kişi 3 farklı lokasyondaki katılımcılara otomatik katlanır ayna ile ilgili sorular yönetilmiş ve kano metodu aracılığıyla analiz edilmiştir. Gereksinimlerin karşılanmasının veya karşılanmamasının katılımcıların

memnuniyeti üzerinde ne derece etkili olduğu ve demografik faktörler açısından bu değerlendirmenin farklılık gösterip göstermediği belirlenmeye çalışılmıştır.

Araştırmaya katılan kullanıcılara otomatik katlanır aynaya sahip olma ile ilgili yönelttiğimiz soruda kadın katılımcıların tamamı aynanın zaten olması bu özelliğin beklen bir ihtiyaç olduğu fakat erkek katılımcılarda heyecan verici bir özellik olduğu sonucuna varılmıştır.

Ayna üzerindeki diğer özellikler demografik incelenmeyerek katılan tüm katılımcıların ortak yorumlarının sonuçları ile irdelenmiştir. Kapıların kilitlenmesi durumunda aynaların bu bilgi ile kapanması durumu katılımcılarda beklenen temel bir özellik olarak yorumlanmaktadır. Fakat buna ilave olarak anahtar üzerinde buton üzerine basılı tutarak ya da ikiz basarak aynaların kapanması durumu katılımcılar üzerinde bir etkisi bulunmamaktadır. Nötr bir özellik olarak yorumlanmıştır. Kapı kilitleri açıldığında aynaların bu bilgi ile açılması temel özellik olarak sonuçlandırılmaktadır. Fakat katılımcılar ile yapılan mülakatlarda bu durumun dar alanlarda problem oluşturabileceği olarak yorumlanmıştır. Motor çalıştırıldığında aynaların açılması yapılan araştırma sonucunda heyecan verici bir özellik olarak yorumlanmıştır. Katılımcılar bu özelliğin olmasında mutluluk duymaktadır. Aynaların katlanma yönleri ve katlanma dereceleri şekil 5' de gösterilmiştir. Gösterildiği gibi yatay ve dikey yönde olabilmektedir. Bu özellik araştırmaya katılanlar üzerinde yapılan değerlendirmede doğrusal özellik grubunda değerlendirilmiştir ve müşteriye ne kadar fazla verilirse müşteri bu doğrultuda memnuniyet duymaktadır.



Şekil 5. Ayna katlanma tipleri

Müşterilerle yapılan mülakat sonucu aynaların dikey olarak katlanması estetik olarak memnuniyet derecesini arttırmaktadır. Son olarak araştırmada otomatik katlanma özelliğinin kullanıcı tarafından kontrol edilebilmesi özelliği yorumlandığında, bunun müşterilerde heyecan oluşturacağı ve memnuniyet etkisi olarak belirlenmiştir.

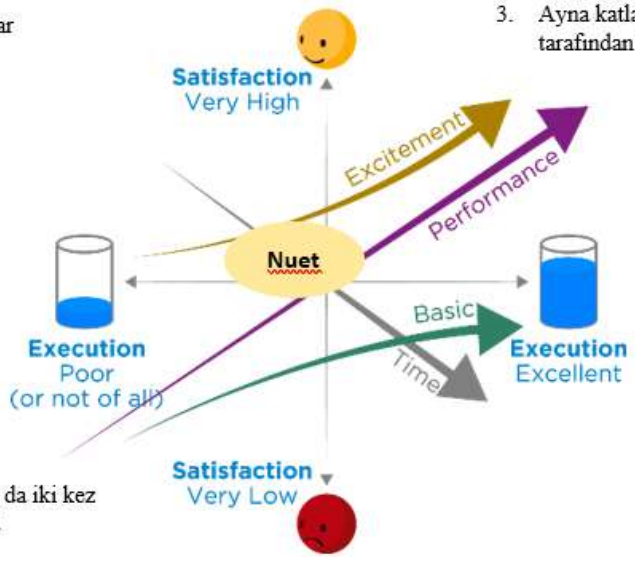
Özetle, aşağıdaki tabloda özelliklerin etkileri görülmektedir, tablo 3.

Heyecan verici özellikler:

1. Otomatik katlanır ayna
2. Motor çalıştırıldığında aynaların açılması
3. Ayna katlanma özelliğinin kullanıcı tarafından kontrol edilmesi

Beklenen özellikler:

- Dikey ve tam katlanır aynalar



Nötr özellikler:

- Kilit butonu basılı tutarak ya da iki kez basarak aynaların katlanması

4. KAYNAKLAR

1. Berger, C., Blauth, R., Boger, D. vd. (1993). Kano's Method for Understanding Customer-Defined Quality, Center for Quality Management (CQM) Journal, 2, 3-36.
2. Bilgili B., Erciş A. ve Ünal S. (2011). Kano Model Application in New Product Development and Customer Satisfaction (Adaptation of Traditional Art of Tile Making to Jewelries), Procedia Social and Behavioral Sciences 24, 829–846.
3. Chen, C.C. ve Chuang, M.C. (2008). Integrating the Kano Model into a Robust Design Approach to Enhance Customer Satisfaction With Product Design, International Journal of Production Economics, 114, 667– 681.
4. Delice E.K. Ve Güngör, Z. (2008). Müşteri İsteklerinin Sınıflandırılmasında Kano Model Uygulaması, Çanakkale On sekiz Mart Üniversitesi Akademik Bilişim, 30 Ocak - 01 Şubat 2008, Çanakkale, Türkiye, 193-198.
5. Hsu, C.H., Chang, T.M, Wang, S.Y. ve Lin, P.Y. (2007), Integrating Kano's Model into Quality Function Deployment to Facilitate Decision Analysis for Service Quality, *Proceedings of the 8th WSEAS Int. Conference on Mathematics and Computers in Business and Economics*, June 19-21 2007, Vancouver, Canada, 226-232.
6. Sofyalıoğlu, Ç. ve Tunail İ. (2012). Kano Modelinin Kalite Fonksiyon Göçerimi Planlama Matrisinde Kullanımı, Ege Akademik Bakış, 12(1), 125-135.
7. Tan, K.C. ve Shen X.X. (2000). IntegratingKano's Model in ihePlanningMatrix of QualityFunctionDeployment, Total Quality Management, 11, 1141-1151.
8. Tontını, G. (2007). Integratingthe Kano Model and QFD for Designing New Products, Total Quality Management, 18(6), 599–612.
9. Uca, M. ve Menteş, S. (2008). İşletme Bölümü Öğrencilerinin Bölüm Gereksinimlerinin Kano Modeli ile Sınıflandırılması: Dokuz Eylül Üniversitesi İşletme Fakültesi Uygulaması, İşletme Fakültesi Dergisi, 9(1), 73-91.

OPTIMIZATION OF OVERLAP LASER WELDING PROCESS PARAMETERS IN DP1200 SHEET STEEL USED IN AUTOMOTIVE INDUSTY

Meryem Altay*[1], Hakan Aydın[1]

[1] Bursa Uludag University, Engineering Faculty, Mechanical Engineering Department, Bursa, Turkey
* Corresponding Author: Meryem Altay, meryemaltay@uludag.edu.tr

ABSTRACT

Laser welding is an advanced technology welding method based on the principle of melting the materials using a laser beam. In this study, overlap laser welding was implemented to DP1200 steels with a thickness of 1.2 mm. For effective process parameters were determined as 5 levels: laser power (2200 W - 2350 W - 2500 W - 2650 W - 2800 W), scanning speed (40 mm/s - 47.5 mm/s - 55 mm/s - 62.5 mm/s - 70 mm/s) and laser angle (70° - 75° - 80° - 85° - 90°). Central Composite Design experimental design was used these process parameters. The effect of laser power, scanning speed, and laser angle on the maximum shear force after the tensile test was analyzed by the Response Surface Method. The mathematical equation was created and process parameters were optimized: results were laser power 2800 W, scanning speed 40 mm / s, laser angle 70°. A stronger welding and high shear force have been obtained with the increase of laser power, decrease of scanning speed, and decrease of laser angle parameters due to high energy input.

Keywords: Laser welding, Process parameters, Response surface method, Tensile test, Overlap welding

1. INTRODUCTION

Laser welding technology is one of the advanced methods: the densified laser beam that has high energy moves locally to the desired point, and then materials are welded via melting [1]. The laser welding method has preferred due to high energy density, high penetration, narrow heat-affected zone, and being fast properties [2]. It is widely used in the production of new generation automobile body parts [3]. Laser welding is used in the production of various structural components in the automotive industry: B-pillar, bumper, motor compartment rail, high impact-resistant auto parts, front and side panels, door reinforcements, side beams, and wheel arches [4–9]. Dual-phase (DP) steels that have mechanical strength, high hardness, and formability consist of ferrite and martensite phases. Due to these properties, DP steels generally use in the automotive industry [10–12].

Several studies conducted on laser welding have shown that is an effective method in obtaining good welding quality [13–17]. Gao et al. [18] investigated welding properties of pulsed Nd: YAG (Neodymium-doped Yttrium Aluminum Garnet) laser welding and conventional gas tungsten arc welding (TIG) for Ti6Al4V titanium alloy. Residual distortions, welding geometry, microstructure, and mechanical properties were compared. During the tensile test, with the infrared camera, the development of plastic strain was recorded and analyzed. Compared with TIG, the welded joint of laser welding has the characters of small overall residual distortion, fine microstructure, narrow heat-affected zone (HAZ), high Vickers hardness, high ductility. They concluded that Pulsed Nd: YAG laser welding is more suitable for welding thin Ti6Al4V titanium alloy plate. Rossini et al. [19] carried out dissimilar butt laser welding implementation for AHSS in car body production: Twinning Induced Plasticity (TWIP) steels, Dual Phase (DP) steels, hot stamping boron (22MnB5) steels, and Transformation Induced Plasticity (TRIP) steels were used. The weldments were characterized via metallography, microhardness, and tensile tests, digital image analysis, the fractographic examination. They explored that dissimilar weld joints between DP, 22MnB5, and TRIP steels obtained good mechanical properties, while TWIP steel exhibits poor mechanical strength due to intergranular fracture occurs along with the weld bead. Liu et al. [20] researched that laser welding of DP780 steel and Al5052 overlap joint to optimize the weld width and lap-shear force. Mathematical relationships between the process parameters which were laser power, welding speed, and defocus distance were detected via Response surface methodology and optimal parameters were determined. They found that welding speed and defocus parameters were significant by means of ANOVA analysis.

Systematic studies on DP1200 steels with overlap laser welding are very limited in the literature. The aim of this study is to determine the mathematical relationship between laser welding process parameters (laser power, scanning speed, laser angle); process parameters were optimized according to tensile test results by the Response Surface Method

2. MATERIALS AND METHOD

In this study, DP1200 dual phase steel steel plates with dimensions of 100 mmx300 mmx1.2 mm were used. Their chemical composition is in Table 1. The mechanical properties of the material as follows: yield strength 900-1100 Mpa, tensile strength 1180-1350 Mpa, elongation 6%.

Table 1. Chemical Composition of the material (wt%)

Material	C	Si	Mn	Al	P	S	Cr+Mo	Nb+Ti
DP1200	0,23	1	2,9	0,15-1	0,05	0,01	1	0,15

Fiber laser welding operations were carried out using CW (Continuous Wave) laser beam produced; wavelength was 1070 nm, the laser beam diameter was 100 µm, the maximum laser power was 6 kW. The process fiber was 0.2 mm, the collimator lens was 100 mm, the focus lens was 200 mm, and the focal distance was 190 mm. The movement of the laser beam was provided by robot integration and fiber optic cable connection. The 6-axis KUKA robot is controlled by a servo motor on a rotary table, which has a CNC control unit and software, shown in Figure 1. There is a nozzle for shielding gas at the welding point and the Argon gas temperature is between 5-25 ^{o}C, the flow rate is 12 lt / min.



Figure 1. Fiber laser welding unit and KUKA robot

The laser welding has implemented in the form of overlap welding, overlap distance, and plate dimensions are shown in Figure 2. Five levels value ranges were determined for laser power (2200 W - 2350 W - 2500 W - 2650 W - 2800 W), (40 mm/s - 47.5 mm/s - 55 mm/s - 62.5 mm/s - 70 mm/s) and laser angle (70° - 75° - 80° - 85° - 90°) process parameters in the laser welding process, were selected commonly used values in the automotive industry (Table 2). Response Surface Method Design Experiment has created for laser welding application, the experimental design is in Table 3. Energy Input formula is based on laser power and scanning speed parameters, it is in Equation 1.

$$\text{Energy Input} = (\text{Laser Power})/(\text{Scanning Speed}) \quad (1)$$

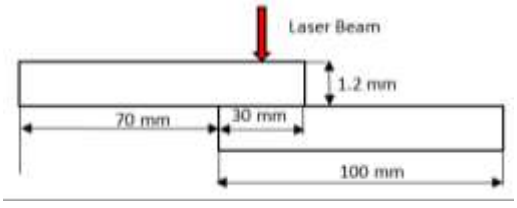


Figure 2. Overlap welding distance and plate lengths on side view

Table 2. Laser welding test parameters and ranges

Parameters	Units	Level				
		Level 1	Level 2	Level 3	Level 4	Level 5
Laser Power	W	2200	2350	2500	2650	2800
Scanning Speed	mm/s	40	47.5	55	62.5	70
Laser Angle	degree	70	75	80	85	90

Table 3. Response Surface Method Experimental Design

Experiment No	Laser Power (W)	Scanning Speed (mm/s)	Laser Angle (degree)	Energy Input (J/mm)
1	2350	47.5	75	49.47
2	2650	47.5	75	55.79
3	2350	62.5	75	37.60
4	2650	62.5	75	42.40
5	2350	47.5	85	49.47
6	2650	47.5	85	55.79
7	2350	62.5	85	37.60
8	2650	62.5	85	42.40
9	2200	55	80	40.00
10	2800	55	80	50.91
11	2500	40	80	62.50
12	2500	70	80	35.71
13	2500	55	70	45.45
14	2500	55	90	45.45
15	2500	55	80	45.45
16	2500	55	80	45.45
17	2500	55	80	45.45
18	2500	55	80	45.45
19	2500	55	80	45.45
20	2500	55	80	45.45

After the laser welding process, the tensile test specimens were manufactured by laser cutting from the plates, the specimen sizes are shown in Figure 3 [21]. Tensile tests were carried out in UTEST-7014 brand universal tensile compression test device equipped with Celtron brand load cell and MF (Mess- & Feinwerktechnik) brand automatic extensometer. Tensile test was applied to at least 3 specimens for each parameter group at 3 mm/min speed, the results were averaged. Optimization was made for the Response surface design in Minitab according to the Maximum Shear Force obtained from the tensile test, the optimum parameter values were determined.

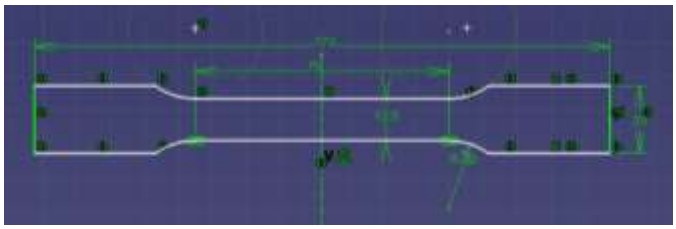


Figure 3. Tensile Test Specimen Size

3. RESULTS

The maximum shear force and elongation values obtained as a result of the tensile test were given in Table 4. An optimization study has been made using the Response Surface Method for maximum Shear Force: Effect ratios of scanning speed, laser angle and laser power were 48.10%, 11.96% and 2.26%, respectively. The model was an accuracy rate of 85.37% (Table 5). As a result of the optimization, an equation that estimates the maximum shear force was obtained (Eq (2)). Optimum parameters were found in Minitab by Response Optimizer solution: laser power was 2800 W, scanning speed was 40 mm/s, laser angle was 70 degree, and maximum shear force was 6.927 kN (Table 6).

The shear force tends to increase at high laser power and low scanning speed. Good bonded was observed at high laser power, high energy input resulted in good penetration. The effect of laser power and scanning speed on the shear force can be seen in the contour and surface map (Figure 4). As the laser power increased the shear force increased, as the scanning speed increased the shear force decreased. The contour map and surface map were shown in Figure 5 for laser

power and laser angle: the shear force was increased as increasing the laser power and the reducing the laser angle. High laser power and low laser angle parameters were produced better performance in terms of maximum shear force. The relationship between scanning speed and laser angle was depicted in Figure 6 on contour map and surface maps. Shear force was found to be good at low scanning speed and low laser angle parameters.

Table 4. Maximum shear force and elongation values for each experiment

Experiment No	Laser Power (W)	Scanning Speed (mm/s)	Laser Angle (°)	Energy Input (J/mm2)	Maximum Shear Force (kN)	Elongation %
1	2350	47,5	75	49,47	5,64	0,42
2	2650	47,5	75	55,79	5,95	0,40
3	2350	62,5	75	37,60	5,12	0,35
4	2650	62,5	75	42,40	5,56	0,41
5	2350	47,5	85	49,47	5,64	0,37
6	2650	47,5	85	55,79	5,72	0,39
7	2350	62,5	85	37,60	4,85	0,28
8	2650	62,5	85	42,40	4,62	0,31
9	2200	55	80	40,00	4,65	0,27
10	2800	55	80	50,91	4,95	0,32
11	2500	40	80	62,50	5,55	0,36
12	2500	70	80	35,71	4,13	0,28
13	2500	55	70	45,45	5,82	0,38
14	2500	55	90	45,45	5,14	0,28
15	2500	55	80	45,45	4,96	0,32
16	2500	55	80	45,45	4,96	0,36
17	2500	55	80	45,45	4,96	0,30
18	2500	55	80	45,45	4,97	0,34
19	2500	55	80	45,45	4,96	0,33
20	2500	55	80	45,45	4,95	0,34

Table 5. Response Surface Method Results

Source	DF	Seq SS	Contribution	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Model	9	3,52322	85,37%	3,52322	0,39147	6,48	0,004
Laser Power (LP)	1	0,09315	2,26%	0,09315	0,09315	1,54	0,2425
Scanning Speed (SS)	1	1,98524	48,10%	1,98524	1,98524	32,89	0,0002
Laser Angle (LA)	1	0,49347	11,96%	0,49347	0,49347	8,17	0,0170
LP*LP	1	0,03494	0,85%	0,00103	0,00103	0,02	0,8986
SS*SS	1	0,02538	0,61%	0,00038	0,00038	0,01	0,9384
LA*LA	1	0,66747	16,17%	0,66747	0,66747	11,06	0,0077
LP*SS	1	0,00318	0,08%	0,00318	0,00318	0,05	0,8232
LP*LA	1	0,10195	2,47%	0,10195	0,10195	1,69	0,2229
SS*LA	1	0,11845	2,87%	0,11845	0,11845	1,96	0,1915
Error	10	0,60366	14,63%	0,60366	0,06037		
Lack-of-Fit	5	0,60349	14,62%	0,60349	0,12070	3555,32	0,000
Pure Error	5	0,00017	0,00%	0,00017	0,00003		
Total	19	4,12688	100,00%				

Regression Equation= 2,5+0,0149 LP + 0,249 SS - 0,523 LA - 0,000000 LP*LP + 0,000069 SS*SS + 0,00652 LA*LA - 0,000018 LP*SS - 0,000151 LP*LA - 0,00324 SS*LA (2)

Table 6. Multiple Response Prediction

Variable	**Setting**
Laser Power	2800
Scanning Speed	40
Laser Angle	70
Maximum Shear Force	6,927

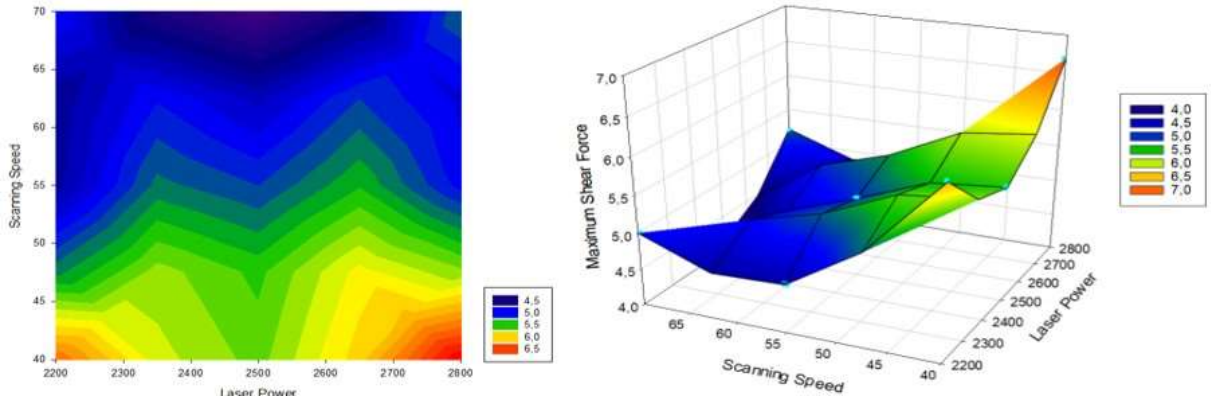


Figure 4. a) Laser power and scanning speed contour plot, b) Laser power and scanning speed surface plot

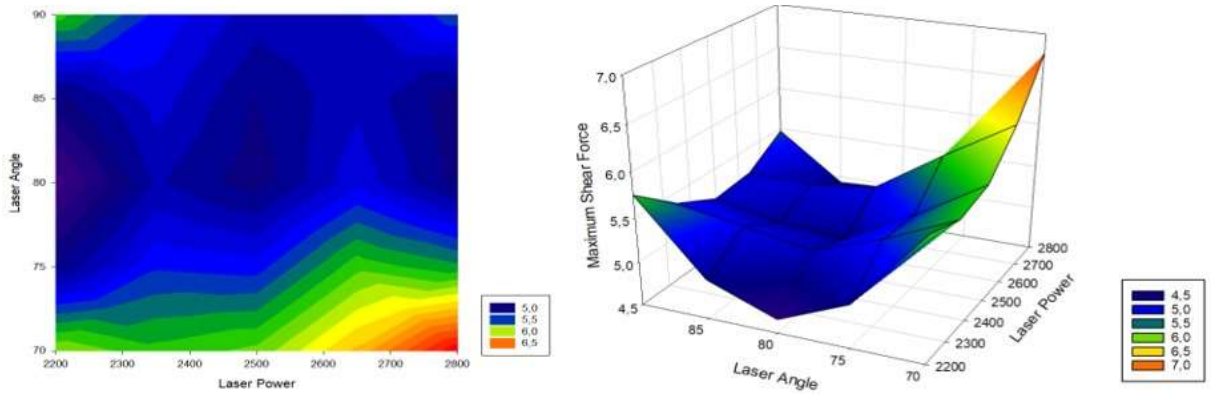


Figure 5. a) Laser Power and laser angle contour plot, b) Laser Power and laser angle surface plot

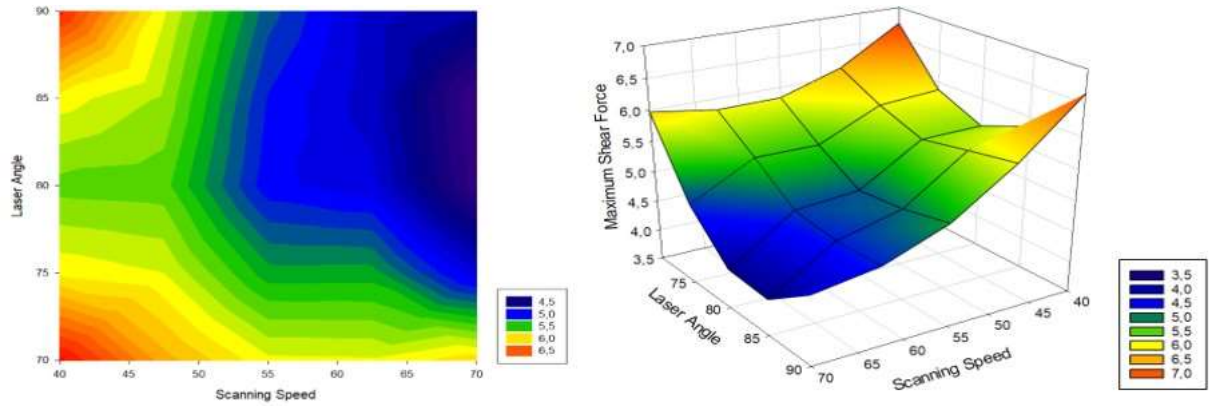


Figure 6. a) Scanning speed and laser angle contour plot, b) Scanning speed and laser angle surface plot

4. CONCLUSION

Laser welding was performed in DP1200 dual-phase steel sheets in an overlap configuration and was investigated the effect of different level process parameters on the maximum shear force. The main conclusions are the following:

The effect of laser power, scanning speed, and laser angle on the maximum shear force was analyzed by the Response Surface Method and a mathematical equation was created to predict shear force. Process parameters were optimized: results were laser power 2800 W, scanning speed 40 mm/sec, laser angle 70 °. The penetration of the laser welding is good bonded related to the energy input of the laser beam, the irradiation time, and thermal diffusion effects. With increasing the laser power, energy input increased; obtained larger melt pool width and stronger weld. Due to the scanning speed increased, the irradiation time decreased, so shear force was low value. The maximum shear force was reached a low laser angle.

REFERENCES

[1] Steen, W.M., Mazumder, J. (2010), Laser Material Processing. 4th Edition. Springer.

[2] Mei, L., Yan, D., Chen, G., Wang, Z., Chen, S. (2017) "Influence of laser beam incidence angle on laser lap welding quality of galvanized steels", Optics Communications, 402, 147–158.

[3] Benasciutti, D., Lanzutti, A., Rupil, G., Fraenkel, H. E. (2014) "Microstructural and mechanical characterisation of laser-welded lap joints with linear and circular beads in thin low carbon steel sheets", Materials and Design, 62, 205–216.

[4] Bandyopadhyay, K., Panda, S.K., Saha, P. (2014) "Investigations into the influence of weld zone on formability of fiber laser-welded advanced high strength steel", Journal of Materials Engineering and Performance, 23, 1465–1479.

[5] Guo, W., Wan, Z., Jia, Q., Ma, L., Zhang, H., Tan, C. (2020) "Laser weldability of TWIP980 with DP980/B1500HS/QP980 steels: Microstructure and mechanical properties", Optics and Laser Technology, 124, 105961.

[6] Li, W., Ma, L., Peng, P., Jia, Q., Wan, Z., Zhu, Y. (2018) "Microstructural evolution and deformation behavior of fiber laser welded QP980 steel joint", Materials Science and Engineering A, 717,124–133.

[7] Parkes, D., Xu, W., Westerbaan, D., Nayak, S.S., Zhou, Y., Goodwin, F. (2013) "Microstructure and fatigue properties of fiber laser welded dissimilar joints between high strength low alloy and dual-phase steels", Materials and Design, 51, 665–675.

[8] Parkes, D., Westerbaan, D., Nayak, S.S., Zhou, Y., Goodwin, F., Bhole, S. (2014) "Tensile properties of fiber laser welded joints of high strength low alloy and dual-phase steels at warm and low temperatures", Materials and Design, 56, 193–199.

[9] Lun, N., Saha, D.C., Macwan, A., Pan, H., Wang, L., Goodwin, F. (2017) "Microstructure and mechanical properties of fibre laser welded medium manganese TRIP steel", Materials and Design, 131,450–459.

[10] Di, H., Sun, Q., Wang, X., Li, J. (2017) "Microstructure and properties in dissimilar/similar weld joints between DP780 and DP980 steels processed by fiber laser welding", Journal of Materials Science and Technology, 33, 1561–1571.

[11] Cui, Q.L., Parkes, D., Westerbaan, D., Nayak, S.S., Zhou, Y., Liu, D. (2016) "Effect of coating on fiber laser welded joints of DP980 steels", Materials and Design, 90, 516–523.

[12] Wan, Z., Guo, W., Jia, Q., Xu, L., Peng, P. (2018) "Hardness Evolution and High Temperature Mechanical Properties of Laser Welded DP980 Steel Joints", High Temperature Materials and Processes, 37, 587–595.

[13] Xu, W., Westerbaan, D., Nayak, S.S., Chen, D.L., Goodwin, F., Zhou, Y. (2013) "Tensile and fatigue properties of fiber laser welded high strength low alloy and DP980 dual-phase steel joints", Materials and Design, 43, 373–383.

[14] Zhang, M., Chen, G., Zhou, Y., Liao, S. (2014) "Optimization of deep penetration laser welding of thick stainless steel with a 10kW fiber laser", Materials and Design, 53, 568–576.

[15] Alves, P., Lima, M., Raabe, D., Sandim, H. (2018) "Laser beam welding of dual-phase DP1000 steel", Journal of Materials Processing Technology, 252, 498–510.

[16] Hong, K.M., Shin, Y.C. (2017) "Prospects of laser welding technology in the automotive industry: A review", Journal of Materials Processing Technology, 245, 46–69.

[17] Pellone, L., Inamke, G., Hong, K.M., Shin, Y.C. (2019) "Effects of interface gap and shielding gas on the quality of alloy AA6061 fiber laser lap weldings", Journal of Materials Processing Technology, 268, 201–212.

[18] Gao, X.L., Zhang, L.J., Liu, J., Zhang, J.X. (2013) "A comparative study of pulsed Nd: YAG laser welding and

TIG welding of thin Ti6Al4V titanium alloy plate", Materials Science and Engineering A, 559, 14–21.

[19] Rossini, M., Spena, P.R., Cortese, L., Matteis, P., Firrao, D. (2015) "Investigation on dissimilar laser welding of advanced High strength steel sheets for the automotive industry", Materials Science & Engineering A, 628, 288–296.

[20] Liu, G., Gao, X., Peng, C., Huang, Y., Fang. H., Zhang, Y. (2020) "Optimization of laser welding of DP780 to Al5052 joints for weld width and lap-shear force using response surface methodology", Optics and Laser Technology, 126, 106072.

[21] Liu, G., Gao, X., Peng, C., Liu, X., Huang, Y., Zhang, Y. (2020) "Tensile resistance, microstructures of intermetallic compounds, and fracture modes of welded steel/aluminum joints produced using laser lap welding", Transactions of Nonferrous Metals Society of China (English Edition), 30, 2639–49.

KARDAN MİLİ ÜZERİNDEN SICAKLIK VE TORK VERİSİNİN GERÇEK ZAMANLI TAKİBİ İÇİN HARİCİ SİSTEM TASARIMI

Oğuzhan Aldemir, Sedat Tarakçı, Turan Solmaz, Efe Işık

[1,2,3,4]Tirsan Kardan Sanayi ve Ticaret A.Ş, Ar-Ge Merkezi, Manisa, Türkiye
[1]Sorumlu Yazar: Oğuzhan Aldemir, o.aldemir@tirsankardan.com.tr

ÖZET

Otomotiv endüstrisinin gelişmesiyle birlikte araçlarda bulunan sistemlerin takibi alışılmış bir durum olmaktadır. Araç üzerinde bulunan özellikle hareketli sistemlerin çalışma durumları, hem ürünün hem de aracın servis ömrüne ve fonksiyonelliğine etki etmesi sebebiyle endüstrinin önemli araştırma konularından biri haline gelmiştir. Araç sistemleri üzerine yapılan araştırmalar sayesinde istatiksel veriler toplanabilmekte ve böylece ürün geliştime süreçlerine katkı sağlanabilmektedir. Bahsi geçen araç sistemlerine örnek olarak, motordan aldığı tork ve dönme hareketini araç tekerleklerine veya ilgili ekipmanlarına iletmekle görevli kardan milleri gösterilebilir. Tüm araç sistemlerinde olduğu gibi kardan milleri de, aracın kullanım koşullarından etkilenmektedir. Kullanım esnasında aracın kapasitesinden fazla zorlanması, kardan mili üzerinde yüksek tork veya kardan mili mafsallarında yüksek sıcaklık etkisi olarak ortaya çıkmaktadır. Bu bağlamda kardan mili ömrüne ve fonksiyonelliğine etki eden bu süreçlerin tespit edilebilmesi ve kayıt altına alınabilmesi hem bir ihtiyaç hem de müşteri talebi olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu çalışma kapsamında, benzeri etkilerin tespiti ve takibi için kardan mili üzerine adapte edilebilen, tork ve sıcaklık verisinin toplanarak kablosuz iletim aracılığıyla gerçek zamanlı takibini sağlayan bir yöntem ve sistem açıklanmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Kardan Mili, Tork Ölçümü, Sıcaklık Ölçümü

EXTERNAL SYSTEM DESIGN FOR REAL TIME MONITORING OF TEMPERATURE AND TORQUE DATA ON THE DRIVESHAFT

ABSTRACT

With the development of the automotive industry, it is familiar to track the systems in the vehicles. It has become one of the important research topics of the industry due to the fact that the working conditions of the rotational parts on the vehicle affect the service life and functionality of both the product and the vehicle. Thanks to researches on vehicle systems, statistical data can be collected and thus, product development processes can be contributed. As an example of the mentioned vehicle systems, driveshafts tasked with transmitting the torque and rotation movement received from the engine to the vehicle wheels or related equipment. As with all vehicle systems, driveshafts are also affected by the operating conditions of the vehicle. It can be seen as overloading of the vehicle beyond its capacity during operation, high torque on the driveshaft or high temperature effect on the driveshaft joints. The detection and recording of these processes that affect the life and functionality of the driveshaft emerges as both a need and customer demand. Within the scope of this study, a method and system that can be adapted to a driveshaft to detect and monitor similar effects, providing torque and temperature data acquisition and real time monitoring through wireless transmission is described.

Keywords: Driveshaft, Torque Measurement, Temperature Measurement

1. GİRİŞ

Günümüz endüstrisinde başta gelen sektörlerden biri olan otomotivde, ana sanayilerin beklenti ve ihtiyaçları her geçen gün artmaktadır. Sürekli artış gösteren tedarikçi sayısıyla beraber pazardan pay alabilmek zorlaşırken, otomobil üreticilerinin kaliteli ve yeni ürün beklentileri, tedarikçi firmalarda ürün geliştirme süreçlerinin hızlanmasını sağlamaktadır. Ürün geliştirme sürecindeki en önemli başlangıç noktalarından biri ana sanayi beklenti ve ihtiyaçlarının çok iyi şekilde tespit edilmesidir.

Otomotiv ana sanayi ve tedarikçileri, son kullanıcıya ulaşmadan önce ürünlerini belirli testlere tabi tutmaktadır. Çevresel etkilere, ürünün güvenliğine, saha performasına veya fonksiyonelliğine ait çıktılar, bu testler sayesinde elde edilirken, ilk ürün tasarım ve üretim süreçlerine de girdi sağlamaktadır. Bahsi geçen testlerde ürün üzerinden çıktıların

sağlanabilmesi, veri toplanması veya kayıt altına alınması bu noktada bir ihtiyaç konusu olmaktadır. Bu sebeple, ana sanayi ve tedarikçi firmalar ürün geliştirme süreçlerine bu doğrultuda yön vererek müşterilerinin beklenti ve ihtiyaçlarını karşalayabilecek ürünler ortaya koymak için çalışmalarını sürdürmektedir.

Kara taşıtlarında motor tarafından üretilen ve vites kutusu üzerinden taşınan gücün, ortaya çıkardığı döndürme momentini ve hareketini, sabit ya da değişken açısal pozisyonlarda ileten aktarma organı, kardan mili olarak adlandırılmaktadır [1]. Kardan millerinin çalışması, aracın özelliklerine ve kullanım şartlarına bağlı olarak değişmektedir. Kullanım esnasında aracın kapasitesinden fazla zorlanması, kardan mili üzerinde yüksek tork veya kardan mili mafsallarında yüksek sıcaklık etkisi olarak görülebilmektedir. Bu aşamada, aracın gerçek çalışma koşulları hakkında bilgi sahibi olmak büyük önem taşımaktadır.

Literatürde bulunan çalışmaların birinde (Usamentiaga, 2013), döner parçalar üzerinden yapılan ölçümlerde sıcaklık verisinin nasıl sağlanacağına dair geliştirilmiş bir teknik anlatılmaktadır. Nesnelerin yaydığı kızılötesi radyasyon yoğunluğunun esas alındığı bu çalışmada, kızılötesi ölçüm cihazlarıyla beraber belirli mesafelerdeki ölçümlere imkan sağlanmaktadır. Kardan mili üzerinden yapılan, "Development of a Rotating Shaft Torque Sensor for Automotive Application" isimli benzer ölçüm tekniklerinden birinde (Turner, 1988), dönen bir şaft üzerinden yapılan tork ölçümüne ait geliştirilmiş teknik ve bu tekniğe bağlı çalışan sensörün içeriğinden bahsedilmektedir. Döner bir şaft üzerinden yapılan, optik fiber sensörler veya gerinim ölçerlerin kullanıldığı çalışmada (Silva, 2017), yüzey akustik dalga sensörleri yardımıyla kablosuz olarak gerinim izleme yöntemi açıklanmaktadır. Çalışma kapsamında ticari kullanıma hazır çözümlerin değerlendirilmesi ön planda tutulurken testler, termal bir oda ve bir tork test cihazında tamamlanmaktadır.

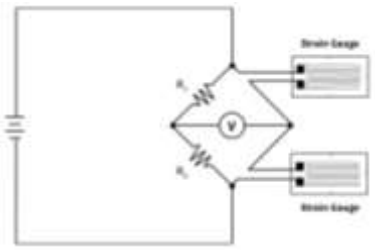
Gerçek koşulların simüle edildiği saha testlerinde, araç özelliklerinin ve yol koşullarının kardan mili üzerindeki etkilerini görmek adına veri toplanması önemlidir. Bu çalışma kapsamında, ağır seri bir araçta kullanılan ve yüksek hızda dönen bir kardan miline adapte edilebilen, tork ve sıcaklık verisinin toplanmasını ve kablosuz iletim aracılığıyla canlı takibini sağlayan bir sistem veya veri toplama yöntemi açıklanmaktadır. Bu sisteme benzer şekilde ticari ölçüm sistemleri bulunsa da, zorlu çevresel koşullarda çalışmaya uygun olmamaları, enstrümantasyonlarının uzmanlık gerektirmesi ve yüksek maliyetlerinin bulunması gibi dezavantajları bulunmaktadır [5].

2. ELEKTRONİK TASARIM

Kardan mili, motorda üretilen dönme hareketini ilgili ekipmana iletirken üzerinde belirli kuvvetler oluşmaktadır. Kardan millerinden bu kuvvetleri taşıyabilecek kadar güçlü ve güvenli olması beklenirken aynı zamanda ham madde maliyeti ve yakıt tasarrufu gibi sebeplerden dolayı hafif olması beklenmektedir. Dolayısıyla kardan mili tasarımları yapılırken uygulanacağı araca bağlı parametrelerden yararlanılarak optimum fonksiyonel limitlere sahip bir ürün ortaya konmaktadır. Kardan milinin çalışması sırasında üzerinde oluşan kuvvetlerin ölçülmesi ve takibi, hem araca bağlı parametreler için geri bildirim oluşturmakta hem de aracın uygulaması hakkında bilgiler vermektedir.

2.1. Tork Ölçüm Sistemi

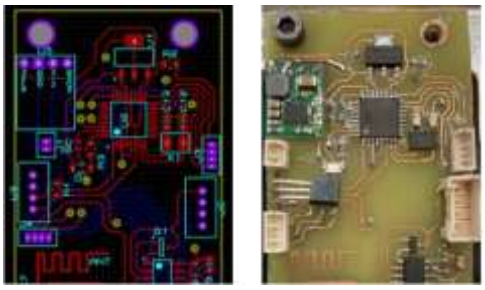
Kardan mili borusu, gerinim akışlarının en net gözlemlendiği bölge olması sebebiyle tork ölçümü için uygun nokta olarak belirlenmiştir. Bu noktaya Şekil 1'de gösterildiği gibi yarım köprü uygulaması 1000 Ω'luk 2 adet tekli gerinim ölçer ile yapılmıştır. Boru üzerindeki tork akış yönü düşünülerek gerinim ölçer konumları boru eksenine 45 derece, kendi aralarında ise 90 derece olacak şekilde konumlandırılmıştır.



Şekil 1. Gerinim ölçer yarım köprü uygulaması [6]

Belirlenen yarım köprü gerinim ölçme tekniğine bağlı olarak elektronik ölçüm devresi tasarlanmıştır. Elektronik devre üzerinde gerinim ölçerlerin referans olarak kullandığı 1000 Ω'luk iki direnç yardımıyla wheatstone köprüsü oluşturulmuştur. Gerinim ölçerlerden gelen sinyalin yükseltilmesi için ticari bir işlemsel kuvvetlendirici entegre kullanılmıştır. Güçlendirilen sinyal, mikrodenetleyici üzerinde işlenerek dijital bir sinyale dönüştürülürken ölçüm devresinin ihtiyacı olan güç, lityum iyon bataryalar tarafından sağlanmıştır. 50 mW seviyesinde güç ihtiyacı olan elektronik ölçüm devresi için test boyunca güç sağlayabilmesi adına 5 adet 1000 mAh'lik batarya paralel olarak

bağlanmıştır. Elektronik devrenin şematik ve baskı tasarımı Proteus Professional yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Tork ölçüm devresi tasarımı ve prototip üretimine ait görsel Şekil 2'de verilmektedir.

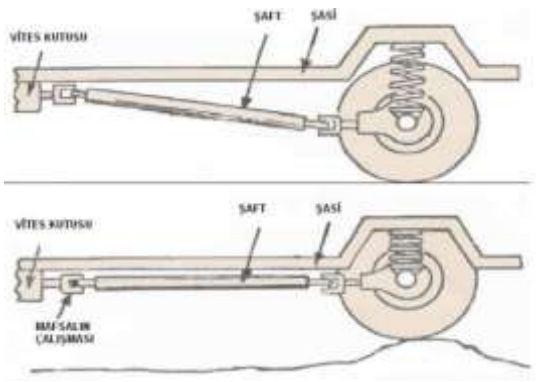


Şekil 2. Tork ölçüm devresi tasarım ve prototip üretim görseli

Ölçüm devresi üzerindeki mikrodenetleyici yardımıyla belirli matematiksel işlemlere tabi tutulan dijital sinyaller devrenin kablosuz iletişim bölümü yardımıyla el terminali, telefon, tablet veya bilgisayar benzeri görüntüleme cihazlarının iletişimine açılmaktadır.

2.2. Sıcaklık Ölçüm Sistemi

Engebeli veya kavisli bir yol üzerinde seyir halindeki bir aracın şasisinin ön ve arka bölümü, yol üzerindeki tümsek, çukur veya kavislere bağlı olarak farklı hareket etmektedir. Örneğin, arka tekerlekleri tümsek üzerinde duran bir araçta diferansiyel ve vites kutusu arasındaki mesafe, aracın durağan halindeki mesafeye göre farklılık göstermektedir. Bu durum Şekil 3'te verilen görselle örneklendirilmektedir. Kardan milleri, yol koşullarına bağlı olarak aracın arka bölümünün aşağı ve yukarı hareketine imkan sağlayacak kayıcı ve döner mafsallara sahiptir. Bu mafsalların çalışma durumu kardan mili servis ömrüne doğrudan etki etmektedir [7].



Şekil 3. Yol koşullarının araç şasisi ve kardan miline olan etkisi [8]

Yol koşullarına bağlı mesafe değişimlerinin karşılanması kardan milinin görevleri arasında gösterilmektedir. Kardan mili mafsalları, bu görev esnasında yüksek tork ve dönme hareketine maruz kalmaktadır. Sürtünmenin etkisiyle mafsal üzerinde oluşan kinetik enerji, ısı enerjisine dönüşerek malzeme yüzeyinden sıcaklık olarak dışarı atılmaktadır [9].

Çelik, hiç yanmaz malzeme grubuna girmesine rağmen, sıcaklık etkisinde fiziksel, kimyasal ve mekanik özelliklerinde değişimler gözlenmektedir [10]. Bu durum kardan mili mafsallarında görülen sıcaklık etkisiyle ilişkilendirildiğinde, kardan mili fonksiyonelliğine etki ettiği görülmektedir. Bu sebeple kardan mili mafsal bölgesinde oluşan sıcaklığın takibine de ihtiyaç duyulmaktadır.

Kardan mili mafsallarında bulunan istavroz rulmanı, mafsal üzerinden yapılacak sıcaklık ölçümü için en uygun nokta olarak belirlenmiştir. İçinde montaja imkan sağlayan mekanik yapılar, rulman ve gres yağı bulunması sebebiyle, sıcaklık sensörünün istavroz rulmanı üzerine vidalı, kaynaklı vb. yöntemlerle montajlanması istavroz rulmanının fonksiyonelliğini bozacağı düşünülmüştür. Bu sebeple, yarı iletken mimarisine sahip, içerisinde bulunan germanyum ve silisyum atomlarının sıcaklığa verdiği ters direnç tepkisi prensibine bağlı çalışan temaslı bir sıcaklık sensörü sistem için uygun görülmüştür [11].

Sıcaklık sensörü içinde bulunan atomların doğal yapısı gereği sıcaklık etkisinde ortaya koydukları elektriksel direnç değişmektedir. Bu sayede oluşan gerilim farkı mikrodenetleyici tarafından anlamlandırılıp ölçüm devresinin kablosuz veri aktarım kısmına gönderilmektedir. Ölçüm devresinin 20 mW'lık güç ihtiyacı 500 mAh'lik seri bağlı iki lityum iyon

batarya tarafından sağlanmıştır. Elektronik devrenin şematik ve baskı tasarımı Proteus Professional programı üzerinden yapılmaktadır. Sıcaklık ölçüm devresi tasarımı ve prototip üretimine ait görsel Şekil 4'te verilmektedir.



Şekil 4. Sıcaklık ölçüm devresi tasarım ve prototip üretim görseli

Hem tork ölçümü hem sıcaklık ölçümü için tasarlanan elektronik kartların büyüklüğü, şekli ve montaj konumu büyük önem taşımaktadır. Elektronik kart tasarımlarına bağlı bu parametreler ilerleyen süreçte kartın kendisinin, sensörlerin ve güç ünitelerinin kardan mili üzerine entegrasyonunu sağlayan mekanik yapılarla uyumlu bir montaj sağlaması gerekmektedir. Aksi takdirde bu sistemlerin kardan mili dönme çapı, NVH karakteristiği, ağırlığı gibi önemli parametrelere etki ettiği bilinmektedir.

3. MEKANİK TASARIM

Kardan milleri aracın altında, dış ortama açık bir durumda konumlandırılmış mekanik bir aktarma organıdırlar. Dış ortama açık olmaları sebebiyle araç altında, dışarıdan gelebilecek fiziksel etkilere maruz kalmaları kaçınılmazdır. Araçların kullanım ömrü boyunca farklı coğrafyalarda, farklı arazilerde yol alması da bu fiziksel etkilerin artmasına sebep olmaktadır. Aksamlar üzerinde biriken kir ve toz, oluşan nem etkisi, çamur içinde bulunan tuzların korozyon etkisi veya küçük çakılların atması sonucu oluşan fiziksel darbelerin tümü bu zorlayıcı koşullara örnek olarak gösterilmektedir.

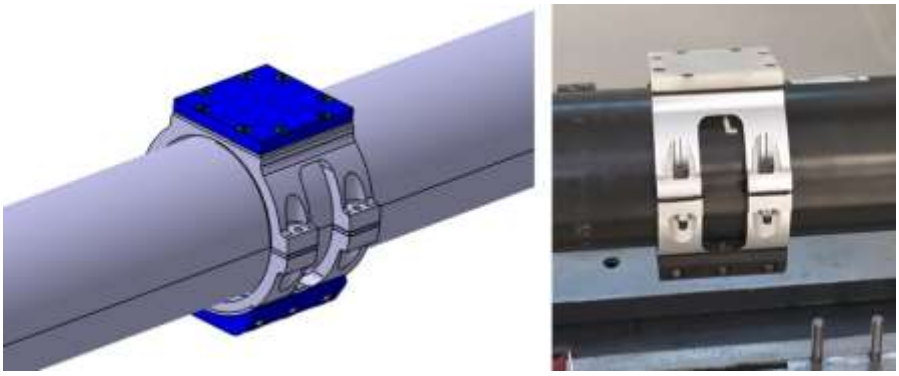
Bahsi geçen koşulların varlığı, kardan mili üzerine entegre edilmesi düşünülen tork ve sıcaklık ölçüm sistemlerine bir koruma sağlanması ihtiyacı doğurmaktadır. Bu kapsamda, akrilik ve silikon bazlı bir çok kaplama tekniğinin nem ve toza karşı direnç oluşturduğunu ve elektronik devreler üzerinde kullanıldığı görülmektedir. İlk aşamada yapılan denemeler belirli seviyede başarılı olsa da zorlayıcı ürün testlerinde istenilen izole ortamı oluşturamamıştır.

Sürüş sırasında araç altı, zorlayıcı etkilerin en yoğun görüldüğü ortamdır. Elektronik devrelerin bu etkilerden tamamen korunması, ürün fonksiyonelliğine ve uygun mekanik montaja imkan sağlaması için tasarlanan mekanik yapılar açıklanmaktadır.

3.1. Tork Ölçüm Sistemi

Gerinim akışının en net gözlemlendiği kardan mili borusu, tork ölçümü için en uygun bölge olarak seçilmişti. Buna bağlı olarak boru üzerine yerleştirilen gerinim ölçerin elektronik devre ile iletişimine imkan sağlayan, aynı zamanda gerinim ölçerleri koruyan bir mekanik yapı üzerine çalışmalar yapılmıştır.

Boru formuyla iç yüzeyinde gerinim ölçeri koruyan ve dış yüzeyine elektronik devre ve güç ünitelerinin konumlandırılmasına imkan sağlayan iki parçalı mekanik tasarım yapılmıştır. Şekil 5'te ürün montajlı haline ait katı model tasarımları ve prototip üretim görseli verilmektedir.



Şekil 5. Kardan mili boru üstü tork ölçüm sistemi

Araç üzerine oluşan fazla ağırlıkların yakıt tüketimine olan negatif etkileri bilinmektedir. Bu sebeple otomotiv sektöründe de çelik malzemeler için hafifletme çalışmalarında sıkça kullanılan, çelik malzemeden 3 kat daha hafif olan alüminyum malzeme, koruyucu yapılanma için uygun görülmektedir [12].

Yüksek hızda dönen kardan millerinde simetrik denge son derece önemlidir. Elektronik devre kartı ve güç ünitelerini üzerinde barındıran alüminyum koruyucu yapının da eksenel olarak dengede olması beklenmektedir. Koruyucu parça üzerine simetrik olarak açılan iki bölmeden birine elektronik devre kartı konumlandırılırken diğerine güç ünitesi sabitlenmiştir. Simetrik denge göz önünde bulundurularak tasarlanan kapaklar yardımıyla elektronik devre kartı ve güç ünitesi dış etkilere karşı korumaya alınmıştır.

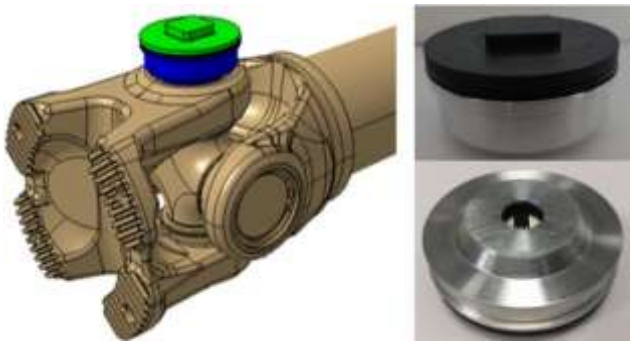
Koruyucu yapılanmaya ait kapaklar, elektronik devre kartı ve güç ünitesinin fiziki etkilerden korunmasını sağlarken, yapıya ait ağırlığın da simetrik olarak dağılmasına imkan vermektedir. Alüminyum koruyucu parçanın hem bu kapaklarla hem de boruyla arasında yerleştirilen contalar da sızdırmazlığı sağlamaktadır.

3.2. Sıcaklık Ölçüm Sistemi

Servis ömrü boyunca farklı arazi koşullarıyla karşılaşan ve zorlanma sonucu yüksek sıcaklık etkisine maruz kalan kardan mili mafsalları, istavroz gövdesi ve istavroz rulmanlarından oluşmaktadır. Bu sıcaklık ölçümü tekniği için istavroz rulmanının tabanı uygun bölge olarak seçilmişti.

Mekanik yapılanma, sıcaklık ölçüm elektronik devre kartını ve güç ünitelerinin içinde konumlandırılacağı şekilde istavroz rulmanı ve kulaklı kardan mili parçalarının yapısına uygun, dairesel formda tasarlanmıştır. Yine tork ölçüm sistemi mekanik yapılanmasında olduğu gibi parçanın hem santrifüj etkisinden hem de fazla ağırlığından kaçmak adına alüminyum malzeme tercih edilmektedir.

Alüminyum parçanın istavroz rulmanı tabanına yapıştırılması için yapıştırıcı seçimi yapılmıştır. Kardan mili üzerinde titreşim düşünülerek silikon bazlı, benzerlerine göre daha sünek yapıda endüstriyel bir yapıştırıcı tercih edilmiştir. Şekil 6'da prototip ürün görselleri ve katı modelin mafsal üzerine montajında gösterildiği şekilde mekanik parça, altında bulunan yapışma yüzeyi yardımıyla yüksük üzerine konumlandırılmıştır. İstavroz rulmanı ve parça arasında oluşan dairesel boşluğa sıcaklık sensörü konumlandırılarak temaslı veri okuması gerçekleştirilmiştir.



Şekil 6. Kardan mili mafsalı sıcaklık ölçüm sistemi

Mekanik yapılanma içinde bulunan elektronik devre kartları iki sistem için de kablosuz veri nakli prensibinde çalışarak canlı veri takibine imkan sağlamaktadır. Tork ölçüm sisteminde olduğu gibi sıcaklık ölçüm sisteminde de elektronik devre kartını ve güç ünitesinin dış ortamla izolasyonunu sağlayan, yüksek sertlikte ve sıcaklık dayanımlı plastik malzemeden tasarlanan kapaklar bulunmaktadır. Kapağın altında bulunan contalar ise ürünün çalışma koşullarına uygun şekilde sızdırmazlığı sağlamaktadır.

4. BULGULAR

Geliştirilen kardan mili ekipmanları için ana sanayi beklenti ve ihtiyaçlarını karşılamak veya son kullanıcı için ürün kalitesini arttırmak amaçlanmaktadır. Benzer çalışmalar kapsamında ana sanayi ihtiyaçları için tasarlanmış ürünler, prototip aşamasındayken bir dizi teste tabi tutulmaktadır. Bahsi geçen tork ve sıcaklık verisi toplama sistemlerinin çalışma durumu, fonksiyonelliği ve veri kalitesi görmek adına bir yol haritası çıkartılarak testler planlanmıştır.

4.1. Tork Ölçüm Sistemi

Kardan mili tork verisi toplama sistemine ait planlanan testlerde ürünün araç altındaki gerçek yol koşullarını simüle eden dinamik dayanıklılık testleri ve ölçüm kalitesi görme amacıyla statik torsiyon testleri yer almaktadır. İlk aşamada

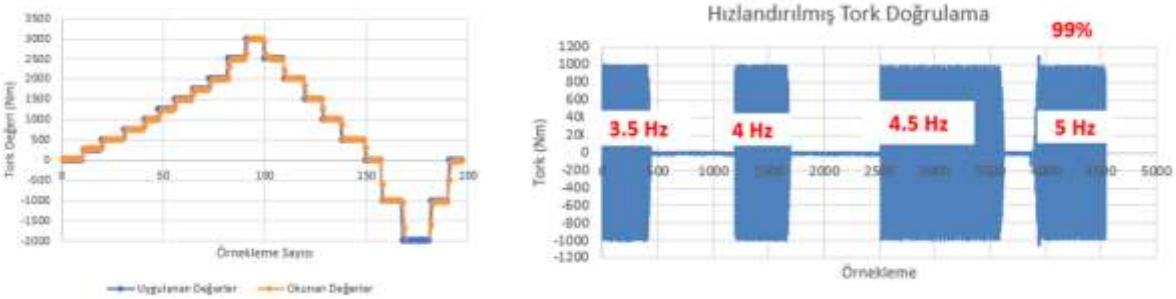
ürünün sahadaki kullanım şartlarına bağlı olarak hazırlanan test haritasında ürünün, araç altındayken verdiği fiziksel tepkiler, veri okuma veya aktarma kalitesi ve kardan miline olan etkileri incelenmektedir. Şekil 7'de test aşamasındaki kardan mili üzerindeki ürünün görseline yer verilmektedir. Görsel içeriğinde kardan mili ölçüm sistemleri için özel olarak tasarlanmış, veri toplama, izleme, istatiksel hesaplama ve kayıt altına alma gibi özellikleri bulunan Windows tabanlı arayüze de yer verilmektedir.



Şekil 7. Boru üstü tork ölçüm sistemi dinamik testi ve veri toplama

Test sırasında kardan miline tork, devir ve açı gibi araç altında karşılaşabileceği etkiler uygulanmaktadır. Bunun sonucunda boru üzerine entegre edilmiş ürün ise, test sırasında santrifüj ve titreşim gibi bir çok etkiye maruz kalmaktadır. Bu etkiler altında gösterdiği mekanik direngenlik sayesinde ölçüm verileri doğru şekilde okunabilmiş ve kablosuz veri aktarımı aracılığıyla canlı takibi sağlanmıştır.

Ürün tasarımında beklenen hedefler doğrultusunda ±3500 Nm'lik aralıkta %0,5'lik ölçüm doğruluğu sağlanmıştır. Buna bağlı olarak ürün ölçüm hızı ise 5 Hz'lik yükleme frekansında ±1000 Nm'lik aralıkta %99 doğrulukla çalışmıştır. Test sonuçlarına ait iki grafik Şekil 8'de gösterilmektedir.



Şekil 8. Kardan mili boru üstü ölçümlerine ait sonuçlar

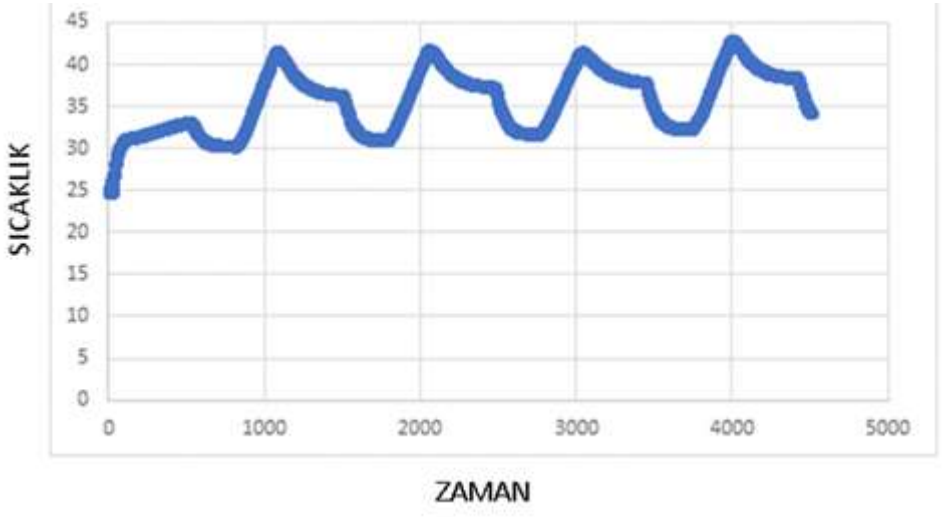
4.2. Sıcaklık Ölçüm Sistemi

İstavroz rulmanı tabanından sıcaklık ölçümü için tasarlanan sisteme ait testlerde ürünün veri toplama kalitesini ve fonksiyonelliğini test etmek amacıyla devir altında toz, nem ve sıcaklığa bağlı çevresel koşulları simüle eden bir yol haritası belirlenmiştir. Bu bağlamda sistem, kardan mili komplesi ile beraber çamur testine tabi tutulmuştur. Şekil 9'da test edilmekte olan sistem görülmektedir.



Şekil 9. Mafsal üstü sıcaklık ölçüm sistemi çevresel testi ve veri toplama

İstavroz rulmanı tabanına yapıştırılan sıcaklık ölçüm sistemi çamur testi sırasında ölçüm verilerinin toplanmasını sağlamaktadır. Anlık test verilerine bakıldığında hem test cihazı tarafından uygulanan ek sıcaklık hem de dönüş sırasında sürtünme kaynaklı oluşan sıcaklık net bir şekilde görülmektedir. Belirlenen test hedefleri doğrultusunda sıcaklık ölçüm sistemi kardan mili üzerindeki fonksiyonlarını kaybetmeden ±2 °C ölçüm doğruluğuyla testi tamamlamıştır. Test sonuçlarına ait sıcaklık ölçüm grafiği Şekil 10'da gösterilmektedir.



Şekil 10. Kardan mili mafsal üstü ölçümlere ait sonuçlar

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Tork ve sıcaklık ölçüm sistemi, saha koşullarını simüle eden testlerde fonksiyonelliğini koruyarak, canlı veri toplanmasına ve takibine olanak sağlamıştır. Ölçüm sistemi tarafından toplanan veriler, ticari yazılımlarla eş zamanlı olarak toplanan verilerle kıyaslanmıştır. Toplanan verilerin doğruluğu, sıcaklık için -20/+80 °C ölçüm aralığında %1 hata payıyla sağlanırken, tork için ±3500 Nm'lik ölçüm aralığında %0,5 hata payıyla sağlanmıştır.

Tork ve sıcaklık verisinin eş zamanlı tespiti amacıyla geliştirilen sistem, çalışma koşulları için belirlenen ölçüm aralığı ve ölçüm doğruluğu hedeflerini başarılı bir şekilde gerçekleştirmiştir. Bahsi geçen sistemlerin hem firma için doğrulama testlerinde hem de saha testlerinde kardan miline ait veri toplama ihtiyacının karşılanmasında çözüm olabileceği düşünülmektedir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmaya verdikleri destekten dolayı Tirsan Kardan Ar-Ge Merkezi ve Test Merkezi'ne sonsuz teşekkürlerimizi sunarız.

REFERANSLAR

[1] Işık, E. (2009) "Topoloji Optimizasyonu Çatallı Flanş Uygulaması", Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi. İzmir/Türkiye.

[2] Usamentiaga, R., Venegas, P., Guerediaga, J., Vega, L., Molleda, J., G.Bulnes, F. (2013) "Infrared Thermography for Temperature Measurement and Non-Destructive Testing", State of the art Sensors Technology in Spain. Madrid/Spain.

[3] Turner, J. (1988) "Development of a rotating-shaft torque sensor for automotive applications", IEE Proceedings D (Control Theory and Applications), IET.

[4] Silva, D., Mendes, J. C., Pereira, A. B., Gégot, F., Alves, L. N. (2017) "Measuring Torque and Temperature in a Rotating Shaft Using Commercial SAW Sensors", Sensors 2017, 17, 1547. https://doi.org/10.3390/s17071547

[5] Tarakçı, S., Aldemir, O., Işık, E., Özdemir, S. (2020) "Kardan Mili Üzerinden Tork Ölçümüne Yönelik Bir Sistem Tasarımı ve Üretimi", Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, pp.2-3.

[6] URL 1: LINE.17QQ.COM (2010-2021), The Versatile Strain Gauge Load Cell Tacuna Systems.

[7] https://line.17qq.com/articles/fdbhjfofz.html

[8] Uzunoğlu, B. (2006) "Kardan Şaftının Geometrik Modellenmesi ve Sonlu Elemanlar Analizi", İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.

[9] URL 2: MEGEP (2012), Motorlu Araçlar Teknolojisi Şaft, Diferansiyel ve Akslar.

[10] http://www.megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/%C5%9Eaft,%20Diferansiyel%20Ve%20Akslar.pdf

[11] Koç, O., Mutlu, İ., Taşgetiren, S. (2009) "Fren Balata Sisteminde Sürtünme Sonucu Oluşan Isı Transferi ve Termal Gerilme Analizi", Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi (TATED), Cilt:1, No:2, 2009 (9-20)

[12] Ergün, A., Kürklü, G., Başpınar, M. S. (2010) "Yüksek Sıcaklık Sonrası Farklı Sınıflardaki Betonarme Çeliklerinin Mekanik Özelliklerinin İncelenmesi", AKÜ Fen Bilimleri Dergisi. 2009-02 97-103. pp.98.

[13] Weiss, K., Worn, H. (2005) "The Working Principle of Resistive Tactile Sensor Cells", IEEE International Conference Mechatronics and Automation. Canada. DOI: 10.1109/ICMA.2005.1626593

[14] Çağlayan, R. (2020) "Taşıtlarda Ağırlık Azaltımında Hafif Malzeme Olarak Alüminyum Kullanımı ve Optimizasyonu", Bursa Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi. Bursa/Türkiye.

TICARI ARAÇ KARDAN MILLERINDE KULLANILAN AKUSTIK MALZEMELI SES DAMPERLERININ SES YUTUM ÖZELLIKLERININ GÜRÜLTÜ KARAKTERISTIĞI ÜZERINE ETKISI

Muzaffer Kasaba, Efe Işık

[1,2,] Tirsan Kardan A.Ş. Ar-Ge Merkezi
[1] Correponding Author: Efe Işık, e.isik@tirsankardan.com.tr

ÖZET

Kardan milleri, motordan gelen güç ve dönme hareketini arka akslara ileten aktarma organlarının en önemli üyelerinden biridir. Ayrıca, güç ve hareket aktarımı sırasında yol koşullarına bağlı olarak açı ve boy değişimi imkanı sağlar. Hareket ve güç aktarımı sırasında kardan mili gürültü ve titreşim yaratır. Bu gürültü ve titreşimin problemini giderebilmek için kardan mili içerisine monte edilen ses damperleri kullanılmaktadır. Yapılan çalışma, araçlarda kullanılan kardan millerinin meydana getirdiği gürültü ve titreşimin düşürülmesini sağlayan, kardan milinin içinde konumlandırılan ses damperi ile ilgili yapılan deneysel çalışmaları kapsamaktadır. Bu çalışmada, farklı ses damperleri kullanılmıştır. Öncelikle kullanılacak ses damperlerinin empedans tüpü yardımı ile ses yutum özellikleri belirlenmiştir. Daha sonra kardan millerine montajı gerçekleştirilen ses damperleri için araç üzeri çalışma koşulları benzetilerek gürültü testleri gerçekleştirilmiştir. Son olarak kardan millerinin elde edilen gürültü karakteristikleri ile ses damperlerinin yutum özellikleri arasındaki ilişki kurulmuştur.

Anahtar Kelimeler: akustik, gürültü ve titreşim, kardan mili, kritik hız, NVH, ses damperi.

EFFECT OF SOUND ABSORPTION PROPERTIES ON NOISE CHARACTERISTICS OF ACOUSTIC MATERIAL NOISE DAMPERS USED IN COMMERCIAL VEHICLE DRIVESHAFTS

ABSTRACT

Driveshafts are one of the most important members of the driveline that transmits the power and rotational motion from the engine to the rear axles. In addition, it provides the opportunity to change the angle and length depending on the road conditions during power and motion transfer. The driveshaft creates noise and vibration during movement and power transmission. In order to eliminate the problem of this noise and vibration, noise dampers mounted inside the driveshaft are used. The study covers the experimental studies on the noise damper located inside the driveshaft, which reduces the noise and vibration caused by the driveshafts used in the vehicles. In this study, different noise dampers were used. First of all, the sound absorption properties of the sound dampers to be used were determined with the help of the impedance tube. Then, noise tests were carried out for the noise dampers, which were mounted on the driveshafts, by simulating the working conditions on the vehicle. Finally, the relationship between the noise characteristics of the driveshafts and the absorption characteristics of the sound dampers has been established.

Keywords: acoustics, noise and vibrations, driveshafts, critical speed, NVH, noise dampers.

1. GİRİŞ

Kardan mili, motorda üretilen gücün ve dönme hareketinin, diferansiyele ve diferansiyel aracılığı ile tekerleklere kadar iletilmesini sağlamaktadır. Kardan mili kaynaklı titreşim ve gürültü, düzgün bir yolda sürüş esnasında tecrübe edilen ve artması durumunda müşteri şikâyeti yaratan bir problemdir.

Ses ve titreşim ölçülebilir ancak gürültü sadece sübjektif olarak değerlendirilebilmektedir. Hareketli parçalara sahip olan tüm makinalar, normal çalışma koşullarında dinamik kuvvet üretirler. Makinanın mekanik davranışı aşınma, çalışma koşullarındaki değişiklikler, yük değişimleri gibi sebeplerle değişebilmektedir. Makinanın dinamiği ve kuvvetlerin nasıl titreşim yarattıklarını anlamak aslında titreşim kaynaklarını anlayabilmek için gerekli en önemli anahtardır.

Kardan mili, çeşitli kullanım koşullarında ortaya çıkan diğer aktarma organları kaynaklı oluşan gürültü ve titreşimi araç kabini içerisine iletebilmektedir. Diğer yandan kardan mili kaynaklı titreşim ve gürültünün tespit edilememesi, çok maliyetli üretim duruşlarına ve son kullanıcı müşteri memnuniyetsizliğine sebep olur.

Otomotiv sektöründe titreşim oluşması istenilmeyen bir durumdur. Çünkü titreşim demek, enerjinin boşa harcanması ve istenmeyen ses ve gürültünün oluşması anlamına gelmektedir. Örneğin, motorun titreşim hareketi, elektrik motorlarındaki titreşim ya da mekanik bir cihazda oluşan titreşimler istenmeyen titreşim grubuna girmektedir. Bu tip titreşimler, dönen cisimlerin balanssız olmasından, düzensiz sürtünmeden, dişli kutusunda karşılık dişlilerin birbirine çarpmasından vs. gibi sebeplerden oluşmaktadır.

Ses ve titreşim oldukça yakın kavramlardır. Ses, basınç dalgaları titreşen yapılardan oluşmakta, basınç dalgaları da yapıların titreşimini oluşturmaktadır. Bu sebeple gürültü seviyesi düşürülmeye çalışırken titreşim genliklerinin de düşürülme çalışmaları eş zamanlı olarak yürütülmelidir.

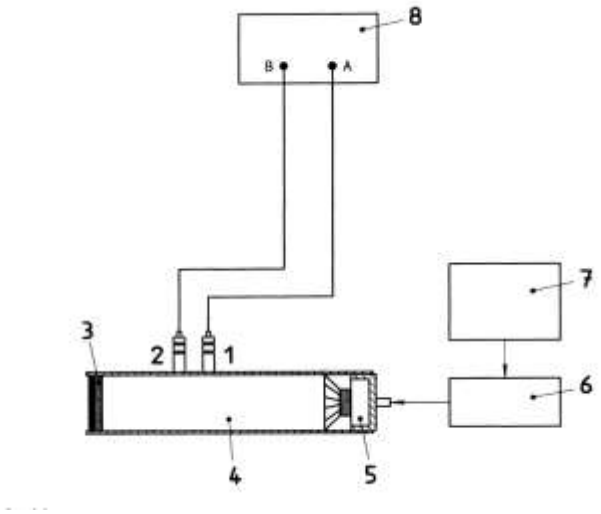
Kardan milinin meydana getirdiği gürültü ve titreşimin sönümlenmesini sağlamak için çelik boru içinde genellikle karton ses damperleri kullanılmaktadır. Bu ses damperlerinde gürültü ve titreşim sönümlemesi yetersiz olmakla birlikte montaj ve depolama işlemlerinde de bazı problemler ile karşılaşılmaktadır. Kartonun sert bir malzeme olması nedeni ile çelik boru içine yerleştirilmesi esnasında güç gerektirmekte ve bu durum seri üretimde zaman almaktadır. Aynı zamanda kartonun boru içine yerleştirilmesi sırasında karton malzemede deformasyon meydana gelebilmektedir. Bu durum da malzeme kaybına neden olmaktadır. Diğer yandan karton malzemeli ses damperi depolama sırasında iklim koşullarından etkilenebilmektedir. Karton malzemeli ses damperi yağmur, kar gibi dış etkilerden olumsuz etkilenerek kartonda deformasyon meydana gelebilmektedir. Üretim sırasında ise karton ses damperi ısıdan ve boru büzme işleminde kullanılan yağdan etkilenmektedir. Kaynak işlemi sırasında karton malzemenin alev alma riski bulunmaktadır. Sonuç olarak kardan millerinin içine konumlandırıldığı ses damperlerinde geliştirmelere gidilmekte, bu nedenle yukarıdaki değinilen dezavantajları ortadan kaldıracak ve mevcut sistemlere çözüm getirecek yeni yapılanmalara ihtiyaç duyulmaktadır.

Koruk ve arkadaşları (Koruk ve diğer., 2014) farklı kalınlıklarda karton ses damperinin titreşim ve akustik performansı hakkında nümerik, deneysel ve analitik çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmada öncelikle farklı kalınlıkta ses damperleri kullanılarak, kayıp faktörleri ve doğal frekansları modal analiz ile belirlenmiştir. Serbest ses alanında akustik ölçümler yapılarak, kardan miline adapte edilen farklı kalınlıktaki karton ses damperlerinin kardan mili gürültü karakteristiği üzerine olan etkisini araştırmışlardır. Gürültü ve titreşim kontrolü amacıyla, Clerk ve Sing (Clerk ve diğer, 2003) karton ses damperinin dairesel kesitli, kardan mili borusuna yerleştirilmesi sonucu gürültü ve titreşim etkisini belirlemek için bir çalışma yapmıştır. Çalışmada karton ses damperi kullanılan kardan milinin modal davranışını önemli ölçüde değiştirdiği gösterilmiştir. Ses damperi, sistemdeki modların çoğuna modal katılık katarken, modal kütlenin artışı da belirli bir kabuk türü mod gözlemlenmesine sebebiyet vermiştir. Moetakef ve arkadaşlarının (Moetakef ve diğer, 2003) yapmış olduğu çalışmada, sınırlı sönümleme kabiliyeti nedeniyle, karton ses damperlerinin etkisinin sınırlı olduğunu ve kardan milinden yayılan gürültüyü engelleyemediği veya etkili bir şekilde azaltamadığını belirtilmiştir. Bu nedenle polimer ses damperlerinin kardan mili gürültü ve titreşim sönümleme performansı ele alınmaktadır. Deneysel araştırmalara göre, kardan milinden yayılan gürültünün azaltılmasında polimer malzemeden ses damperlerinin karton ses damperlerine göre daha etkilidirler. Polimerler, şaftların akustik güçlendirici etkisini önlemek veya azaltmak için yüksek sönümleme özelliğine ihtiyaç duyulduğunda ses damperi olarak kullanılabilir. Kasaba ve arkadaşları (Kasaba ve Arslan, 2017) yaptıkları çalışmada kardan millerinde farklı kalınlıklarda polimer malzemeden ses damperi kullanarak polimer malzeme kalınlığının kardan mili gürültü karakteristiği üzerine etkisini incelemişlerdir.

2. TEORİ

2.1. Empedans Tüpü

Durağan dalga aparatı olarak da bilinen empedans tüpleri, malzemelerin ses yutma katsayılarını belirleyen aparatlardır. Empedans tüpünde ölçüm yapabilmek için gerekli düzenek Şekil 1.'de verilmiştir.



Şekil. 1 Empedans tüpü test düzeneği

Şekil 1.'de 1 ve 2 numara mikrofon, 3 numara test örneği, 4 numara boru, 5 numara hoparlör, 6 numara ampflikatör, 7 numara sinay üreteci 8 numara da data toplama sistemidir. Testi yapılacak numune 3 numaralı bölgeye yerleştirilir. Sinyal üretecinden yutum katsayısının öğrenilmek istendiği frekanslarda sinyal üretilir. Ampfilikatörden geçen sinyal hoparlör vasıtası ile tüp içerisine verilir ve tüp içerisinde durağan dalga oluşur. Durağan dalga üzerinden mikrofonlar ile ses sinyalleri okunarak data toplama sisteminde işlenir. Daha sonra transfer matris yöntemi ile ses yutum katsayıları elde edilir.

Empedans tüpünün boyutları EN ISO 10534-2 standardına göre belirlenmiştir. Ölçüm yapılabilecek en yüksek frekansa göre iki farklı boru çapı belirlenmiştir. Boru boyutlarını belirlemek için Denklem 1. Kullanılmıştır. 1000 Hz'e kadar olan ölçümler için belirlenen empedans tüpü Şekil 2.'de 1000 Hz ile 4500 Hz arası olan ölçümler için belirlenen empedans tüpü Şekil 3.'de verilmiştir.

$$f_u \; x \; d < 0{,}58 \; x \; c_0 \tag{1}$$

Burada f_u ölçüm yapılabilecek Hz cinsinden üst frekans sınırı, d metre cinsinden boru iç çapı c_0 ise m/s cinsinden ses hızıdır.



Şekil 2. 1000 Hz'e kadar olan ölçümler için empedans tüpü



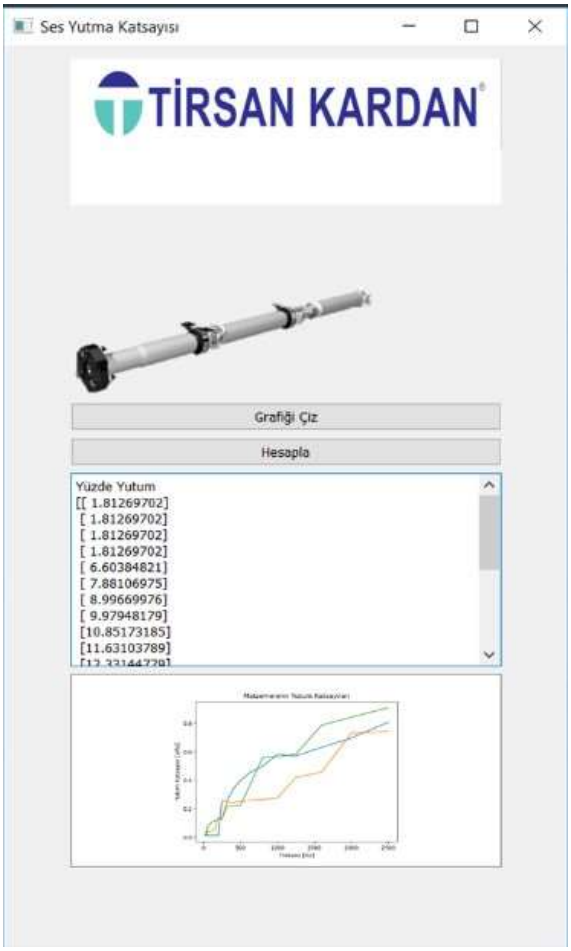
Şekil 3. 1000 Hz ile 4500 Hz arası ölçümler için empedans tüpü

Empedans tüpü ile testlerin yapılabilmesi amacı ile firmamız bünyesinde EN ISO 10534-2 standardına göre Şekil 4'teki empedans tüpü tasarlanarak üretilmiştir.



Şekil 4. Firma bünyesinde üretilen empedans tüpü

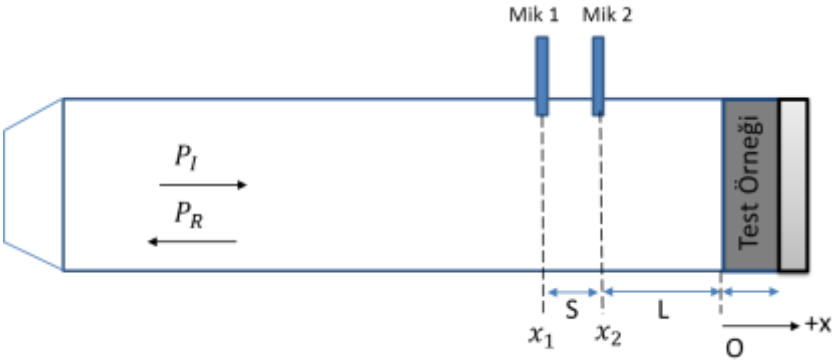
Ses verilerini toplamak amacı ile ¼ inch PCB mikrofonlar kullanılmıştır. Veri toplama sistemi olarak da Siemens LMS Scadas, yazılım olarak da Siemens Test Express yazılımı kullanılmıştır. Elde edilen ses verilerinden ses yutma katsayılarını hesaplamak için transfer matris metodu kullanılmıştır. Metodu uygulamak amacı ile PYTHON programında Şekil 5'deki arayüz geliştirilmiştir.



Şekil 5. PYTHON programında geliştirilen transfer matris yöntemi arayüzü

2.2. Transfer Matris Metodu

Transfer matris metodu, mikrofonlardan okunan basınç değerleri ile malzemenin ses yutma katsayısını hesaplayan yöntemdir. Denklemler Şekil 5. üzerindeki ölçüler referans alınarak türetilmiştir.



Şekil 6. Empedans tüpü şematik gösterimi

Gelen ve yansıyan dalgalar;

$$P_I = P^{\wedge}_I e^{ik_0 x} e^{-iwt} \quad (2)$$

$$P_R = P^{\wedge}_R e^{ik_0 x} e^{iwt} \quad (3)$$

Mikrofon 1 ve 2'deki basınç değerleri;

$$P_1 = P_I(x_1) + P_R(x_1) = P^{\wedge}_I e^{-ik_0 x_1} + P^{\wedge}_R e^{ik_0 x_1} \quad (4)$$

$$P_2 = P_I(x_2) + P_R(x_2) = P^{\wedge}_I e^{-ik_0 x_1} + P^{\wedge}_R e^{ik_0 x_1} \quad (5)$$

Transfer Fonksiyonları;

$$H_I = \frac{P_I(x_2)}{P_I(x_1)} = \frac{P^{\wedge}_I e^{-ik_0 x_2}}{P^{\wedge}_I e^{-ik_0 x_1}} = e^{ik_0 s} \quad (6)$$

$$H_R = \frac{P_R(x_2)}{P_R(x_1)} = \frac{P^{\wedge}_I e^{ik_0 x_2}}{P^{\wedge}_I e^{ik_0 x_1}} = e^{-ik_0 s} \quad (7)$$

$$H_{12} = \frac{P_2}{P_1} \quad (8)$$

X=0'da yansıma katsayısı;

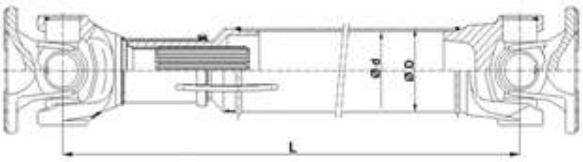
$$R = \frac{H_{12} - e^{ik_0 s}}{e^{ik_0 s} - H_{12}} \quad (9)$$

Yutum katsayısı;

$$\alpha = 1 - R^2 \quad (10)$$

2.3 Kritik Hız

Araç uygulamalarına bağlı olarak kardan millerinin çalışacağı hız aralıkları değişkenlik göstermektedir. Kardan milleri motor ve diferansiyel kaynaklı yüksek hız aralıklarında fonksiyonelliğini koruyarak güvenli şekilde çalışabilmelidir. Bahse konu güvenli çalışma aralığı gerekliliği, kardan milinin kritik hızının aktarma organlarının maksimum dönme hızından daha büyük olması zorunluluğunu doğurur. Kardan milinin kritik hızı Denklem 11 ile hesaplanır (SAE, 1991). Bu çalışmada testler kardan milinin en yüksek gürültü seviyesine ulaştığı kardan milinin kritik hızında gerçekleştirilmiştir. Kritik hız testi şirket bünyesinde bulunan test merkezindeki kritik hız cihazında yapılmıştır.



Şekil. 7. Kardan milinin şematik gösterimi

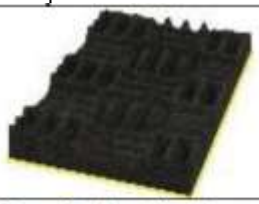
$$n_{kritik} = 1{,}22.10^{8}\frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2} \tag{11}$$

Burada n_{kritik} kritik hız, D_{mm} boru dış çapı 130 mm, d_{mm} boru iç çapı 118 mm, L_{mm} mafsallar arası mesafe ise 1 metre olarak denklemde yer almıştır. Testlerin gerçekleştirileceği kardan milleri denklemde kullanılan boyutlarda üretilmiştir.

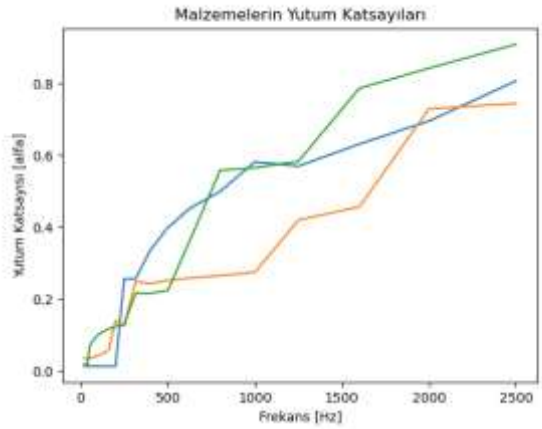
3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Deneysel çalışmaların ilk bölümünde 3 farklı malzeme kullanılmıştır. Malzemeler Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Ses damperi olarak kullanılan malzemeler

		
Düz akustik sünger	Pramit akustik sünger	Poliüretan köpük

Empedans tüpünde gerçekleştirilen deneyler sonucunda 3 malzeme için de ses yutum katsayıları belirlenmiştir. Belirlenen değerler frekans bandında Şekil 8'de verilmiştir. Grafikte turuncu eğri düz akustik sünger, mavi eğri piramit akustik sünger, yeşil eğri de kardan millerinde kullanılan poliüretan köpüğe aittir. Tüm malzemelerin frekans arttıkça yutumların arttığı en yüksek yutumun ise en yoğun olan poliüretan köpükte olduğu görülmüştür. Karton ses damperinin fiziksel yapısından dolayı empedans tüpünde ses yutma katsayısı ölçümleri yapılmamıştır. Fakat karton ses damperine alternatif olarak kullanılacak malzemeler ile kıyaslanması adına gürültü ölçümlerinde karton ses damperli kardan millerinin de gürültü testleri yapılmıştır.



Şekil. 8. 3 farklı malzeme için ses yutum katsayısı-frekans eğrileri

Bu çalışmada ağır ticari araç kardan miline empedans tüpü ile ses yutma katsayıları belirlenen ses damperleri ve karton ses damperi Tablo 2'deki gibi adapte edilmiştir.

Tablo 2. Ses damperlerinin kardan millerine adapte edilmesi

			
Karton ses damperi	Düz akustik sünger	Piramit akustik sünger	Poliüretan köpük

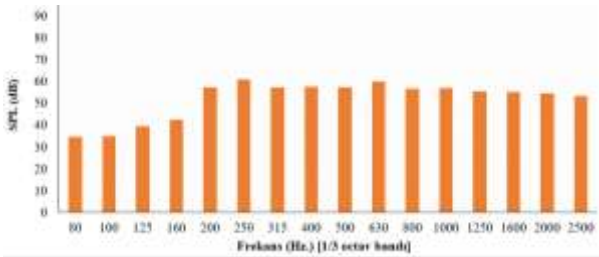
Gürültü testleri gerçekleştirilmiş ve gürültü karakteristikleri elde edilmiştir. Deneylerde kullanılan farklı malzemeden ses damperleri çap ve uzunluk olarak aynı boyutlarda alınmıştır. Gerçekleştirilen testlerde bir adet ¼'' serbest alan mikrofonu kullanılmıştır. Mikrofon kritik hız cihazının üzerinde, kritik frekansın çeyrek dalga boyu kadar uzağa konumlandırılmıştır.



Şekil. 9. Kardan milinin kritik hız test cihazı üzerinde gösterimi

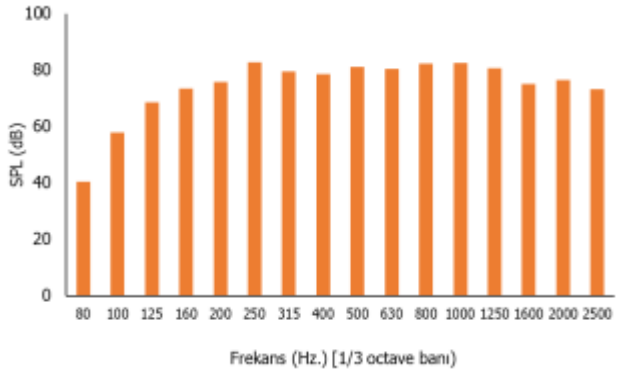
Testler şartlandırılmış akustik oda kullanılmadan tespit edilen test merkezi fon gürültüsü karakteristiği altında gerçekleştirilmiştir. Kardan milinde farklı ses damperleri kullanılarak aynı test koşullarında gürültü karakteristikleri belirlenmiştir. Fon gürültüsü ve kritik hız test cihazı çalışma koşulları sabit tutulmuştur. Gürültü testleri yapılırken, kardan mili kritik hız cihazına bağlanarak araç üstü durumu simule edilmiştir. Ağır ticari araç kardan milleri kritik hız test cihazına bağlantı flanşlarından sabitlenmiştir. Kardan mili kritik hız test cihazında belirlenen kritik devir 3500 devir/dk' da döndürülerek 10 sn süreyle ses basıncı sonuçları alınmıştır. Şekil 9' da kardan milinin kritik hız cihazı üzerinde şematik gösterimi verilmiştir.

Fon gürültüsü, test merkezi içerisindeki testin yapılacağı alanda test başlamadan önce ¼'' serbest alan mikrofonu ile ölçülen gürültüdür. Sağlıklı ölçüm alabilmek için fon gürültüsü ile ölçümü alınan cihazın gürültüsü arasında 10 dB fark olması gerekmektedir [12]. Tespit edilen fon gürültüsü karakteristiği 1/3 oktav bandında Şekil 4' de verilmiştir. Testin yapılacağı sırada toplam fon gürültüsü 68 dB olarak ölçülmüştür. Tespit edilen fon gürültüsü tüm testlerde sabit tutulmuştur.



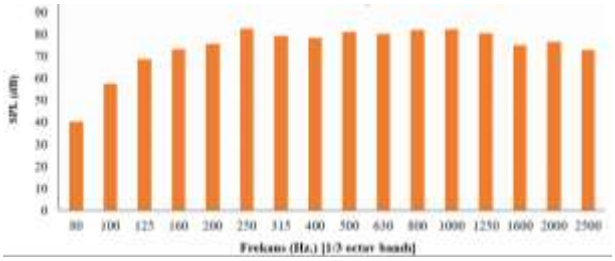
Şekil. 10. Fon gürültü karakteristiğinin 1/3 oktav bant gösterimi

Empedans tüpü ile ses yutma katsayıları belirlenen farklı malzemeden ve karton ses damperleri aynı özellikte ağır ticari araç kardan miline yerleştirilmiştir. Gürültü ölçüm sonuçları Şekil 11-14' de verilmiştir.



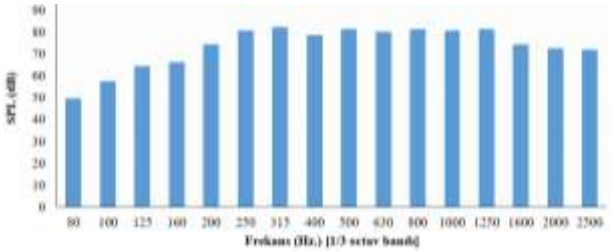
Şekil. 11. Karton ses damperli kardan milinin gürültü karakteristiğinin 1/3 oktav bant gösterimi

Şekil 11' de görüldüğü üzere kardan milinde karton ses damperi kullanılmış ve araç üzeri konumu simule edilerek kritik hız değerinde gürültü ölçümü sonuçları elde edilmiştir. Kardan milinin kritik hız değerine denklem 11 kullanılarak ulaşılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre ortalama 92 dB ses basıncı ölçülmüştür.



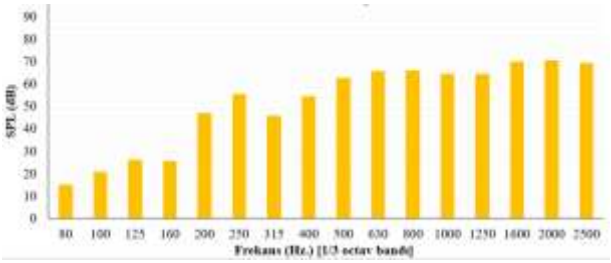
Şekil. 12. Düz akustik sünger ses damperli kardan milinin gürültü karakteristiğinin 1/3 oktav bant gösterimi

Şekil 12' de görüldüğü üzere kardan milinde düz akustik sünger ses damperi kullanılmış ve araç üzeri konumu simule edilerek kritik hız değerinde gürültü ölçümü sonuçları elde edilmiştir. Kardan milinin kritik hız değerine denklem 11 kullanılarak ulaşılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre ortalama 88 dB ses basıncı ölçülmüştür.



Şekil. 13. Piramit akustik sünger ses damperli kardan milinin gürültü karakteristiğinin 1/3 oktav bant gösterimi

Piramit akustik sünger ses damperi kullanılarak yapılan kardan mili gürültü ölçümü sonucunda 86 dB ses basınç düzeyi elde edilmiştir. Malzeme yapısından dolayı hava kaynaklı sesi düz aksutik ses damperinden daha fazla engellediği görülmüştür. İncelediğimiz frekans aralığında poliüretan malzemeye göre daha iyi bir yutucu olan köpük poliüretan malzeme ile test yapılmasına karar verilmiştir. Son olarak kardan mili borusu içerisine poliüretan ses damperi basılarak test edilmiştir.



Şekil. 14. Poliüretan köpük ses damperli kardan milinin gürültü karakteristiğinin 1/3 oktav bant gösterimi

Yukarıda verilmiş olan diğer iki test ile aynı koşullarda poliüretan ses damperi test edilmiştir. Poliüretan ses damperi ile ortalama 80 dB ses basıncı ölçülmüştür. Karton ses damperine göre 12 dB, düz akustik sünger damperine göre yaklaşık 10 dB, pramit akustik ses damperine göre 6 dB iyileştirme sağlanmıştır.

4. SONUÇ

Ses damperi olarak kartonun kullanılması, boru kaynaklı kardan mili gürültüsünün borunun titreşimlerinden kaynaklandığı yani yapı kaynaklı ses olduğu görüşüne sebep olmuştur. Bu bilgiler ışığında titreşimi kartona göre daha iyi sönümleyebilecek, yapı kaynaklı sesi daha iyi engelleyebilecek poliüretan köpük ve aksutik süngerler ile testler yürütülmüştür. Yürütülen deneysel çalışmalar ile deneylerde kullanılan 3 farklı malzemenin empedans tüpü ile ses yutma katsayıları belirlenmiştir. En iyi yutum özelliği poliüretan köpükte, sonra akustik pramit süngerde en sonra akustik düz süngerde olduğu görülmüştür. Aynı malzemeler, aynı özelliklerde kardan millerinde ses damperi olarak kullanılmış ve gürültü ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Gürültü düzeyi en düşük kardan mili poliüretan köpük ses damperine sahip kardan mili olduğu belirlenmiştir. Sonuçlardan görüldüğü gibi malzemelerin yutum özellikleri iyileştikçe kardan milinin gürültü düzeyi azalmaktadır.

Tablo 3. Ses damperi olarak kullanılan malzemeler

Sıra	Kullanılan Ses Damperi	Ortalama Ses Basınç Seviyesi
1	Karton Ses Damperi	92 dB
2	Düz Akustik Sünger Ses Damperi	88 dB
3	Pramit Akustik Sünger Ses Damperi	86 dB
4	Poliüretan Köpük Ses Damperi	80 dB

TEŞEKKÜR

Bu bildiri çalışmalarının gerçekleştirilmesi sırasında bize olanak sağlayan ve destek olan Tirsan Kardan Ar-Ge ve Test Merkezi' ne teşekkür ederiz.

OTEKON'un sürekliliğini sağlayan tüm kongre düzenleyicileri ve katılımcılarına ayrıca teşekkür ederiz.

KAYNAKÇA

[1] Koruk H., Dreyer J.T., Singh R. Modal analysis of thin cylindrical shells with cardboard liners and estimation of loss factors. Mechanical Systems and Signal Processing, 45, 346-359, 2014.

[2] Foulkes G. M. ve Clerck P.J., Singh R. Vibration characteristics of cardboard inserts in shells, SAE International, 2003.

[3] Moetakef M., Bresky A., Zilberman M., Pham T., Robert Egenolf R. ve Bonhard B., Reducing high frequency driveshaft radiated noise by polymer liners, SAE International, 2005.

[4] Metin A., Mega Yatlarda Gürültü Tahmini, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, 2010.

[5] Universal Joint and Driveshaft Design Manual, Advanced in Engineering Series No.7, SAE International, 1991

[6] Sarıgül S., Seckin A., Öztürk B., Yıldırım K., Bir buzdolabı kompresörünün deneysel modal analizi, 14. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, Kuzey Kıbrıs, 2-4 Temmuz 2009.

[7] Sarıgül S., Seckin A., Arpaz Ö., Titreşen cisimlerin yapısal akustik analizi, 12. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, Kayseri, 9-12 Haziran 2005.

[8] Leissa, Arthur. Vibration of shells. The Acoustical Society of America, 1993.

[9] Den Hartog, J. P. Mechanical vibrations. New York: Dover Publications, Inc. 1985.

[10] Durfy L. J., Investigation of damping treatments for propeller shaft vibration, Electronic Theses and Dissertations, paper 2502, 2000.

[11] Korkut T., Arkadan itişli hafif ticari araçlarda arka tekerleklere hareket transferini gerçekleştiren kardan milinde oluşan titreşim ve seslerin analizi, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2008.

[12] Beranek L. Acoustics. Amer Inst of Physics, Inc. 1986.

[13] Kasaba M., Arslan G., Kardan mili kaynakli araç gürültüsünün polimer esasli ses damperi kullanilarak azaltilmasi., 12. Ulusal Akustik Kongresi ve Sergisi, İzmir, 14-15 Eylül 2017

KINEMATIC & COMPLIANCE CORRELATION OF STEERING ANALYSIS OF A PASSENGER VEHICLE

Gurur Ağakişi, Ferruh Öztürk

[1] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası AŞ - R&D Center, Bursa, Türkiye
[2] Bursa Uludağ University, Automotive Engineering Department, Bursa, Türkiye
Corresponding Author: Gurur Ağakişi e-mail:gurur.agakisi@tofas.com.tr

ABSTRACT

The development of a vehicle consists of many stages and architecture studies can be considered as the main and the beginning of the engineering process. Based on the vehicle performance targets suspension type is selected and therefore K&C (kinematics and compliance) analysis are realized to meet vehicle objectives. The objective of this paper is to conduct a reliable virtual analysis methodology based on steering output of the front suspension of a passenger vehicle which can correlate with the physical measurements taken from the K&C bench testing. A complete front suspension assembly is created within Adams/Car environment, which includes McPherson suspension, an anti-roll bar and steering subsystem. Based on the reference vehicle, the Adams model is created with rigid bodies based on their precise hardpoints in design position. The aim of the study is to gather high correlation with steering test output taken from K&C bench testing of which specifically, front steer angle change, wheel center locus, front camber angle combined with spin angle change, camber angle change and Ackerman error.

Keywords: Kinematics and Compliance, Steering analysis, McPherson front suspension, Adams/Car assembly

1. INTRODUCTION

The complete front suspension multi-body model is generated within Adams/Car to conduct steering analysis for the selected parameters. The reason for the model generation is to use virtual tools more efficiently in development process and hence shorten the development time for the future work decreasing the need for physical tests. As the K&C characteristics are used as key indicators for behavior of the vehicle such as comfort, performance, ride and handling, it is important to generate results virtually (Yi, Park, and Hong 2014). The paper consists of the model generation and CAE analysis comparison with the results from bench testing. Model generation is divided into two segments as full vehicle static correlation and front suspension steering kinematic correlation.

As a first step, parameters related to vehicle are defined, and measured to have the static correlation that enables to conduct meaningful analysis for the further steps. These parameters can be stated as wheelbase, mass, tire stiffness, tire radius under loading and center of gravity height.

As a second step, physical test bench measurements from K&C are gathered to compare with the Adams model results to validate the virtual model. In this step hardpoints of front suspension components as well as material characteristics are defined and inserted into the model. With the help of the correlation, the model is ready to serve further steering kinematics and optimization studies to improve steering characteristics.

2. VIRTUAL MODEL

Adams/Car is used to create a whole front suspension assembly. The subcomponents of the McPherson suspension assembly; lower control arm, spindle, shock absorber, spring, top mount and subframe are defined with precise hardpoints and mass, material, and moment of inertia values. Toe angle and camber angle is defined as suspension parameters.

For the steering subsystem, a steering wheel with a rack-pinion steering system, specifically consisting of a steering column with a 2-cardan joint solution and a steering box with tie rod is used. The subcomponents are created based on the hardpoints and material type, mass information and moments of inertia are inserted for each subcomponent. The parameters of steering system such as maximum rack displacement, maximum steering angle and pinion to rack reduction gear is defined.

The anti-roll bar is also created within the virtual model to be used especially for opposite wheel travel simulations for future work (Harzheim and Warnecke 2010). To see the effect on compliance analysis, translational and rotational stiffness of suspension bushings are defined in the model, transposing from technical drawings to vehicle coordinates. The complete Adams/Car model of the passenger vehicle is seen in Figure 1. Virtual test bench of Adams/Car called suspension test rig is used to conduct the analysis.

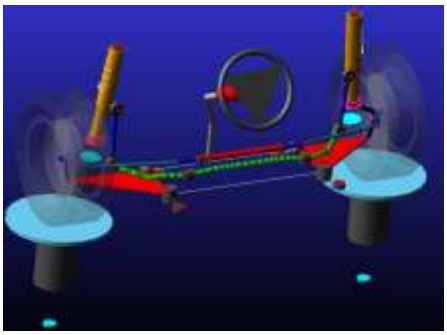


Figure 1. Adams/Car Assembly Model

Static correlation upon vehicle is achieved before conducting K&C analysis. Because the theoretical design parameters can not meet exactly the physical vehicle, the values related to vehicle are corrected in Adams model based on the measurements (Yahya Oz 2018). These values include sprung mass, center of gravity height, axle load, wheelbase, wheel mass and tire radius. However, the hardpoints for the whole virtual model are used as in the theoretical design position.

3. K&C RESULTS

Using the Adams/Car suspension test rig, one can choose to realize different suspension tests including parallel wheel travel, opposite wheel travel, steering and static load cases. In this paper the focus is on steering tests and therefore the virtual model is checked to have correlation with the measurements taken from physical K&C test machine.

3.1. Steer Angle Change

Both the virtual model and the measurement data can be seen in Figure 2. This graph shows how much the wheels are steered with given input of the full left and full right of steering wheel in degrees, which can be denoted also as steering ratio. The study shows a decent correlation and it means that the kinematics of steering wheel are processed well upon the mechanical connection through wheels based on the rotation of pinion gear which is transferred as the linear motion of rack gear and hence to the tie rods and spindle.

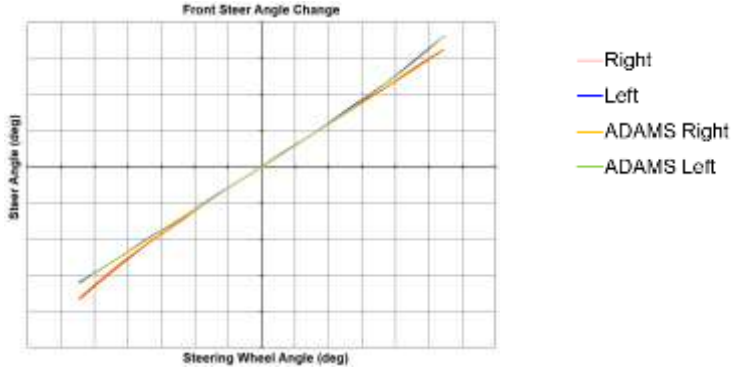


Figure 2. Steer Angle vs Steering Wheel Angle

3.2. Wheel Center Locus

The wheel center, while in turning maneuver, does not keep its position as it is due to suspension geometry. In the following Figure 3 the displacement of wheel center in lateral direction based on longitudinal direction is seen. Since the wheel center displacements are well correlated with the Adams model, it is feasible to indicate that the wheel kinematics based on the steering input is properly defined.

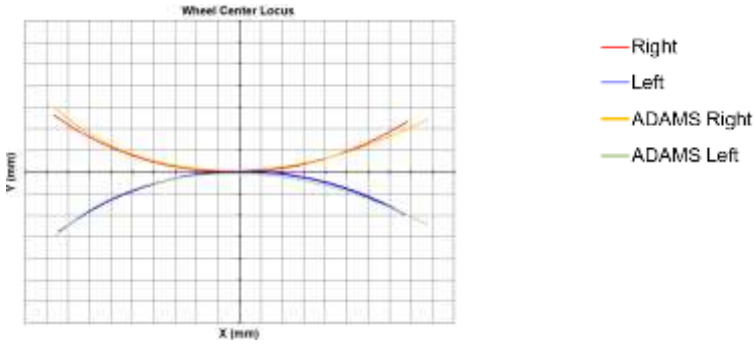


Figure 3. Wheel Center Locus

3.3. Camber Angle Change

Camber angle is one of the main wheel alignment parameter and is defined as the angle of which the wheel plane vertically makes with respect to the vehicle axis. It is positive when the top of the tire is leaning outward and negative when the top of the tire is leaning inward. The Figure 4 shows the effect of steering wheel input against the change on camber angle. This is considered a relatively successful model simulating the behavior of the wheel; however, the left side camber variation shows the ADAMS model can be further improved with respect to the physical results.

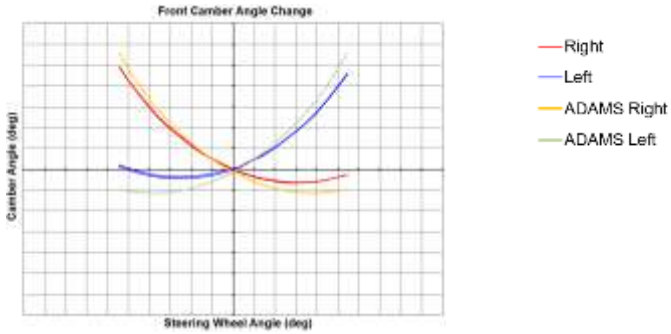


Figure 4. Camber Angle Change

3.4. Camber Angle and Spin Angle Change

Similar behavior is seen for the camber angle and spin angle change based on the steer angle generated on the wheel comparing to camber angle change based on steering wheel angle change. The correlated graphic is seen in the Figure 5.

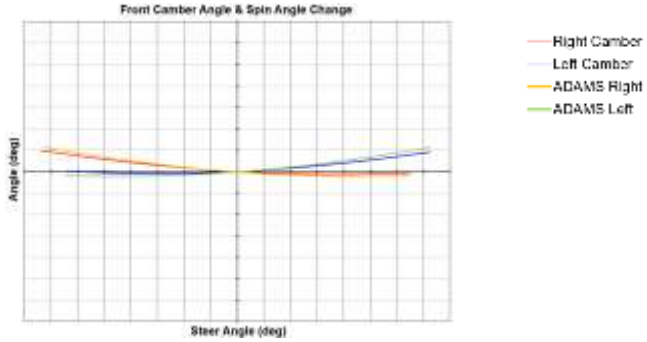


Figure 5. Camber Angle and Spin Angle Change

3.5. Ackerman Error

Ackerman error is calculated based on the ideal steer angle generated from Ackerman geometry and the actual steer angle. In ADAMS, the Ackerman error for the inside wheel is zero because inside wheel is used for the turn center calculation. Positive Ackerman error indicates that the steer angle is greater comparing to ideal steer angle. The

Ackerman angle is using a key role especially on larger steer angles (Mitchell, Staniforth, and Scott 2006). The results show considerably good correlation with large steer angles despite poor correlation on lower angles.

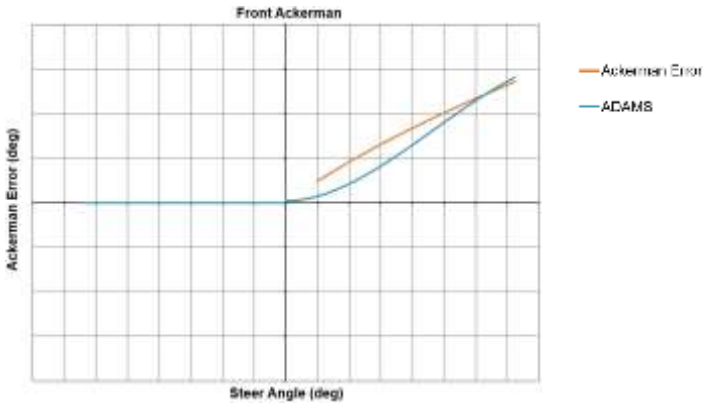


Figure 6. Ackerman Error

4. CONCLUSIONS

In this paper main selected steering kinematics is presented with a comparison of Adams multi-body model of a complete front McPherson suspension and the results obtained from K&C test machine. In general, the correlation of the virtual and physical results is satisfactory. This helps to try new settings virtually and get the results without further physical testing, therefore reducing the development time and costs.

ACKNOWLEDGEMENT

The author would like to thank TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası AŞ and Bursa Uludağ University for their support of this study.

REFERENCES

[1] Yi, Yong Sub, Joonhong Park, and Kyung Jin Hong. 2014. “Design Optimization of Suspension Kinematic and Compliance Characteristics.” In SAE Technical Papers, SAE International.

[2] Harzheim, Lothar, and Ulrike Warnecke. 2010. “Robustness Optimization of the Position of an Anti-Roll Bar Link to Avoid the Toggling of a Rear Axle Stabilizer.” Structural and Multidisciplinary Optimization 42(2): 315–23.

[3] Yahya Oz, Berzah Ozan and Eren Uyanik. 2018. “Steering System Optimization of a Ford Heavy- Commercial Vehicle Using Kinematic and Compliance Analysis.”

[4] Mitchell, Wm C., Allan Staniforth, and Ian Scott. 2006. “Analysis of Ackermann Steering Geometry.” SAE Technical Papers (724).

[5] MSC Software, ADAMS/Car Help Documentation

ESTIMATION OF BATTERY STATE OF CHARGE USING ARTIFICIAL NEURAL NETWORK IN AN ELECTRIC VEHICLE SYSTEM

[1]Mehmet Onur Genç, [2]Necmettin Kaya

[1] Bursa Technical University, Mechanical Engineering Department, Bursa, Turkey, 0000-0003-0332-1785
[2] Bursa Uludag University, Mechanical Engineering Department, Bursa, Turkey, 0000-0002-8297-0777

[1] Correponding Author: Mehmet Onur Genç, mehmetonurgenc@gmail.com

ABSTRACT

Modeling and system optimization of electric vehicle battery system with high sensitivity enables vehicle producers to design more long runner electric vehicles on the roads. Artificial Intelligence is one of the potential for Automotive technologies which also enables the system modeling more precise, clear and time and cost saving instead making experimental test load. In parallel, Artificial Neural Network (ANN) is the potential concept to consolidate with dynamic systems to make more precise parameter assumption with the support of wide experienced data pool. In this study, the electric vehicle powertrain system is modeled as 1-D and battery State of Charge (SoC) status are observed based on system inputs. After that, the modeled battery system is subjected to Design of Experiment (DOE) study using Latin Hypercube distribution which enables to have system behavior data in wide range which provides the data pool for ANN model. Obtained data pool from DOE including the vehicle weight, roll friction coefficient and wind speed effecting SoC behavior is modeled with ANN structure in Python language. Trained ANN model, also called 'Digital Twin' of the system, is used to estimate battery SoC status in modeled electric powertrain system. According to results of the performed methodology, ANN adaptation considerably approaches to estimate best SoC status within acceptable limits for the battery. This methodology creates opportunity to estimate realized system model results in design phase instead to making too much several experimental study causing time and cost consuming.

Keywords: Electric Vehicle, Electric Vehicle Battery System, State of Charge (SoC), Artificial Neural Network, Digital Twin, Latin Hypercube distribution

1. INTRODUCTION

Nowadays electric vehicle technology considerably focuses on battery storage systems and increasing battery life in electric vehicles. Battery management in electric vehicles has high importance to provide both optimized electric consuming and safe driving. Increased battery life and balanced 'Depth of Discharged' (DoD) are set the desired system design of 'State of Charge' (SoC) status of an electric vehicle. SoC explains the instant situation of the battery in terms of percentage in the running vehicle. SoC is affected by the key parameters of the vehicle directly based on different impact levels and managed by 'Battery Management System' (BMS). Figure 1 explains the modeled electric vehicle powertrain main sections as electrical and mechanical system sections.

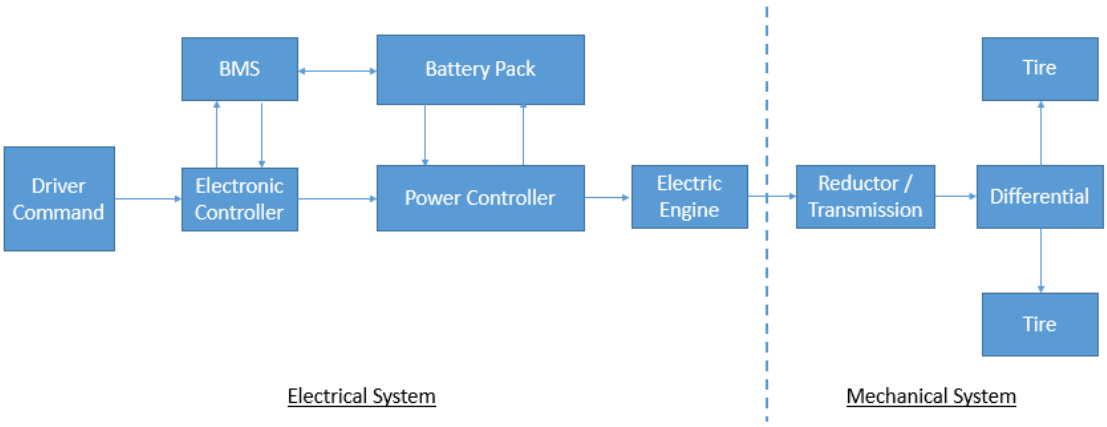


Figure 1. Powertrain System in the Electric Vehicle Analysed in the Study

Artificial Neural Network (ANN) represents the biological brain by making interacting with each artificial neurons and transmit the signals to the other in the physical models. In general, the information flow between the neurons can be provided just the signal can exceed the threshold value. Figure 2 shows the classical ANN model consists of; Input, Hidden and Output layers. Hidden layers represent the non-linear transformation section that strength the model consistency for the input values. Hidden layers strength the model estimation in case the more non-linear data exist in the pool.

Recently Artificial Intelligence (AI) studies have started to take place in engineering problem solving area both in system or design point of views. Artificial Neural Network models have one of the major possible area that representing the physical model of the real system. Nowadays 'Digital Twin' concept is leading virtual representative method for engineering systems that provides to make predict in behalf of the model behavior. ANN modeling is one of the methodology to create 'Digital Twin' for the physical models and provide physical prediction without using either real model or physical model so called 1-D model.

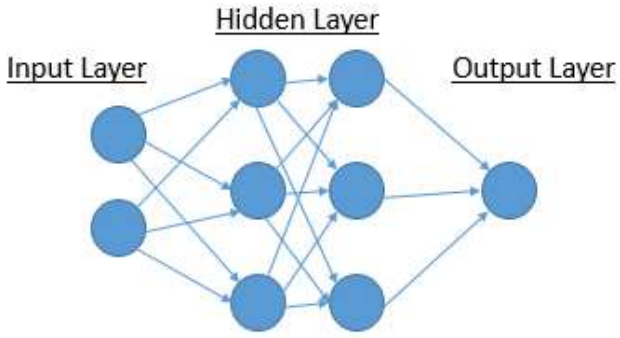


Figure 2. Information Flow in ANN

Figure 3 explains the methodology followed in this study. The electric vehicle powertrain system was first modeled via 1-D model library by indicating the key parameters in BMS by using LMS AMESim. As next step, the system model was defined with parameter tolerances, and totally 100 experimental set was defined by using Latin Hypercube method in order to have more sensitive distribution that provides precise input for ANN model. As next step, the obtained results from 1-D model was transferred to ANN model, so that the model predict the estimated battery SoC based on the input data. This methodology enables to eliminate too many real vehicle testing and 1-D modeling by using 'Digital Twin' that making model predicting.

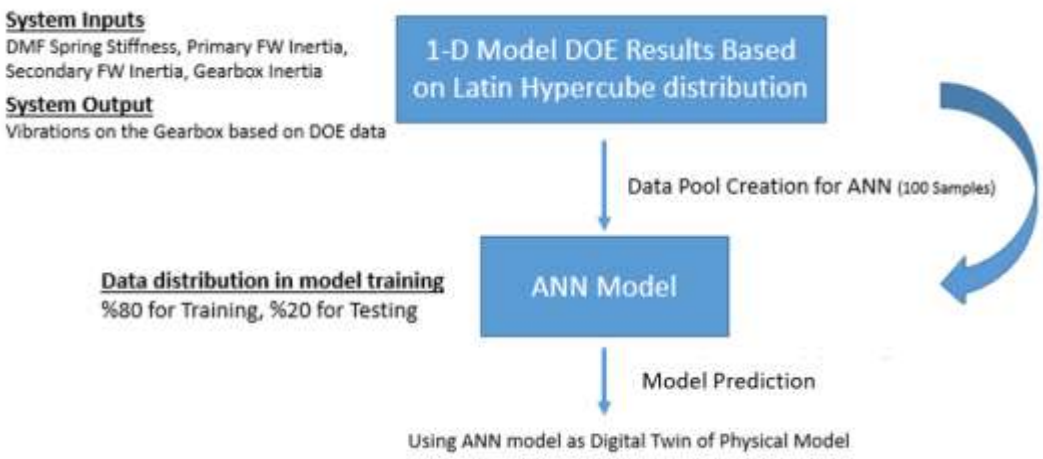


Figure 3. General Flow Followed in the Study

2. VIRTUAL MODELING

This section explains the virtual modeling study of the real product. Virtual model, also called physical model, was created as 1-D model in AMESim programme. Figure 4 shows the modeled powertrain system. In this study, as system parameter totally 3 different values were taken into account. These parameters are in order; Vehicle total weight (tonne), Rolling friction coefficient and Wind speed (m/sn).

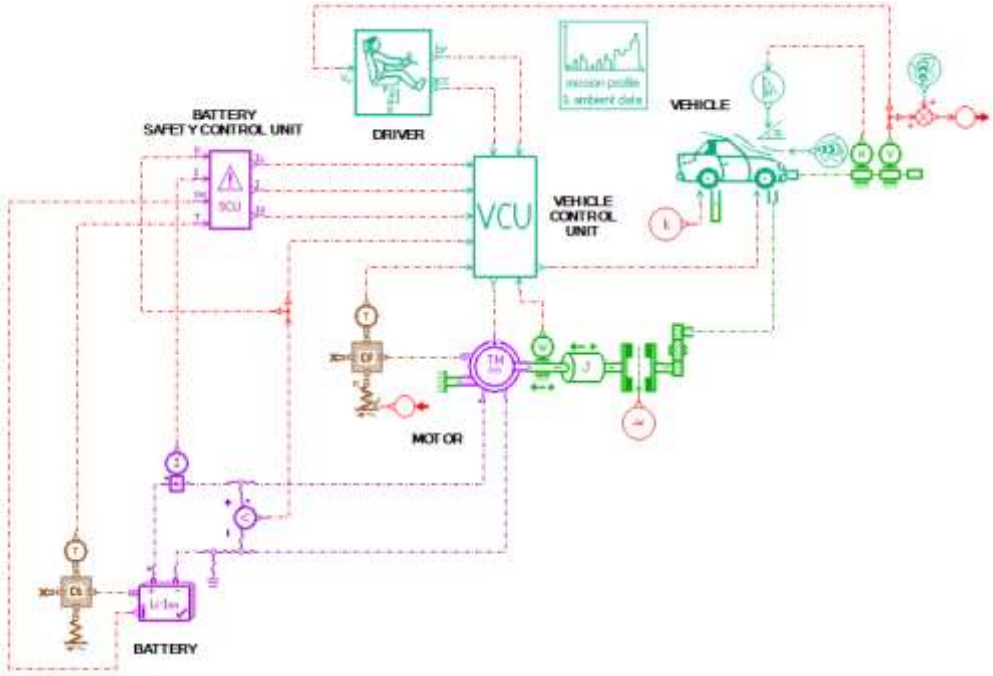


Figure 4. AMESim 1-D Model with DMF

Based on the input data (vehicle weight, rolling friction coefficient, wind speed), the output was defined as battery State of Charge (SoC) reading by Battery Management System (BMS). Figure 5 shows the main tasks and functions of the BMS. State of Charge (SoC) prediction has high importance on for drivers to estimate milage capacity. This sensitivity and importance SoC composed the motivation during this study by using ANN model prediction. Table 1 shows the parameters within the tolerance values of key parameters.

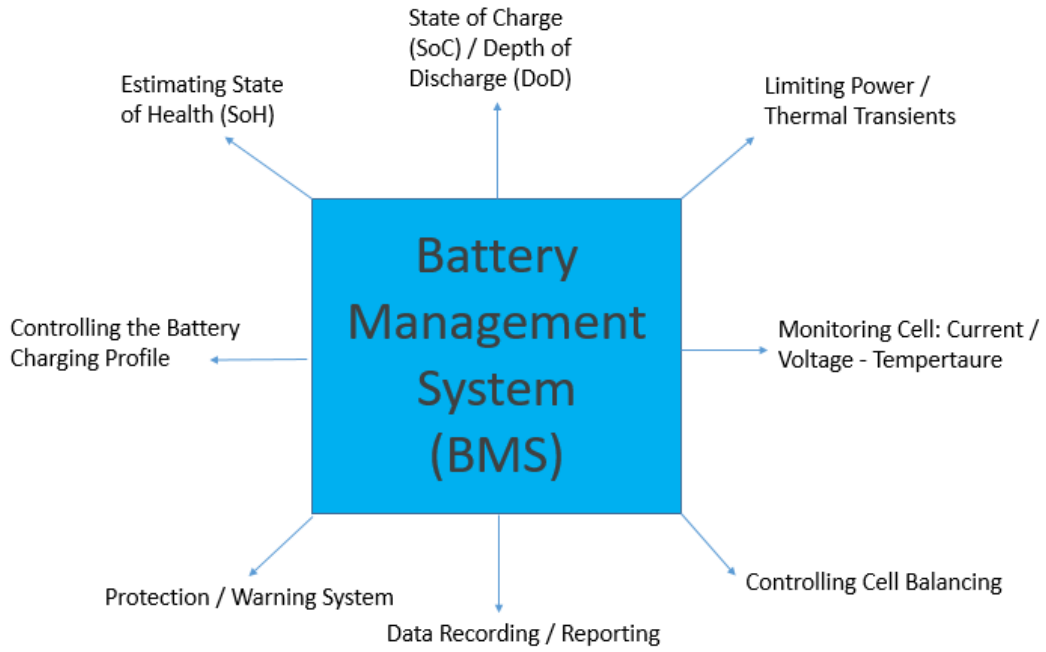


Figure 5. Battery Management System Functions in an Electric Vehicle

Table 1. System Parameters using in 1-D Modeling

System Parameters	Min Value	Max Value
Vehicle Weight (tonne)	0.5	1.5
Rolling Friction Coefficient	0.01	0.05
Wind Speed (m/sn)	0	30

3. ARTIFICIAL NEURAL NETWORK MODELING

3.1. Digital Twin Concept

Digital twin represents the virtual twin of a physical model and can allow the make prediction based on the real or virtual model. In this study, in order to create base information data for 'Digital Twin', the virtual model was modeled as 1-D and DOE (Design of Experiment) study was performed by using Latin Hypercube distribution methodology. Figure 6 explains the 'Digital Twin' concept by comparable with real and virtual systems.

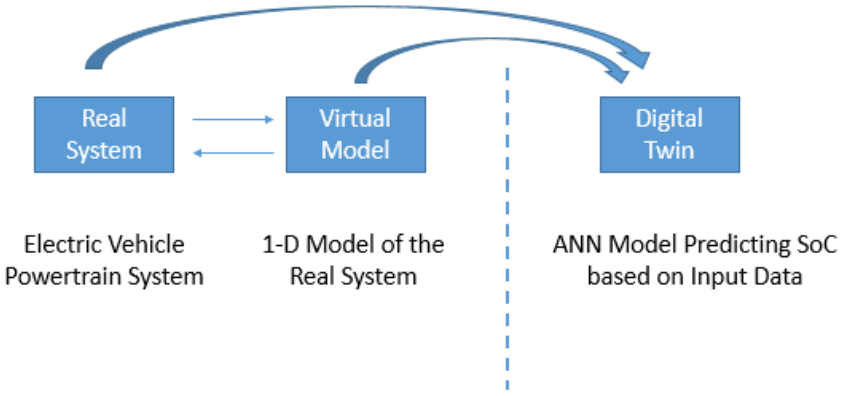


Figure 6. Digital Twin Concept Followed in the Study

3.2. ANN Modeling

In this section the ANN modeling study is introduced and explained. Figure 7a shows the DOE data used in 1-D modeling as representative for first and last five values within the 100 samples. Figure 7b indicates Latin Hypercube distribution coefficients as sample for first and last five values as the base coefficients of the value in 6a. These data were sent to ANN model and enabled the model to get read it via 'Pandas' module.

Figure 8 shows the ANN model flow performed in the study. The obtained DOE results coming from the 1-D modeling first are being read by the model, than the model is randomly splitted into two groups. First group is used for training , and covers the 80% of the data. The remain 20% of are used for testing the performance of the trained data. Afterwards, the layer definition for the Artificial Neurons (AN) is done including hidden layers according to expected performance from the model. As next step, the optimizer and loss method definition take place. 'Adam' optimization methodology and 'Mean Squared Error' are selected, after that the model fit is provided and tested to provide model prediction at last step.

	Vehicle Weight (tonne)	Rolling Friction Coefficient	Wind Speed (m/sn)
1	0,765	0,011	22,35
2	1,185	0,0318	0,045
3	0,985	0,027	12,45
4	0,875	0,0322	14,25
5	0,965	0,0234	4,05
96	0,805	0,0266	23,55
97	1,365	0,0142	25,05
98	1,045	0,0114	16,35
99	1,355	0,0458	18,75
100	0,625	0,0354	7,95

a) 1-D Modeling DOE parameters

1	[0.265 0.025 0.745]
2	[0.685 0.545 0.045]
3	[0.405 0.425 0.415]
4	[0.375 0.555 0.475]
5	[0.465 0.335 0.135]
96	[0.305 0.415 0.785]
97	[0.865 0.105 0.835]
98	[0.545 0.035 0.545]
99	[0.855 0.895 0.625]
100	[0.125 0.635 0.265]

b) Latin Hypercube distrubition factors

Figure 7. DOE Input Parameters distributed by Latin Hypercube Theory



Figure 8. ANN Model Flow

Figure 9 shows the Python code of the ANN model used in this study. Keras ANN module library was used to make prediction based on State of Charge (SoC), and the 'Digital Twin' model was represented by Artificial Neurons . As activation function between the neurons 'Relu Activation Function' was used to provide interactions between the layers.

```
SoC (x0, y0, f0):
url = "C:\\Users\\User\\SoC.csv"
column_names = ['Weight', 'Roll', 'Wind', 'SoC']
df = pd.read_csv(url, names=column_names,
                 na_values='?', comment='\t',
                 sep=';', skipinitialspace=True)
dataset=df.values
dataset
X=df.drop(columns=['SoC'])
Y=df[['SoC']]
X=dataset [:,0:3]
Y=dataset [:,3]
X_train, X_val_and_test, Y_train, Y_val_and_test=train_test_split(X, Y, test_size=0.2)
X_val, X_test, Y_val, Y_test=train_test_split(X_val_and_test, Y_val_and_test, test_size=0.5)
print(X_train.shape, X_val.shape, X_test.shape, Y_train.shape, Y_val.shape, Y_test.shape)
model = keras.models.Sequential()
model.add(keras.layers.Dense(128, activation='relu', input_shape=(3,)))
model.add(keras.layers.Dense(128, activation='relu'))
model.add(keras.layers.Dense(128, activation='relu'))
model.add(keras.layers.Dense(128, activation='relu'))
model.add(keras.layers.Dense(128, activation='relu'))
model.add(keras.layers.Dense(1))
model.compile(optimizer='adam', loss='mean_squared_error')
model.fit(X, Y, epochs=1000, callbacks=[keras.callbacks.EarlyStopping(patience=3)])
print ("X is %.3f" %  x0)
print ("Y is %.3f" %  y0)
print ("F is %.3f" %  f0)
dataset = np.array([x0, y0, f0])
print(model.predict(dataset.reshape(1,3), batch_size=1))
g=open("maximum_values.txt","a+")
g.writelines("Limit"+"_"+"_value="+'      '+str(x0)+' '+str(y0)+' '+str(f0)+' '+str(model.predict(dataset.reshape(1,3), batch_size=1))+'\n')
g.close()
```

Figure 9. Coded Main ANN Model for the Study

Table 2 explains the random try-out results for the defined model. In the table randomly selected three test sets are shown. After the random points are defined and found, the results are compared with the 1-D model. According to results predicted by ANN model and found by 1-D model, in average the results are found around 1.53% deviation.

This deviation ratio can be considered in model predicting because the vibration of the vehicle is distributed non-linear during the operation ranges in the vehicle.

Table 2. Trained ANN Model Random Results vs. Comparison with 1-D Modeling

	System Parameters	Value	ANN Results (SoC)	1-D Results (SoC)	Deviation (%)
1st Random Trial	Vehicle Weight (tonne)	0.965	86.10	87.24	%1.3
	Rolling Friction Coefficient	0.0234			
	Wind Speed (m/sn)	4.05			
2nd Random Trial	Vehicle Weight (tonne)	1.485	88.95	87.32	%1.8
	Rolling Friction Coefficient	0.0102			
	Wind Speed (m/sn)	0.15			
3rd Random Trial	Vehicle Weight (tonne)	1.355	81.88	80.65	%1.5
	Rolling Friction Coefficient	0.0458			
	Wind Speed (m/sn)	18.75			

5. CONCLUSION

This study makes the innovative approach to battery SoC parameter estimation by using ANN model, also represents the 'Digital Twin Concept'. The physical model of the electric vehicle powertrain system, also called virtual model, first set and run with DOE methodology based on Latin Hypercube distrubiton. Obtained data pool sent to ANN model to provide model predicting in battery SoC has major importance on for drivers to estimate milage capacity, and predicting based on the system data provides the more consistency in engineering phases. According to model results, the SoC values are predicted around with 1.53% deviation. This results can be acceptable to make model prediction and considered as 'Digital Twin' of the physical model in electric vehicle engineering.

REFERENCES

[1] M, Cavalcanti., M, Schmal., Giudici, R., R, Alves. (2019) 'A catalyst selection method for hydrogen production through Water-Gas Shift Reaction using artificial neural networks.' Journal of Environmental Management, Vol.237, pp. 585–594

[2] L, Cheng., D, Quin., Y, Wang. (2017) 'Modeling and simulation of pure electric bus based on Modelica' Automobile Technology, 48(8), pp. 43–48.

[3] D, Quin. J, Li., T, Wang., D, Zhang. (2019) 'Modeling and Simulating a Battery for an Electric Vehicle Based on Modelica', Automotive Innovation, Vol.2, pp. 169–177.

[4] K, P, Somashekhar., N, Ramachandran., Jose, Mathew. (2010) 'Optimization of material removal rate in Micro-EDM using artificial neural network and genetic algorithms', Materials and Manufacturing Processes, Vol.25, pp.467-475.

[5] L, Lu., X, Han., J, Li., J, Hua., M, Ouyang. (2013) 'A review on the key issues for lithium-ion battery management in electric vehicles.' Journal of Power Sources, Vol. 226, pp.272–288

İKİZ KARDAN MAFSALLI KARDAN MİLLERİNDE SAPMA AÇISININ HIZ DÜZGÜNSÜZLÜĞÜNE ETKİSİ

[1]Turan Solmaz, [2]Mert Can Kahyalar, [3]Muzaffer Kasaba

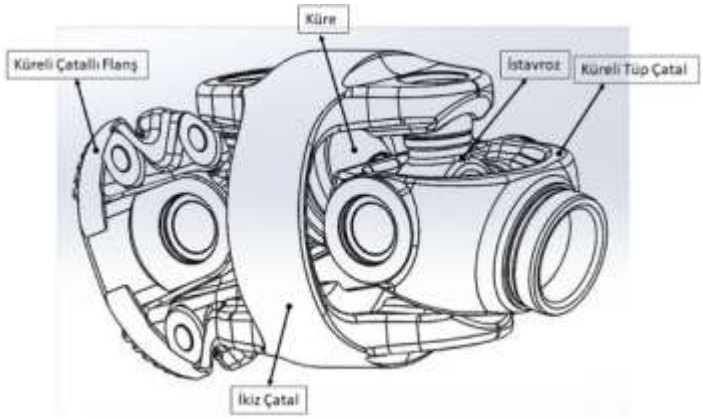
[1,2,3] Tirsan Kardan , Ar Ge, Manisa, Türkiye
[1] Correponding Author: Turan Solmaz, t.solmaz@tirsankardan.com.tr

ÖZET

Kardan millerinin açısal hareketi, üzerinde bulunan mafsal grubu ile sağlanır. Universal mafsalın değişken açılar altındaki dönme hareketi nedeniyle kardan milindeki giriş ve çıkış hızları arasında bir fark ortaya çıkmaktadır. Bu fark teoride hız düzgünsüzlüğü olarak tanımlanmıştır. Yüksek hız düzgünsüzlüğünün yayında yüksek mafsal açılarına ihtiyaç duyulduğu durumlarda da ikiz kardan mafsalı kullanılmaktadır. Hız düzgünsüzlüğünün minimuma indirilebilmesi adına ikiz kardan mafsalının optimum çalışma açısının belirlenmesi çok önemlidir. Bu çalışmada küre merkezlemeli ikiz kardan milinin tasarımını gerçekleştirirken, hız düzgünsüzlüğünün minimum olduğu optimum çalışma açıları teorik ve sanal ortamda belirlenmiştir.

1.GİRİŞ

Kardan milleri kullanım yerleri ve fonksiyonel beklentileri göz önüne alındığında, farklı mafsal bağlantıları içermektedir. Mafsal bağlantılarına göre kullanım açısından ilk sırada gelen universal mafsallı kardan milleridir. Universal mafsal araç koşullarına bağlı açısal hareket sergilemekte ve bu sayede kardan milinin değişken yol koşullarına uyum sağlamasını sağlamaktadır. Ancak universal mafsalın değişken açılar altındaki dönme hareketi nedeniyle kardan milindeki giriş ve çıkış hızları arasında bir fark ortaya çıkmaktadır. Hız düzgünsüzlüğü olarak da anılan bu fark, bir diğer mafsal türü olan merkezlemeli küre yatağına sahip ikiz mafsallarda belirli bir açı aralığında çalışmak koşulu ile oldukça düşük seviyededir. Bu tür kardan milleri, içerdiği mafsaldan dolayı ikiz kardan mili olarak anılmaktadır. Şekil 1'de küreli ikiz kardan mili sistemi ve parçaları gösterilmiştir. İkiz kardan milleri son zamanlarda otomotiv sanayi gündeminden düşmeyen, artış trendi yakalayan elektrikli araçlarda ve bunun yanı sıra sektör ve literatürde mobile off-highway (MOH) olarak anılan kazıcı-yükleyici gibi yol dışı araçlarda kullanım alanı bularak yaygınlaşmaya devam etmektedir.



Şekil 1. Küreli ikiz kardan mili sistemi ve parçaları

Özen Işık tez çalışmasında kardan mili mafsallarında açı artışına bağlı olarak hız dalgalanmalarını incelemiştir. Bu dalgalanmaları çözmek adına MATLAB ode23s ve Newmark metodu olmak üzere iki farklı metot kullanmıştır. Newmark ve ode23s metotları kullanılarak giriş, orta ve çıkış şaftları için burulma açıları ve açısal hızlar hesaplanmıştır. Buna ek olarak, sisteme girdi olan değerler değiştirilerek etkileri incelenmiştir. 25º'den daha fazla açı

gerektiren uygulamalar için ikiz kardan mafsallı miller kullanılabilir. Bu sayede açı 47º'ye kadar çıkarılabilir ortaya koymuştur (Işık, 2019).

I. S. Fischer ve arkadaşları çalışmasında, çift kardan eklemin hız oranlarını hem analitik hem de deneysel olarak inceledi. Bağıl faz açısının, çift kardan milinin giriş çıkış yer değiştirme ilişkisini etkileyen en önemli değişken olduğunu bulmuşlardır.

Bağıl faz açısı şu şekilde tanımlanır: İki düzlemi ele alırsak, biri giriş ve ara millerin oluşturduğu düzlem, diğeri ise çıkış ve ara millerin oluşturduğu düzlemdir. Bu iki düzlem arasındaki açıya bükülme açısı denir. Faz açısı, ara miller üzerindeki iki kulak arasındaki açıdır. Bağıl faz açısı, faz açısı ile bükülme açısı arasındaki farktır. Fischer ve Paul, iki mafsalın mafsal açıları eşit olduğunda ve bağıl faz açısı sıfıra ayarlandığında girdi ve çıktı yer değiştirmelerindeki dalgalanmaların ortadan kalktığı sonucuna varmıştır. İki mafsal açısı eşit olmadığında bazı dalgalanmalar olacaktır. Bununla birlikte, bağıl faz açısı sıfır olduğunda dalgalanma en aza indirilir sonucuna varmıştır. (Fischer ve Paul,1991)

Jussi Sopanen Bu çalışmada, ikiz mafsallı kardan millerinin iki modeli sunulmuştur. Basit bir analitik model, çok gövdeli bir dinamik formülizasyon kullanılarak türetilir. Ticari birçok gövdeli dinamik yazılım uygulamasında uygulanan başka bir model, kardan mafsallarındaki taşıma kuvvetlerinin doğrusal olmayan tanımlarını içerir. Her ikisi de ara şaftın esnekliğinin açıklamalarını içerir. Bu modeller, sabit mıknatıslı senkron elektrik motoru (PMSM) ile bir simülasyonda kullanılır. Aktarma organlarının dinamiklerini etkileyen mekanik ve elektriksel ideal olmayanlar incelenir. Modellenen ideal olmayanlar arasında eşit olmayan eklem açıları, kardan mafsallarının yanlış fazlanması, yatak boşluğu ve elektrik motorundaki akım ölçüm hatası yer alır. İki kardan mili modelinden elde edilen sonuçlar karşılaştırılır ve iyi bir uyum elde edilir. Sonuçlar, elektrik motorunun mekanik ideal olmayanların neden olduğu iletim hatasını düzeltmeye çalıştığını göstermektedir. Bu da dalgalanan torka ve istenmeyen dinamik yüklere yol açar (Sopanen,2003).

Bu çalışmada küre merkezlemeli ikiz kardan milinin tasarımını gerçekleştirirken, hız düzgünsüzlüğünün minimum olduğu optimum çalışma açıları teorik ve sanal ortamda belirlenmiştir.

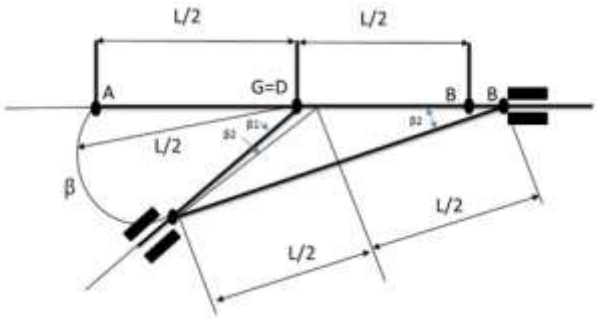
2.TEORİ

Prensip olarak ara mil kullanılmadan iki kardan mafsalının sırt sırta Genelde yön verilebilen aksların yani ön aksların tahrikinde kullanılır. İkiz kardan mafsalları ile 47° kadar bir sapma açısına ulaşılabilir. β eğim açısı altında çalışırken bu mafsalda birbirine eşit olmayan β_1 ve β_2 açıları oluşur ve hareket düzgünsüzlüğü ortaya çıkar. Bu kesişme noktasının (M noktası) sabit yatak tarafına y kadar kaydırılması ile düzgünsüzlük giderilmiş olur.

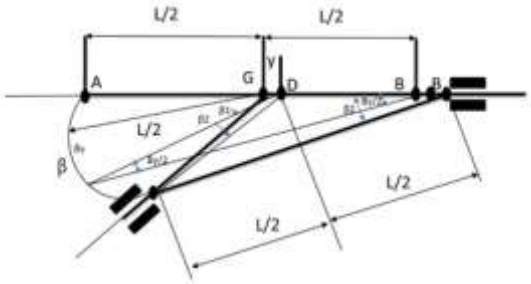
Fark açısı $\Delta\beta = \beta_1 - \beta_2$ büyüklüğü ve düzgünsüzlük derecesinin belirli bir sınırda tutulabilmesi, ancak mafsal ortasının dönme ekseni ortasının tersi yönde y değeri kadar sabit mil tarafına doğru yer değiştirmesi ile mümkündür. Düzgün hareket iletimi için gerekli olan y değerinin büyüklüğü L mesafesine, seçilen bir sapma açısı β_Y değerine bağlıdır: (SAE,1971)



Şekil 2. İkiz Kardan Mafsalında sapma açısı



Şekil 3. İkiz Kardan Mafsalı hız düzgünsüzlüğü hatası



Şekil 4. İkiz Kardan Mafsalı hız düzgünsüzlüğü hatasının giderilmesi

$$y = \frac{L}{2}\ x\ \left(\frac{1}{\cos\frac{\beta_y}{2}} - 1\right) \tag{1}$$

$$x = L\ x\ \left(\frac{\sin\left(90+\beta-\sin^{-1}\frac{\sin\beta}{2\ x\ \cos\frac{\beta_y}{2}}\right)}{\frac{\cos\beta}{2}}\right) \tag{2}$$

Amaca uygun olarak β 1 = β 2 olduğu eşdeğer bir sapma açısı β_y = 35° seçilebilir.

Mil yataklarının boyutlandırılmasında bu periyodik kuvvet ve momentlerin dikkate alınması gerekmektedir. Bunların maksimum değerleri aşağıdaki eşitliklerden hesaplanabilir:

$$F = \frac{2\ x\ M_{d\ max}\ x\ \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)}{L} \tag{3}$$

$$B = \frac{F\ x\ (a+b)}{b} \tag{4}$$

$$C = \frac{F\ x\ a}{b} \tag{5}$$

$$f_1 = \frac{F\ x\ a\ x\ b^2}{9\ x\sqrt{3}\ x\ E\ x\ J} \tag{6}$$

$$\tan\alpha_B = \frac{F\ x\ a\ x\ b}{3\ x\ E\ x\ J} \tag{7}$$

İkiz kardan mafsalının seçimi gene motor momenti dağılımı ve diferansiyel ve dişli kutusu maksimum çevrim oranına göre yapılır. Tutunma momenti yükünden gelen zorlamanın kontrolünde aks yükü, lastik yarıçapı, yol-tekerlek arası tutunma sürtünme katsayısı ve duruma göre tekerlek istemindeki çevrim oranına bağlıdır:

Motordan tekerleklere iletilen kalkış momenti M_1 :

$$M_1 = M_{dmax}\, x\, i_1\, x\, i_{T1}\, x\, i_D\, x\, \eta_G\, x\, \frac{1}{1+v} \qquad (8)$$

Yol-Tekerlek arasındaki tutunma momenti M_F :

$$M_F = G_A\, x\, R_{Stat}\, x\, \mu_G\, x\, \frac{1}{1+v}\, x\, \eta_D \qquad (9)$$

Md max Maksimum motor momentini
RStat Tekerlek statik yarıçapını,
GA Aks yükünü,
μ Yol-Tekerlek arası tutunma sürtünme katsayısını,
i1 1. vites çevrim oranını,
iT1 Transfer kutusu yavaş kademesi çevrim oranını,
iD Diferansiyel çevrim oranını
v Motor momenti dağılım oranını MÖA/MAA ve
η G , η D Genel iletim ve diferansiyel verimini ifade etmektedir.

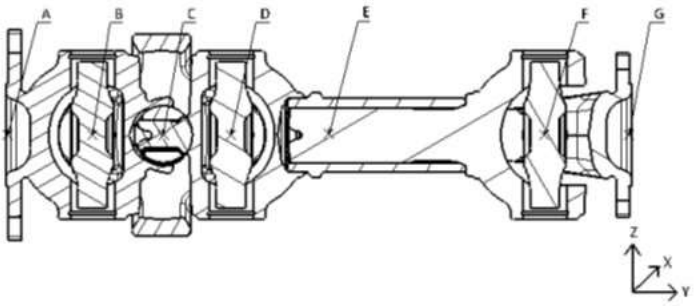
3.ANALİZ

Analiz çalışmaları Adams View yazılımı ile yapılmıştır. Bu yazılımda yapılabilmesi için kardan mili Şekil 5'teki gibi modellenmiştir.

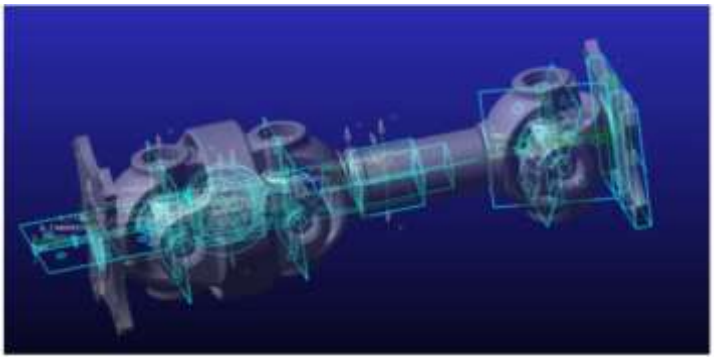


Şekil 5. İkiz kardan mili üç boyutlu modeli

Adams View'de hareketleri tanımlayacağımız mafsal tanımlayabilmek için şekil 6'daki mafsal noktaları belirlenmiştir. Tanımlanan bu noktalara döner mafsal, küresel mafsal, silindirik mafsal, primatik mafsal ve eş düzlemli mafsal tanımlanmıştır. ADAMS modeli şekil 7 de görüleceği üzere hazırlanmıştır.

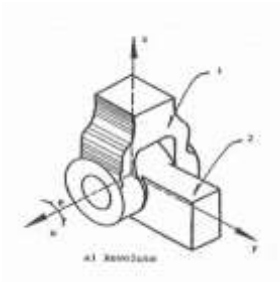


Şekil 6. İkiz kardan mili mafsal noktaları



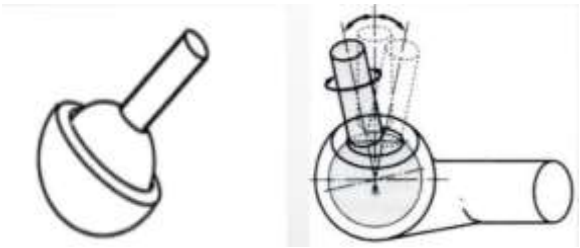
Şekil 7. İkiz kardan mafsalı ADAMS View modeli

A,B,D,F noktasına ‘’revolute jonit’’ (Döner mafsal) tanımlanmıştır. Döner mafsal, İki eş eleman birbirine göre bir eksen etrafında döner. Hareketin miktarı mafsal geometrisine göre sınırlandırılır. Bu mafsala Şekil 8’deki gibi, menteşe ya da pim mafsalı da denir. (Söylemez,2007)



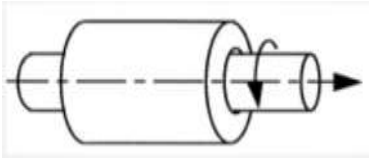
Şekil 8. Döner mafsal

C noktasıda Şekil 9’da görüleceği gibi ‘’Spherical joint’’ (Küresel Mafsal) tanımlanmıştır. Küresel mafsal Bir kürenin ekseni etrafında bir elemanın diğerine göre serbestçe dönmesini sağlar. Eş elemanlar arasında bir öteleme ve ilerleme hareketinin olmadığı bir “bilya-yuva” mafsalıdır. (Söylemez,2007)



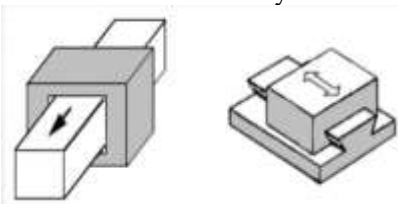
Şekil 9. Küresel mafsal

Aynı zamanda C noktasına Şekil 10'da görüleceği gibi '' cylindrical joint'' (Silindirik Mafsal) tanımlanmıştır. Bir eksen etrafında dönme ve bu eksen boyunca bir kaymaya izin verir. Bu yüzden iki serbestlik derecesi vardır. Silindirik mafsal, eksenleri paralel hem prizmatik hem de döner. (Söylemez,2007)



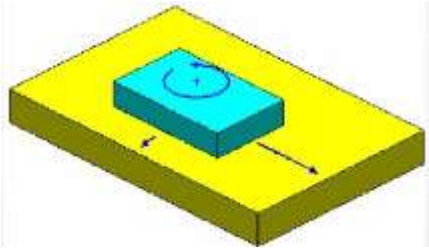
Şekil 10. Silindirik mafsal

E noktasına Şekil 11'deki görüleceği gibi ''translational joint''(prizmatik mafsal) tanımlanmıştır. Prizmatik mafsal, İki eş eleman, mafsal geometrisine bağlı olarak belirlenen bir eksen boyunca birbirine göre kayar. (Söylemez,2007)



Şekil 11. Prizmatik mafsal

G noktasına Şekil 12'de görüleceği gibi ''planer joint'' (eşli düzlem mafsal) tanımlanmıştır. Eşli düzlem mafsalı Bir düzlem üzerinde iki öteleme hareketi ve bu düzleme normal bir eksen etrafında bir dönme hareketine izin verir. (Söylemez,2007)



Şekil 12. Eşli düzlem mafsalı

Kardan milinin dönme ekseni doğrultusunda, A noktasındaki döner mafsala aşağıdaki Şekil 13'deki gibi sabit 91deg/sec hız tanımlanmıştır.

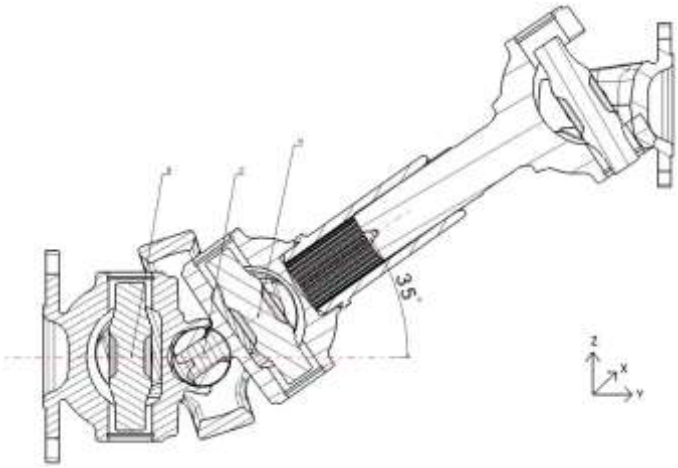


Şekil 13. Modele uygulanan açısal hız

G noktasında bulunan eşli düzlem mafsala şekil 6'da görülen global koordinatlara göre X ve Y doğrultusundaki, doğrusal hareketi için sınır koşulu uygulanmıştır. Z doğrultusunda ise tablo 1'deki gibi zamana bağlı olarak deplasman girdisi verilmiştir. Analiz sonucunda kardan mili şekil 14'deki konuma ulaşmıştır.

Tablo 1. Zamana Bağlı Olarak Deplasman Girdisi

Zaman (sn)	Deplasman (mm)
0	0
40	40
80	80
120	120
160	160
200	200

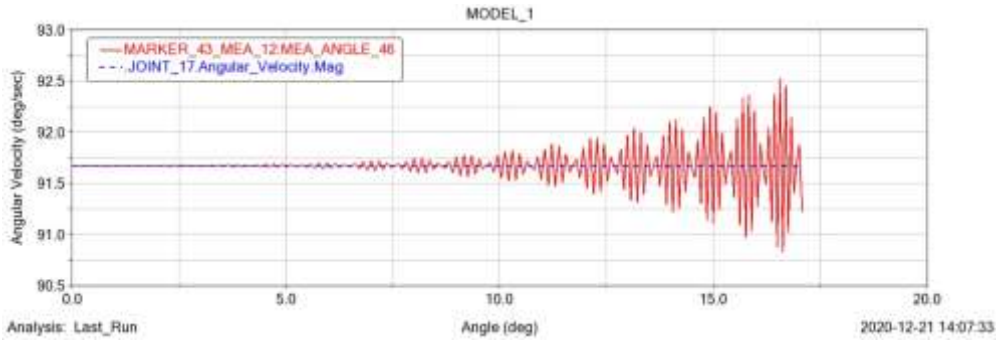


Şekil 14. İkiz kardan milinin hız düzgünsüzlüğünün minimum olduğu sapma açısı

4.SONUÇ VE TARTIŞMA

Yapılan çalışma sonucunda;

- İkiz kardan mafsalının hız düzgünsüzlüğünün görüldüğü minimum sapma açısı teorik yöntemlerle 35º olarak hesaplanmıştır.
- Teorik yöntemlerimizi doğrulamak amacıyla model sanal ortamda oluşturulmuş sapma açısı – açısal hız grafiği şekil 15'deki gibi oluşturulmuştur.



Şekil 15. Sapma açısın yarısı (β/2) – Açısal hız Grafiği

- Grafiğe göre sanal ortamda hız düzgünsüzlüğünün görülmediği maksimum sapma açısının yarısı(β/2) 17,5° sapma açısı (β) da 35° olduğu tespit edilmiştir.
- Teorik ve sanal ortamda yapılan çalışmalar sonucu göz önüne alındığında kurulan modelin doğru olduğu öngörülmüştür.
- Çalışmanın devamı için teorik ve sanal ortamda hesaplanan hız düzgünsüzlüğünü doğrulamak amacı ile test çalışmaları gerçekleştirilip sonuçlar karşılaştırılacaktır.

REFERANSLAR

[1] Işık, Ö. (2019) "Investıgatıon Of Mechanıcal Vıbratıons Of Double-Double Cardan Shaft And Effects On Suspensıon System In Armored Vehıcles", The Graduate School Of Natural And Applıed Scıences Of Mıddle East Technıcal Unıversıty, Mechanical Engineering Department, Ph.D. Thesis.

[2] Fischer, I. S., and Paul R. N., (1991) "Kinematic Displacement of a Double-Cardan_Joint Driveline", ASME Journal of Mechanical Design, 113, pp. 263-271.

[3] Sopanen, J. (2003) "Studıes On Torsıon Vıbratıon Of A Double Cardan Joınt Drıvelıne" , SAMEKO Project Report, Şubat 2003.

[4] Söylemez, E. (2007) "Mekanizma Tekniği" Eylül 2007.

[5] SAE International (1979) "Joint and drives haft design manual. Advances in Engineering series". No.7, Second.

RESEARCH OF BULKHEAD PRODUCTS FOR CUSTOMER SATISFACTION

Hakan Kayserili, Serdar Müminoğlu

TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., Arge Merkezi,Bursa, Türkiye
Hakan Kayserili , hakan.kayserili@tofas.com.tr

ABSTRACT

It is very important to know the customer's needs and demands before starting the design of product. It is focused on Bulkhead, the part that is positioned between the cargo area and passenger zone in the commercial vehicle. The first purpose of bulkhead, it can be minimized the risks of injury and loss of life to the driver and passengers by the load coming from the luggage compartment of the vehicle to the front cabin in case of an accident. Currently, there are many types of Bulkhead that are used in light commercial vehicles. It can be classified these bulkheads in two groups. They are full closed bulkhead and partially closed bulkhead. What a customer needs and understanding of satisfaction is important for the design of a Bulkhead. In this study, it has been used Kano model as the analysis method. Thus, it can be successfully realizing the optimum product design according to customer needs. This study was carried out with drivers who have light commercial vehicles in Bursa City. In addition to the security requirements for the bulkhead, the customer was questioned about the internal sound level, aesthetics, extra functions for load volume, quality problems, prefer which type of bulkhead and ease of use. Our company tends to give priority to customer satisfaction in the vehicles it produces. This paper shows, what are the effects of Bulkhead for driver about satisfaction or dissatisfaction.

Keywords: Bulkhead, Kano model, Customer satisfaction, Bulkheads of commercial vehicle

ÖZET

Ürün tasarımına başlamadan önce müşterinin ihtiyaç ve taleplerini bilmek çok önemlidir. Ticari araçtaki kargo alanı ile yolcu bölgesi arasında yer alan ara bölmeye odaklanılmıştır. Ara bölmenin ilk amacı, bir kaza durumunda aracın bagaj bölümünden ön kabine gelen yük ile sürücü ve yolcular için yaralanma ve can kaybı riskini en aza indirebilmektir. Şu anda, hafif ticari araçlarda kullanılan birçok ara bölme çeşidi vardır. Bu ara bölmeleri genel olarak iki gruba ayırabiliriz. Komple kapalı ara bölmeler ve kısmen kapalı ara bölmelerdir. Bir ara bölmenin tasarımı için müşterinin ihtiyaçları ve memnuniyet anlayışı önemlidir. Bu çalışmada analiz yöntemi olarak Kano modeli kullanılmıştır. Böylece müşteri ihtiyaçlarına göre optimum ürün tasarımını başarıyla gerçekleştirebilme amaçlanmıştır. Bu çalışma, Bursa şehrinde hafif ticari araçlara sahip sürücülerle gerçekleştirilmiştir. Ara bölme için güvenlik gerekliliklerine ek olarak, araç iç ses seviyesi, estetik, yük hacmi için ekstra fonksiyonlar, kalite sorunları, ara bölme türü ve kullanım kolaylığı gibi tercihleri sorgulandı. Firmamız ürettiği araçlarda müşteri memnuniyetini ön planda tutmaktadır.

Bu makale hafif ticari araçlardaki ara bölmenin sürücü için memnuniyet veya memnuniyetsizlik üzerindeki etkilerini göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Ara bölme, kano modeli, müşteri memnuniyeti, ticari araçlarda ara bölme

1. GİRİŞ

Otomotiv sanayisinde firmalar arasındaki rekabet her geçen gün üst seviyelere çıkmaktadır. Rekabetten sıyrılabilmek için ürünlerin geliştirilmesinde müşterilerin memnuniyeti daha fazla önem kazanmaktadır. Tüm bunlar göz önünde bulundurulduğunda, işletmelerin global otomotiv dünyasında rekabetçi kalabilmesi için müşterilerin ihtiyaçları belirlemeli ve belirlenen ihtiyaçlar ürün tasarlama aşamasında dikkate alınmalıdır.

Günümüzde müşterilerin isteklerine önem verip kaliteyi optimum fiyatlarda sunan firmalar rekabette avantaj sağlayabilmektedir. Aksi durumda müşteriler tarafından tercih edilmeleri azalacaktır.

Tüm bu sebeplerlerden dolayı Dr.Noriaki Kano, müşteri ihtiyaçlarını anlamak ve önceliklerini belirleme adına yeni bir model geliştirmiştir [1].

Müşteri memnuniyetini belirlemek için kullanılan Kano modeli pek çok sanayi alanında bilinilmemektedir. Kano modelini bilen işletmeler de sınırlı seviyelerde kullanmaktadır. Kano modeli, bir ürün ya da hizmet için müşteri taleplerinin müşteri memnuniyetine farklı oranlarda katkıda bulunacağı varsayımına dayanarak,farklı demografik yapıya sahip müşteri taleplerini detaylı katagoriler içerisinde sınıflandırarak müşteri memnuniyeti ile ürün kalite performansı düzeyi arasındaki ilgiliyi ortaya koyan analiz yöntemidir [2].

Türkiye piyasasında Otomotiv Distribütör Derneği (ODD) raporuna göre 2019 yılı hafif ticari araç satış adeti 91804 tür. Bu araçların yaklaşık % 20 si arabölmeli araç kullanan müşterilerden oluşmaktadır. Diğer ticari araç kullanan müşterilere göre ara bölmeli araç kullanan müşterilerin ihtiyaçlarını arabölme tipleri belirlemektedir. Otomotiv firmaları farklı amaçlar ile alınacak olan bu araçların arabölmelerini tüm müşterilerin gereksimlerini karşılayacak şekilde tasarlanması durumunda rakiplerine karşı kendilerini daha ayrıcalıklı hale getirecektir. Bu makale de Kano modelini kullanarak ara bölmeli hafif ticari aracı olan müşterilerin ihtiyaçları yönünde ara bölme konseptleri belirlenecektir.

Uygulamanın birinci bölümünde Kano modele uygun olan arabölme hakkında olumlu ve olumsuz yönde 29 adet anket sorusu belirlenmiştir. İkinci bölümünde uygun deneklere Kano model tanıtılmış, anket soruları cevaplandırılmış ve yapılan anketlerin sonuçları Kano modeli formülasyonuna göre değerlendirilmiştir. Üçüncü bölümünde ise sonuçlardan bahsedilmiştir.

2. METHOD

2.1. Hafif Ticari Araçlarda Ara Bölme

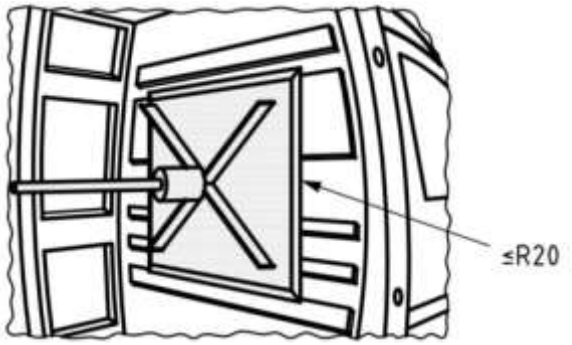
Aracın yük taşıma ve yolcu taşıma bölümlerini birbirinden ayıran ara bölmenin karşılaması gereken temel fonksiyonu kaza anında aracın bagaj bölümünden ön kabine gelecek olan yükün sürücü ve yolculara vereceği yaralanma ve can kaybı risklerinin minimize edilmesini sağlamasıdır. Yapılacak olan tasarımın aracın satışa sunulacağı ülkelerde geçerli olan yasal normlara uygun olarak müşterinin güvenlik beklentilerini karşılamasına ilave olarak iç ses seviyesi, estetik beklentileri karşılaması, geri dönüşümlü malzeme kullanımı, araç üstü montaj kolaylığı ve satış sonrası taleplerinde de gerekli ihtiyaçları karşılayacağının garanti edilmesi gereklidir. Şirketimizde kullanılan ara bölmeler genel olarak Şekil 1'deki 2 ana sınıfa ayrılabilir.



Şekil 1. Ara Bölmenin sınıflandırılması

Ara bölme , güvenlik açısından ISO 27956 ve ECE R126 uluslararası standartlarına göre uygun olmalıdır. Bu Uluslararası Standartlar, yolcuları yükün hareket ederek yolcuya çarpmasından kaynaklanan yaralanmalara karşı korumak için minimum gereksinimleri ve test yöntemlerini belirtir. ISO 27956 göre araç gövdesine sabitlenmiş ara bölme , şekil 2'de gösterildiği gibi tip 1 pistonu kullanılarak test edilmektedir. Piston, ara bölme sisteminin merkezine (yüksekliğine ve genişliğine bağlı olarak) uygulanmaktadır.

Test kuvveti F, aşağıdaki denklem (1) kullanılarak hesaplanmalıdır. Bu test kuvveti, şekil 3' deki gibi ara bölme sistemi üzerinde uzunlamasına yönde yatay olarak etki etmektedir. Deney kuvveti 2 saniyeyi aşmadan mümkün olduğunca çabuk arttırılmalı ve 10 sn boyunca muhafaza edilmelidir.[3]



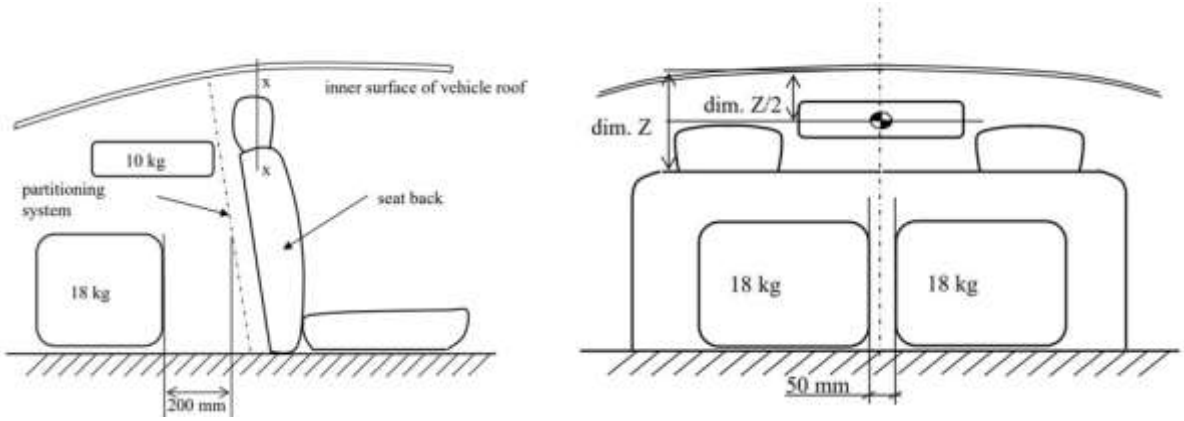
$$F = 0{,}5 \times m_p \times g \quad (1)$$

F Test kuvveti (N)

m_p Maksimum kargo yükü (kg)

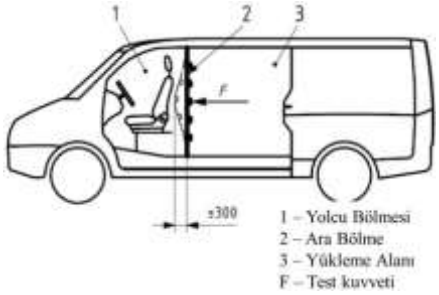
g Yerçekim ivmesi (9,81 m/s²).

Şekil 2. Tip 1 Piston



Şekil 3. Ara bölme test gösterimi

ECE R126 standardına göre araç gövdesine sabitlenmiş ara bölme, bagaj bölümündeki yüklerin ara bölmeye çarptırılmasıyla test edilmektedir. Bu testte iki adet 18 kg ve bir adet 10kg yüklerin Şekil 4'de gösterildiği gibi pozisyonlandıktan sonra bilgisayar kontrolünde olan bir piston üzerinden çarpışma sinyali iletilmektedir. Çarpışma sinyali neticesinde test edilen sistem kızak üzerinde hareket ederek belli bir miktar yol aldıktan sonra kendi ataleti ile durmaktadır. Test sonunda ara bölme bağlantılarında herhangi bir kopma olmamalı ve yolcu kabinine olan girişimin minimum seviyede olması istenmektedir. Maksimum girişim 300mm olması hedeflenmektedir. Bağlantı noktalarında negatiflik istenilmektedir.[4]



Şekil 4. Ara bölme ECE R126 test gösterimi

Ara bölmeye müşteri ihtiyacına göre güvenlik fonksiyonu dışında ilave özellikler eklenebilmektedir. Bu ilave fonksiyonu yerine getirebilmek için müşterinin ihtiyacını doğru anlayabilmek gerekmektedir. Örneğin kargo/van versiyonlu araçların yolcu koltuğunun kullanılmadığı zamanlarda daha uzun yük taşınmasına imkan sağlayan ara bölme Şekil 5'de görüldüğü gibi yapılmaktadır. Bunun için önce yolcu koltuğunun sırt kısmı öne doğru yük alanına paralel olacak şekilde katlanmaktadır. Sonrasında yolcu koltuğun arkasında olan ara bölmenin kilit mili yukarı kaldırılarak menteşe vasıtasıyla 90 derece şoför koltuğuna doğru açılmaktadır. Sonrasında ara bölmenin sabitlenmesi için kilit mili yolcu koltuğunun sırtlığındaki delik yuvasına yerleştirilmektedir.



Şekil 5. İlave Yük Hacmi Sağlayan Ara bölmeler

2.2. Kano Modeli

Kano model; 1984 yılında N. Kano ve arkadaşları tarafından geliştirilen müşteri ihtiyaçlarını kategorize etmek için kullanılan bir modeldir.

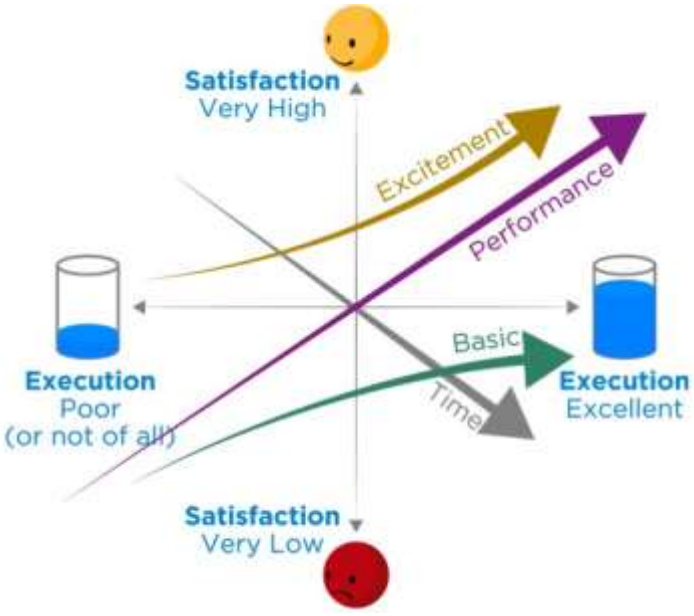
Kano modeli firmaların müşteri taleplerini yerine getirebilme derecesi ile müşterinin memnuniyeti arasındaki ilişkiyi kıyaslayarak sonuçları sunmaktadır. Kano modeli, müşterilerin bir kısmının ihtiyaçlarında küçük bir iyileşme gerçekleştirildiğinde müşteri memnuniyeti üst seviyelere çıkarken, diğer müşterilerin ihtiyaçlarında büyük bir iyileştirme yapılsa bile müşteri memnuniyeti seviyesinde neden yeteri kadar yükselme olmadığını raporlayan bir metottur.[5]

Kano modeli, müşteri gereksinimlerini, müşteri memnuniyetine olan etkileri temelinde üç temel sınıflandırmaya ayırmaktadır. Şekil 6'daki Kano Diyagramı, müşteri memnuniyeti derecesi ile müşteri gereksinimlerinin karşılanma seviyesi arasındaki bu üç tür (Temel, Beklenen ve Heyecan Verici) ilişkiyi ifade etmektedir [9]

Temel özellikler (M): Bu özellikler, müşterinin zaten üründen en basit halinde olmasını beklediği özelliklerdir. [6] Bu temel beklentilerin olması durumu müşteri memnuniyetini olumlu yönde arttırmaz ancak bu temel özellikleri azalması müşteri memnuniyetini olumsuz yönde ciddi bir şekilde etkileyecektir. [7] Örneğin, telefon konuşmasında karşıdan gelen sesin az olması müşteride memnuniyetsizliğe sebep olur, ancak telefon konuşmasında seslerin net gelmesi müşteri memnuniyetini artırmaz.

Beklenen özellikler (O): Müşterilerin ürün hakkında minimum beklentisini ne olduğunu anlatan özelliklerdir. Ürün performans değerinin minimum seviyesi olarakta açıklanır. Bu gerekler yerine getirildiğinde müşteri memnuniyetine, yerine getirilmediklerinde ise müşteride tatminsizlik yol açmaktadır. [5] Müşterilerin taleplerine göre ürünlerde geliştirmeler yapıldıkça müşteri memnuniyeti artmaktadır. Örneğin, bir arabanın frenlerinin iyi çalışması müşteri tarafından beklenen bir özelliktir.

Heyecan verici özellikler (A): Ürün özellikleri içinde olmadığı zaman müşteriler tarafından herhangi bir tatminsizliğine sebep olmayan , ancak ürün özellikleri arasında bulunduğunda da müşteriye üst seviye memnuniyet veren özelliklerdir. [7] Müşteri memnuniyeti ile ürünün performansı arasındaki bağ, yükselen bir ivmeyle ilerlemektedir. Ürünün performansı artarken müşteri memnuniyeti yüksek hızla artmaktadır. Bunun açıklaması ,ürün performansı müşteri memnuniyetini beklenilenin üzerinde sağlanmaktadır [8].



Şekil 6. Kano Diyagramı

Kano modelde yukarıdaki 3 maddenin haricinde ek olarak üç özellik sınıfı daha bulunmaktadır. Bu sınıfları açıklayacak olursak:

Sıradan özellikler (I): Müşteri tarafından elzem ihtiyacı olmayan özelliklerdir. Müşteri bu ürünün varlığından yada yokluğundan olumsuz etkilememektedir. Örneğin, sıradan bir akıllı telefonun kaleminin olması önemli bir özellik değildir[10].

Zıt özellikler (R): Müşteri tarafından talep edilen ürün özelliğinin olması durumunda bir başka özelliğinin olumsuz etkilenmesi durumudur.Müşteri, ürünün olumsuz etkilenen özelliğininde olumlu hale çevirilmesini istemektedir. [7] Örneğin, Büyük motor hacimli araçlara sahip olmak isteyen müşterilerin beklentisi, düşük motor hacimli araçlardaki gibi yakıt tasarruflu özelliğidir.

Şüpheli özellikler (Q): Bu özellikte soru doğru sorulmamış ya da müşteri soruyu iyi anlamamıştır.Bu yüzden mantıksız bir cevap verilmiştir.

Kano modelinde müşteri gereksinimlerinin ne olduğunu bulmak için konuyla alakalı anket hazırlanmalıdır.Ankette, konuyla alakalı biri olumlu ve diğeri olumsuz olan sorular olmalıdır. Örneğin , Arabada teyp olması sizi nasıl etkilemektedir, arabada teyp olmaması sizi nasıl etkilemektedir . Sorulan sorulara beş farklı yanıttan sadece biri verilmektedir. Cevaplar için beş seçenek verilmiştir.

1- Hoşlanırım
2- Öyle olmalı
3- Farketmez
4- Katlanabilir
5- Hoşlanmam

Tablo 1. Kano Modeli İçin Değerlendirme Tablosu

Müşteri İstekleri		**Olumsuz Soruya Verilen Cevaplar**				
		Hoşlanırım	Öyle Olmalı	Fark Etmez	Katlanabilirim	Hoşlanmam
Olumlu Soruya Verilen Cevaplar	Hoşlanırım	Q	A	A	A	O
	Öyle Olmalı	R	I	I	I	M
	Fark Etmez	R	I	I	I	M
	Katlanabilirim	R	I	I	I	M
	Hoşlanmam	R	R	R	R	Q

M:Temel İhtiyaçlar **O:** Beklenen ihtiyaçlar **A:** Heyacan verici **Q:** Şüpheli İhtiyaçlar **R**: Zıt İhtiyaçlar

I: Sıradan İhtiyaçlar **(M>O>A>I)**
[11]

Bir çok alanda ürün olduğundan müşterilerin her ürün için farklı talepleri bulunmaktadır. Bundan dolayı müşterilerin hangi kategorinin içinde olacağını anlamak için heyecan verici, doğrusal ve temel özellikler ana başlıkları altında iki katsayı aşadadaki denklem 2 ve 3 gibi hesaplanmaktadır. Bu katsayılar; rekabet ortamında müşteri gereksiniminin pozitif ve negatif katsayıları belirlemektedir. [12]

Pozitif katsayı memnuniyet katsayısı, negatif katsayı ise memnuniyetsizlik katsayısı olarak adlandırılmaktadır. [13]

$$\text{Memnuniyet katsayısı (P)} = \frac{A+O}{A+O+M+I} \qquad (2)$$

$$\text{Memnuniyetsizlik katsayısı (N)} = -\frac{A+O}{A+O+M+I} \qquad (3)$$

3. Araştırma

3.1.1 Araştırmanın Amacı

Araştırmanın evreni Bursa ili ara bölmeli hafif ticari kargo aracı olan müşteriler olacaktır. ODD'nin 2019 yılı raporuna göre Türkiye piyasasında satılan hafif ticari araçların adeti 91804 tür. Adetlerin bu denli yüksek olması rekabetçi olma gerekliliğini zorunlu kılmaktadır. Bu sebepten dolayı araştırmamızda , ara bölmeli hafif ticari araç kullanan müşterilerin

ihtiyaçlarını belirlenmeye çalışılmıştır. Ara bölmenin güvenlik fonksiyonu dışındaki ilave potansiyel özellikler ve bundan oluşabilecek çeşitlilikte müşteriden alınacak bilgilerin yorumlanması amaçlanmıştır.

3.1.2 Araştırma için Ara bölme Soruların Belirlenmesi

Araştırma sorularının belirlenmesi için ilk durumda ara bölmenin mevcut özellikleri ortaya koyulmuştur. Bu özelliklerden müşteriyle etkileşimde bulunacağı düşünülen kısmı seçilmiştir. Aşağıda belirtilen maddelerde görülen her özellik için olumlu ve olumsuz sorular hazırlanmıştır.

- Komple kapalı ara bölme & kısmen kapalı ara bölme
- Komple kapalı ara bölmede arkayı görmek için cam olması
- Camın boyutları hakkında
- Ekstra ses izolasyonu için ara bölmenin üzerine ilave malzeme kaplanması
- Estetik görünümü artıracak ara bölmenin üzerinde kaplama malzeme olması
- Ara bölmenin rengi hakkında
- Ara bölmenin bozuk yolda kendisinden gelebilecek ses performansı hakkında
- Uzun yükü taşıyabilmek için ara bölmenin hareketli sistemiyle yük hacmini artırmak
- Elbise askısının sayısı hakkında
- Ara bölmenin kompozit & sac malzemeleri hakkında
- Kısmen kapalı ara bölmelerde üst kısmında borulu ve ızgara (telli) kullanımı hakkında

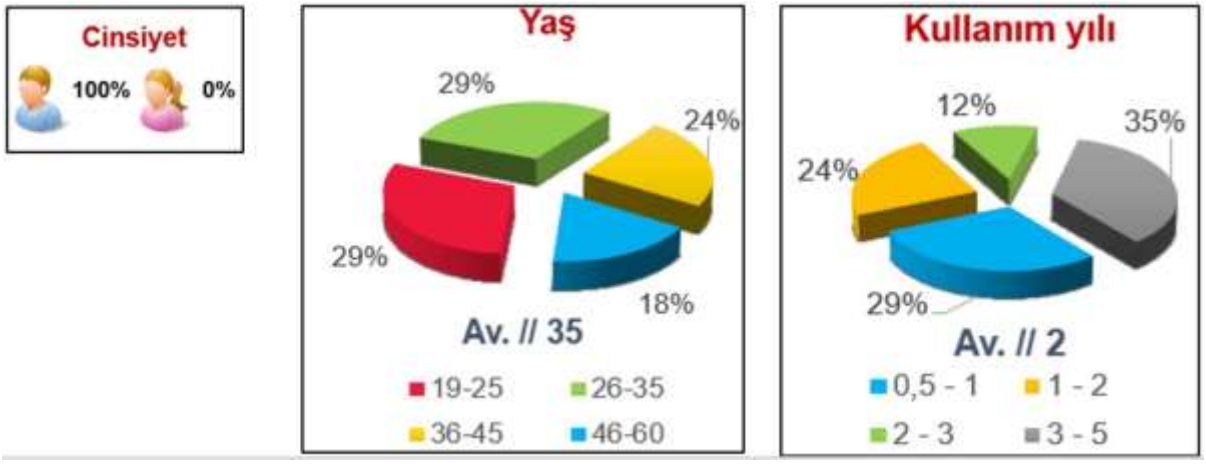
Bundan sonra rakiplerin ve şirketimizin yeni potansiyel özellikler belirlenmiştir. Aşağıda belirtilen bu özellikler hakkında olumlu ve olumsuz sorular hazırlanmıştır.

- Ara bölmede müşterinin ihtiyacı kadar yük hacminin kademeli olarak artılabilmesini sağlamasıyla ilgili
- 5 koltuklu araçta arka 3 koltuğu yatırılıp cargo tip aracı dönüştürülmesiyle ilgili

3.1.3 Araştırmanın Demografik yapısı

Araçları kullanan kişilerin cinsiyet yaş ,sektör ve kaç yıldır aracı kullandıkları bilgisi alınmıştır.Ayrıca iletişime geçilen araç kullanıcılarının çalıştıkları alanlar;

- Boya Satış
- Elektronik parçalar Teknisyenliği,
- Araç Servis ,
- Talaşlı imalat üretimi,
- Gıda Satış
- Otomasyon



Şekil 7. Demografi diyagramları

4. Araştırmanın Değerlendirmesi

Müşterilerin ihtiyaç duyabileceği modifikasyonlara ve araç homogolasyon standartlarına uygun sorular gerek duyulmaktadır.

Tablo 2: Kano modeline göre müşteri değerlendirmesi

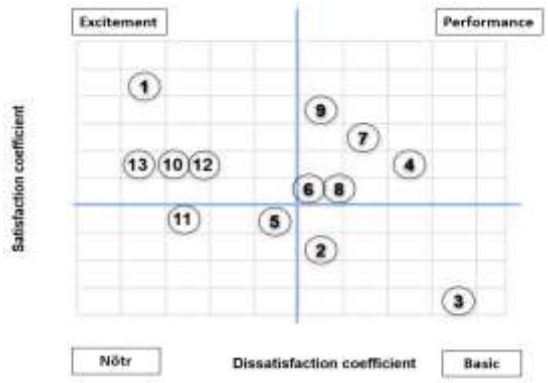
Attributes	Category
Multi-positional bulkhead	A
Full Panel Closed for bulkhead	R
Only Bulkhead behind only driver	M
Glass on Full Panel closed bulkhead	O
Dimensions of glass on bulkhead	M-I
Isolator for increasing sound insulation on bulkhead	O
Isolator for increasing aesthetic satisfaction on bulkhead	O
Light color of bulkhead	O
No noise from the full panel bulkhead during broken road	O
Openable bulkhead for extra long luggage	I
Bulkhead with Sliding system	I
Two Dress hangers	A
Composite lightweight bulkhead	A

Her bir özelliğin kategorize edilmesinden sonra, denklem 2 ve 3'e göre ürün özelliklerinin tüketici memnuniyeti seviyesini belirlemek için verileri işlemeye devam edilmektedir. Tablo verileri tablo 3'te gösterilmektedir:

Tablo 3: Memnuniyet seviyesi

No	Attributes
1	Multi-positional bulkhead
2	Full Panel Closed for bulkhead
3	Only Bulkhead behind only driver
4	Glass on Full Panel closed bulkhead
5	Dimensions of glass on bulkhead
6	Isolator for increasing sound insulation on bulkhead
7	Isolator for increasing aesthetic satisfaction on bulkhead
8	Light color of bulkhead
9	No noise from the full panel bulkhead during broken road
10	Openable bulkhead for extra long luggage
11	Bulkhead with Sliding system
12	Two Dress hangers
13	Composite lightweight bulkhead

Grafik 1: Memnuniyet Grafiği



Bu araştırmadan tespit edilen özellik sorularına yapılan sorgulamalarda iki adet farklı özellikte soru gerekliliği söz konusu olmuştur. Bunlardan birisi ara bölmeden sonra koltuk ayak mesafesi ikincisi ara bölme üzerinde elbise askısı pozisyon seçeneğidir. Anketin genel değerlendirmesi olarak heyecan duymuşlardır. Eğer bu şekilde olabilecek arabölme özelliklerinin var olması durumunda araçlarını daha efektif kullanabileceklerini aktarmışlardır.

5. Sonuçlar

Bu araştırmayı değerlendirdiğimizde sonuçları 4 kategoride gruplanmıştır. Ara bölmedeki özelliklerin müşteri üzerindeki etkileri aşağıdaki maddelerde açıklanmıştır.

1. **Sürpriz Özellikler / Heyecan Verici Özellikler :** Bu özellikler varsa müşteri memnuniyetini tahminlerin üzerinde arttırır, yok ise memnuniyeti olumsuz etkilemez çünkü bunlar müşterinin farkında olmadığı sürpriz unsurlardır. Bu araştırmada araç sürücülerinin ara bölmede heyecan verici olarak tanımladığı özellikler ; Birden fazla

pozisyonlanabilir ara bölme, Açıldığında bagaj hacmini artıran ara bölme, kompozit malzemeli daha hafif ara bölme, iki adet elbise askısı olan ara bölme .

2. **Daha Çok, Daha İyi / Performans Özellikleri :** Müşterinin farkında olduğu ihtiyaçları gideren özellikler sağlanırsa, memnuniyet doğrusal olarak artar, azaldıkça da müşteri memnuniyeti düşer. Bu araştırmada araç sürücülerinin ara bölmede performans olarak tanımladığı özellikler ; Komple kapalı ara bölmede cam olması , Ekstra ses izolasyonu için ara bölmenin üzerine izolatör malzemesi kaplanması, estetik görünümü artıracak ara bölmenin üzerinde kaplama malzeme olması , açık renkli ara bölme kullanılması , elbise askısının müşteriye göre uygun poziyonda olması , bozuk yolda ara bölmeden ses gelmemesi.
3. **Olmazsa Olmaz / Temel Özellikler :** Müşteri tarafından standart olması beklenen özellikler bulunmadığında memnuniyetin düştüğü , bulunduğunda da müşteri memnuniyeti etkisinde herhangi bir değişme olmaz, nötr olarak kalır. . Bu araştırmada araç sürücülerinin ara bölmede olmazsa olmaz olarak tanımladığı özellik; sürücünün arkasında bir koruyucu ara bölmenin bulunması.
4. **Fark Etmez / Nötr özellikler :** Bu kategorideki özelliklerde müşterinin özellikle alakalı herhangi bir farkındalığı olmadığı ve sonuç olarak memnuniyete herhangi bir katkısı bulunmayan özelliklerdir. Müşterinin ihtiyacı kadar yük hacmini artıran ara bölme , ara bölmedeki kullanılacak camın büyüklüğü.

REFERENCES

[1] Zultner, Richard E. and Mazur, Glenn H., "The Kano Model: Recent Developments", The Eighteenth Symposium on Quality Function Deployment, Austin, TX, December 2006, 109-116.
[2] Lo, S. M., Shen, H.-P., & Chen, J. C. (2017). An Integrated Approach to Project Management
[3] Using the Kano Model and QFD: An Empirical Case Study. Total Quality Management &
[4] Business Excellence, 1584-1608.
[5] ISO 27956, Road vehicles – Securing of cargo in delivery vans – Requirements and test methods
[6] UNECE Regulation No. 126 , Uniform provisions concerning the approval of partitioning systems to protect passengers against displaced luggage, supplied as non original vehicle equipment
[7] Tan, K.C., Shen,X.X., "Integrating Kano's model in the planning matrix of quality function deployment", Total Quality Management, 11(8):1141-1151, (2000).
[8] Özkan, M. M., "Bulanık Doğrusal Programlama ve Bir Tekstil i§letmesinde Uygulama Denemesi", Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü, Bursa, 2,7 (2002).
[9] Matzler, K. ve Hinterhuber, H.H. (1998), How to Make Product Development Projects More Successful by İntegrating Kano'sModel of Customer Satisfaction into Quality Function Deployment, Technovation, 18(1), 25-38.
[10] Savaş, H., Ay, M., "Üniversite Kütüphanesi Tasarımında Kalite Fonksiyon Göçerimi Uygulaması", Dokuz Eylül Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü Dergisi, 7(3):80- 98,(2005).
[11] T. Wang and P. Ji, "Understanding customer needs through quantitative analysis of Kano's model," International Journal of Quality & Reliability Management, vol. 27, no. 2, pp. 173–184, 2010.
[12] Bergquist, K. and Abeysekera, J., "Quality function deployment (QFD)-A means for developing usable products", International Journal of Industrial Ergonomics, 18:269- 275 (1996).
[13] Delice E.K. Ve Güngör, Z. (2008). Müşteri İsteklerinin Sınıflandırılmasında Kano Model Uygulaması, Çanakkale On sekiz Mart Üniversitesi Akademik Bilişim, 30 Ocak - 01 Şubat 2008, Çanakkale, Türkiye, 193-198.
[14] Sofyalıoğlu, Ç. (2006). Kalite Fonksiyon Göçerimi ve Gıda Sanayiinde Uygulanabilirliği: Kano Modeli ile Bütünleşik Bir Yaklaşım. Yayınlanmamış Doktora Tezi, Manisa: Celal Bayar Üniversitesi, Sosyal Bilimler Enstitüsü.
[15] Berger, C., Blauth, R., Boger, D. vd. (1993). Kano's Method for Understanding Customer-Defined Quality, Center for Quality Management (CQM) Journal, 2, 3-36.

A STUDY FOR POSITIONING OF SPARE WHEEL CARRIER IN PARTICULAR FOR LIGHT AND MEDIUM COMMERCIAL VEHICLES

Berke ERCAN[1,2], Mehmet UÇAR[2]
[1] Cavo Otomotiv Ticaret ve Sanayi AŞ, Kocaeli,Turkey, [2] Kocaeli University, Automotive Engineering, Kocaeli,Turkey
Corresponding Author: Berke ERCAN, berke.ercan@yahoo.com.tr

ABSTRACT

Spare Wheel Carrier is the optimum reliable solution today and in near visible future to handle and also keep the spare wheel in its dedicated place for a motor vehicle in particular for Light and Medium Commercial Vehicles. The expectations of final customer in other words end user are mostly focused for easiest and quickest replacement of damaged wheel.
On the other hand national and international regulations, norms and engineering specifications to respect including safety and crash tests requirements are indispensable criteria to take into consideration for safety related products such as spare wheel carriers.
The locations of the spare wheel and its carrier accordingly are highly important for light and medium commercial vehicles due to specific requirement to have a flat surface and a maximized volume for cargo compartment in order to load the vehicle easily to its limits.
İt is assumed that the results of this research study including benchmarks is a first step to an innovative brand independent new spare wheel carrier design and development for an international deep market penetration.

Keywords: Spare Wheel, Carrier, Winch, Lifter, Hoist

1. INTRODUCTION

A spare wheel is a replacement of an active wheel for motor vehicles in case of having an irreversible blowout for any reason as exemplarily shown by Figure 1 while vehicle running or parked.
Since a replacement is an assembly of the rim and the tire, the correct nomination should be Spare Wheel instead of Spare Tire which is a mistake usually done. Motor vehicles were manufactured without spare wheel before 1904 when Thomas and Walter Davis invented it. Another synonym in various languages for spare wheel is Stepney which comes from the Stepney Street, Llanelli in South Wales where Davis brothers run their ironmongery company Stepney Spare Motor Wheel Ltd. The rims made by three different materials as conventional sheet metal, aluminum alloy and composite, a spare tire and a spare wheel, all shown by Figure 2.



Figure 1. A blowout tire [1]



(a) Sheet Metal Rim [2] (b) Aluminum Alloy Rim [3] (c) Composite Rim [4] (d) Spare Tire [5] (e) Spare Wheel [6]

Figure 2. The Rim, The Tire and The Wheel

Recent developments in automotive industry promote two alternatives to avoid spare wheel and to save both weight and related cost as tire repair kits shown by Figure 3 and puncture-proof airless tire shown by Figure 4.
Even these two alternatives seem like applicable as a technical solution, each of them still has its own issues to be solved.



Figure 3. Tire Repair Kit [7]



Figure 4. Puncture-Proof Airless Tire [8]

Tire repair kits are under mass production since both spare wheels and jacks are no longer legal requirement to carry in the vehicle. Theoretically repair kits are quicker and easier than replacing a damaged wheel. On the other hand they are not suitable for all types of puncture.

Airless tires are not in mass production yet, therefore, there is no enough data exists to prove the effectiveness and reliability of this technology. One of the expected potential issue is about the spokes which can be damaged somehow under road conditions and might be broken, ripped, cut or torn. All these damages affect the life and the functionality of the tire. The other potential issues are mostly linked to the construction of airless tires which may cause delamination of outer ring or the treads.

Considering above mentioned inconveniences, motor vehicles still carry spare wheels for the replacement of running wheels since the repair kits are not widely used in the market especially for Light Commercial Vehicles (LCV) and Medium Commercial Vehicles (MCV) due to their loaded conditions. Therefore, spare wheel is still keeping its place and significance in automotive industry and also remains important for most of the customers or end users.

The study on resilience assessment of engineered systems by dynamic Bayesian network based approach (2020) of Tong et al., the vehicles with spare wheel are considered as more resilient and functional even vehicle with flat tire can still run called under low functionality state conditions [9]

Spare wheels are classified regarding their size and also their usage mode as follows;

1. Full size matching spare wheel ;
   This spare wheel is exactly the same with those currently on the vehicle.
2. Full size non-matching spare wheel ;
   This spare wheel is a full size one, but, differs from those currently on the vehicle,
3. Full size temporary spare wheel ;
   This spare wheel is lightweight and designed to get the vehicle to the nearest garage or dealer to replace or repair the blowout tire,
4. Folding temporary spare wheel ;
   This is an inflatable and deflatable spare wheel designed to get the vehicle to the nearest garage or dealer to replace or repair the blowout tire,
5. Compact temporary spare wheel ;
   This is a smaller and lightweight spare wheel designed to get the vehicle to the nearest garage or dealer to replace or repair the blowout tire,

All vehicle manufacturers try to offer a flat surface together with a clear and proper cargo area to their customers or end users in order to facilitate loading and unloading. So, having a well-organized and available zone for spare wheel preferably out of the cargo area is one of the key issue for vehicle manufacturers including LCV and MCV manufacturers.

Famous question of hundred years appears again, best place for spare wheel, where is it ?

Even it is rarely used, the importance of the spare wheel place and its user friendship are unquestionable when the moment comes for a driver who has unpleasant flat tire trouble on the way with loaded LCV or MCV considering also distressed conditions including weather and environment which may cause various extra difficulties during replacement.
The trouble is more important for heavy commercial vehicles, heavy duty vehicles and buses because of the handling difficulty during replacement due to oversize spare wheel which is around 100 kgs. Shete mentioned this problem by his study (2015) about buses [10].

Spare wheels has been located to various places in and out of the vehicles according different designs, preference of vehicle manufacturers themselves, notion of beauty or aesthetic tendency of era etc. during last hundred years.
Spare wheel is pretty good protected from compelling conditions of outdoor environment such as wet, mud, dust, cold or heat and of course impact of little stones and gravels if it is located in the spare wheel well in trunk as shown by Figure 5.While spare wheel is in the vehicle, two additional advantages to mention are the elimination of its throw away risk during any crash and protection against theft. But, the problem occurs while trunk is loaded, in this case, trunk should be unloaded to reach the spare wheel. Another common place is rear underbody to locate the spare wheel and two solutions are available to do it.
First solution is to use a mechanism called Spare Wheel Carrier (SWC), in other words a winch system as shown by Figure 6. A mechanical carrier mechanism driven by a key which is similar to "L" or "Cross" type of wrench, spin-down and spin-up the spare wheel via its connected steel wire rope. This carrier mechanism can also be driven electrically.
Second solution is to use a cradle as shown by Figure 7. Cradle keeps the spare wheel in place and avoid throw away hazard by complete mechanically locked structure. Although cradle is more simple solution than a carrier mechanism, unfortunately heavier also due to its dimensions covering all spare wheel which causes limits for utilization.



Figure 5. Located in Trunk [11]



Figure 6. At Underbody - Carrier [12]



Figure 7. At Underbody - Cradle [13]

Spare wheel can also be mounted to various places at the rear side of the vehicle as shown by Figure 8. One of often used location is the tailgate as shown by Figure 8(a). This is a common application for SUVs and off-road vehicles assuring an easy access to spare wheel. Prominent inconveniences are partially limited rear view for driver and a weak anti-theft protection. Spare wheels mounted on trunk is another option mostly faced at 1920s to 1930s and later on retro cars as shown by Figure 8(b). An aesthetically pretentious application is the spare wheel mounted on rear bumper as shown by Figure 8(c). Advantages and inconveniences of last two solutions mentioned above and shown by Figures 8(b) and 8(c) are almost same with the one mounted on tailgate.



(a) Mounted on Tailgate [14]



(b) Mounted on Trunk [15]



(c) Mounted on Bumper [16]

Figure 8. Rear Side Spare Wheels

Other possibilities for locations of spare wheel are shown below by Figures 9, 10 and 11. Locating the spare wheel on top of the vehicle or on top of the hood are mostly applicable for off-road vehicles as shown by Figure 9. This application has no inconvenience from aerodynamic point of view for an off-road vehicle since the speed is not high and the drag coefficient is not a key parameter to consider in a first place. On the other hand center of the gravity is

another issue due to overweight of the spare wheel which is usually from 120 up to 200 kgs for off-road, heavy duty and military vehicles.
According to the study of Stanco et al. (2020), the load transfer may reach in average 1G for X and Y axis and 1,5 G for Z axis in off-road conditions [17].
Spare wheel can be located at both sides of the vehicle more precisely at both sides of the engine compartment just on the fenders as shown by Figure 10(a).This is a famous and almost generic application for the vehicles of 1930s and 1940s. The benefit of having spare wheel at sides is easy access with an aesthetic view and the inconvenience is again weak anti-theft protection.
An interesting application shown by Figure 10(b) is to hide spare wheel by locating it into fender. Unfortunately this is a complex and expensive solution even it is a brilliant idea from design point of view provided that there is enough available space behind the fender and between engine and cockpit compartments.
Another application as shown by Figure 11(a) is locating the spare wheel on top of the engine. This is one of the rare solutions which is not applicable nowadays due to lack of space in engine compartment because of the complexity and also the size of the engine.
Last application to mention in this paper is the spare wheel mounted on sidewall of the trunk as shown by Figure 11(b). This is applicable mostly for SUVs or station wagons due to availability of enough space in the trunk wall for spare wheel.



(a) Mounted on Top [18]



(a) Mounted on Outer Sides [20]



(a) Mounted on Engine [22]



(b) Mounted on Hood [19]

Figure 9. Spare Wheel on Top



(b) Mounted in Fender [21]

Figure 10. Spare Wheel at Side



(b) Mounted at Trunk Sidewall [23]

Figure 11. Spare Wheel, Others

2. EXPERIMENTAL

2.1. Problem Definition

The spare wheel is in use today and will be in use in near future for most of the motor vehicles, especially for LCVs and MCVs taking into consideration the facts mentioned in introduction. In this case, a reliable solution is needed to satisfy end user expectations in order to replace the damaged wheel in easiest and simplest way, to respect the national, regional and international regulations including crash tests requirements and also to respect engineering specifications defined by Original Equipment Manufacturer (OEM) in other words Motor Vehicle Manufacturer itself.

Safety regulations is also highly important to take into consideration for the design to keep the spare wheel in dedicated place safely with no harm to its vehicle, driver and passengers also to other individuals or vehicles in case of accident.
Staff et al. reported by their study (2012) that every year 1,3 million people die and 20 to 50 million people were injured due to motor vehicle accidents. Regarding their research done for totally 190 accidents, 338 motor vehicles and 618 individuals involved, 327 individuals (53%) were injured, and 61 (10%) died. 133 motor vehicles (39%) involved and 293 individuals (48%) injured due to unrestrained objects and 32% of objects weighed >20 kg. [24]

Rear underbody is the most preferred place by OEMs to locate the spare wheel considering market requirements and OEM tendency accordingly to offer as much as possible a flat surface and a clear ergonomic volume for cargo area of any LCV or MCV to be able to load maximum possible volume as effective load to the vehicle.

Spare Wheel Carrier seems like the best solution today according to regulations, engineering specifications, easy handling, cost, weight and occupied volume criteria.

The question is about to define the best possible location of SWC for LCVs and MCVs to dedicate more volume available to mechanism considering two drive options as mechanically by a wrench and electrically by an electric motor.

2.2. Method

As a first step, a benchmark study for SWCs conducted. The objective is to clarify and accordingly compare the volumes of SWC mechanisms used by various OEMs for various vehicle bodies.

In this benchmark study totally fourteen SWCs has been studied in terms of their weight, dimensions and volumes. These SWCs are used for four Pick-Ups, three Sport Utility Vehicles (SUV), three LCVs and four MCVs belong to eight different OEMs. Almost equal or similar sizes and weights has been taken into consideration while above mentioned four body styles chosen.

As a second step, the underbodies of 2 MCVs and 1 LCV belong to two different OEMs studied in terms of the available volume to dedicate to SWC by 2 alternative locations as bumper zone and rim center. The objective is to compare and accordingly clarify the best location considering maximum volume available for SWC.

The aim of looking for maximum available volume is certainly not to target a bigger mechanism, but, to check the available space in order to consider a potential electrical drive system means an electric motor and its gearbox addition into system. A second reason is to consider also optional sub-systems such as mechanical locking or auto spin-down systems.

2.3. Benchmark Study for SWCs

Totally four different SWC used on four Pick-Ups belong to 3 different OEMs analyzed and the results are shown by Table1. Although vehicles are very similar in terms of their sizes, weights and also their spare wheels accordingly, the volumes of SWC mechanisms are varying between 1.265 and 4940 cm^3 which means a wide fluctuation approximately 400%. But the comparison between their weights is not showing the same picture as their volumes and the weights are between 1.977 and 2.790 g.

Table 1. Spare Wheel Carrier Benchmark for Pick-Ups

Brand	OEM 1			OEM 2			OEM 3			OEM 3		
Body	PICK-UP			PICK-UP			PICK-UP			PICK-UP		
Spare Wheel Carrier												
Total Weight (g)	1.977			2.790			2.190			2.596		
Mechanism (cm^3)	1.265			3.450			2.188			4.940		
Mechanism x-y-z (mm)	100	115	110	115	200	150	153	130	110	190	130	200

Table 2 shows the results of benchmark study done for three different SWC used on three SUVs belong to three different OEMs. Their weights are between 1.375 and 2.295 g. and the volumes are between 1.676 and 3.898 cm^3. Fluctuations for both weight and volume are approximately 200% which is still wide but not as much as the results of Pick-Ups.

Table 2. Spare Wheel Carrier Benchmark for SUVs

Brand	OEM 4			OEM 5			OEM 6		
Body	SUV			SUV			SUV		
Spare Wheel Carrier									
Total Weight (g)	2.295			1.415			1.375		
Mechanism (cm³)	3.838			1.676			2.898		
Mechanism x-y-z (mm)	298	140	92	190	140	63	200	207	70

The third benchmark has been done for 4 different SWC used on four MCVs belong to 4 different OEMs and the results are shown by Table 3. The first one belonging to OEM1 is quite different than others in terms of both weight and volume because of missing clutch system which limits the applied torque to mechanism, therefore, it is better to make the comparison among the rest. Although the weight of SWCs for OEM 2, OEM 7, OEM 8 are between 2.650 and 3.030 g and very close to each other, their volumes are varying between 1.052 and 6.197 cm^3 pointing out a wide fluctuation around %600.

Table 3. Spare Wheel Carrier Benchmark for MCVs

Brand	OEM 1			OEM 2			OEM 7			OEM 8		
Body	MCV			MCV			MCV			MCV		
Spare Wheel Carrier												
Total Weight (g)	1.400			2.700			3.030			2.650		
Mechanism (cm³)	231			6.197			2.948			1.052		
Mechanism x-y-z (mm)	81	87	33	243	150	170	130	126	180	178	197	30

The last benchmark study done for three different SWCs used on three LCVs belong to two OEMs and the results are shown by Table 4. Again, the first SWC belonging to OEM 1 should be evaluated separately due to missing clutch system. Even two other SWCs are belong to the same OEM, they are pointing out a fluctuation around 250% by their volumes 2.250 and 5.646 cm^3 while the weights is almost same as 2.522 and 2.534 g.

Table 4. Spare Wheel Carrier Benchmark for LCVs

Brand	OEM 1			OEM 2			OEM 2		
Body	LCV			LCV			LCV		
Spare Wheel Carrier									
Total Weight (g)	1.980			2.522			2.534		
Mechanism (cm³)	190			5.646			2.250		
Mechanism x-y-z (mm)	81	87	27	270	255	82	178	158	80

When the both extremities in terms of the volume means the ones with low and high volumes eliminated by a very basic approach, a volume between 1.200 and 2.900 cm^3 seem like reasonable considering all fourteen SWCs analyzed.

2.4. Benchmark Study for Available Volume Comparison at Underbodies of LCV and MCV

The comparison of available volume between the rear bumper zones and the rim centers via 3Ds for two MCVs and one LCV belonging to two different OEMs are shown by Figures 12, 13 and 14.The first 3D view on the left side shows always the SWC location at rear bumper zone and second 3D view on the right side shows always the SWC location at the center of the rim for all three cases presented below.

Rear Bumper zone is the common and also conventional place to position the SWC since it easily reachable by end user.
On the other hand reinforcements and ribs at rear underbody also rear axle are limiting available volume considering SWC for most of the cases, therefore the quest of more available volume at the rim center is important to position SWC perpendicularly regarding spare wheel and additional space needs in case of having an electrical drive option.

The measurements taken from 3Ds and accordingly calculated available volumes for above mentioned three cases are shown by Table 5. Dimensions at X, Y and Z and their (-) and (+) values calculated regarding vehicle coordinate systems which has been shown below by Figures 12, 13 and 14.

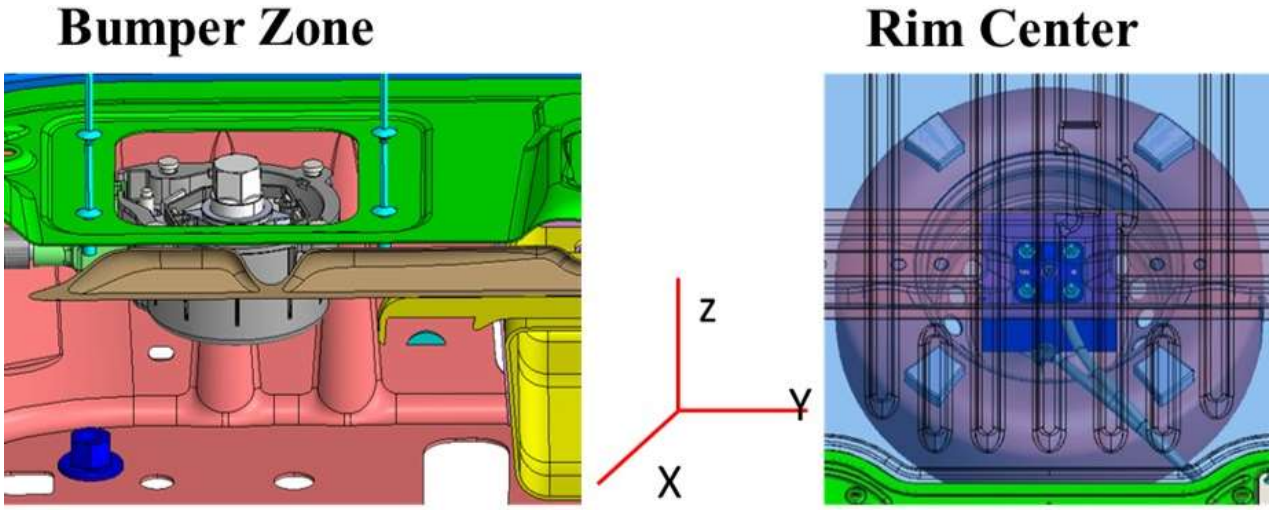


Figure 12. Spare Wheel Carrier, OEM 1 – MCV

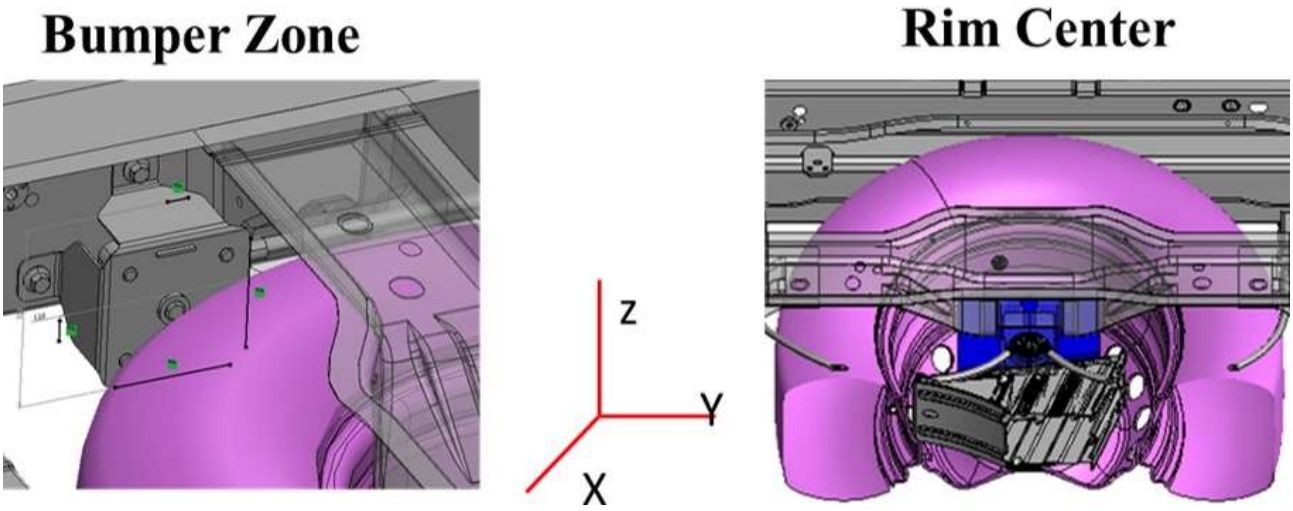


Figure 13. Spare Wheel Carrier, OEM 1 – MCV

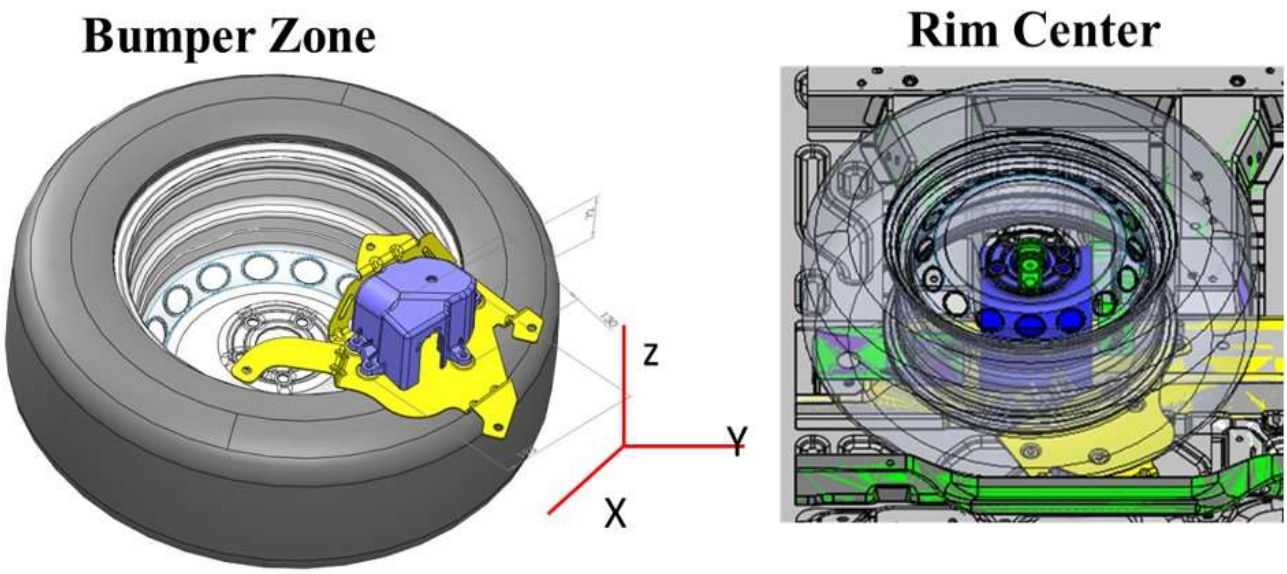


Figure 14. Spare Wheel Carrier, OEM 2 – LCV

Table 5. Available space comparison between Bumper Zone and Rim Center

		Bumper Zone Available Dimensions				Rim Center Available Dimensions									
OEM	Vehicle	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	cm^3	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	cm^3	% diff	+X (mm)	-X (mm)	+Y (mm)	-Y (mm)	Z (mm)
1	1	108	114	120	1477	190	220	120	5016	**340%**	95	95	110	110	120
1	2	125	65	123	999	124	200	120	2976	**298%**	110	114	100	100	120
2	1	130	195	72	1825	160	155	120	2976	**163%**	80	80	77,5	77,5	120

The available volumes at the center of the rim are clearly higher than the rear bumper zone and the results are between 163% and 340% for studied 3 vehicles. Table 5 shows that it is possible to achieve up to 5.000 cm^3 available volume regarding to underbody design to dedicate to the SWC at the rim center. Approximately 3.000 cm^3 observed by two different vehicles of two different OEMs can be accepted as an average achievable and available volume at the rim center to be at safe side while designing the SWC package.

3. CONCLUSION

Obviously there is more available volume for SWCs at the rim center considering its shape comparing rear bumper zone.
It is possible to achieve approximately 200% available volume to dedicate to the SWC regarding rear bumper zone if 3.000 cm^3 considered as available volume in average at the rim center regarding Table 5. This available volume is providing several opportunities to the designers such as presenting optional drive systems both mechanical and electrical by the help of the additional volume for electric motor and its own gearbox.

An electrically driven SWC is certainly a new approach for passenger, light and medium commercial vehicles considering its today's limited usage only for heavy commercial vehicles.

Another potential advantage for designers is the communization and/or carry-over opportunities of the SWC box design for various vehicles of various OEMs in order to present more competitive price to the market by the support of high production quantities and carry-over sub-components.

The rim center is potentially a better location for SWC rather than the rear bumper zone except being closer to the bumper for mechanical drive access. The rim center can be considered as the optimum positioning at the underbody of vehicle for SWC mechanism assuming a flexible torque transmission system as a flexible shaft application to neutralize above mentioned inconvenience in future in case of driving the SWC mechanically.

Some of prominent technical advantages to mention by virtue of being just in the center of the rim are mostly based on the opportunity for cancellation or at least reduction of quantities of several subcomponents such as conduit, plastic

elbows and plastic clips. This cancellations or reductions for length and/or quantity will help also to both lightweight the SWC and reduce its cost accordingly.

4. REFERENCES

[1] URL 1: Sey Lastik (2021), www.seylastik.com/tr/patlak-lastikler--ad, 08.04.2021
[2] URL 2: Mecatechnik (2021), www.mecatechnik.com, 08.04.2021
[3] URL 3: Ronal Wheels (2021), www.ronal-wheels.com/int/r42-cs, 08.04.2021
[4] URL 4: Henkel (2021), www.henkel-adhesives.com/bg/en/insights/all-insights/success-stories/wheel.html, 08.04.2021
[5] URL 5: Long Stone Tyres (2021), www.longstonetyres.co.uk/215-65-15-b-f-goodrich.html, 08.04.2021
[6] URL 6: Kia Parts (2021), www.kiapartsuk.com/kia-temporary-space-saver-spare-wheel-15-3510-p.asp, 08.04.2021
[7] URL 7: Continental (2021), www.continental-tires.com/car/tires/continental-spare parts/contimobilitykit#:~: text=The%20ContiMobilityKit%20is%20a%20comfortable,of%20up%20to%205%20years, 12.04.2021
[8] URL 8: Yeni Şafak (2019), www.yenisafak.com/teknoloji/michelinden-yeni-havasiz-lastik-teknolojisi-3494669, 08.04.2021
[9] Tong, Q., Yang, M., Zinetullina, A. (2020), "A Dynamic Bayesian Network-based approach to Resilience Assessment of Engineered Systems", Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Vol.65, 104152.
[10] Shete, K. (2015), "Advanced Spare Wheel Carrier", International Journal of Scientific & Engineering Research, Vol.6 (7), 5 Pages.
[11] URL 9: The Car Expert (2021), www.thecarexpert.co.uk/wheres-my-spare-Wheel, 08.04.2021
[12] URL 10: Which Car (2017), www.whichcar.com.au/reviews/custom-4x4s/arb-equipped-nissan-navara-np300, 08.04.2021
[13] URL 11: My Nissan Leaf (2012), www.mynissanleaf.com/viewtopic.php?t=9768, 08.04.2021
[14] URL 12: Amazon (2012), www.amazon.com/Genuine-2007-Toyota-Cruiser-Spare/dp/B009NK9PXQ, 08.04.2021
[15] URL 13: Moment Car (2021), www.momentcar.com/image-modelYear/8191-cadillac-seville-1985-7.jpg.html, 08.04.2021
[16] URL 14: Wikimedia (2017), www.commons.wikimedia.org/wiki/File:Cadillac_Sixty_Special_-_Spare_Wheel.jpg, 08.04.2021
[17] Stanco, M., Czmochowski, J., Kowalczyk, M., Maslak, P. (2020), "Loads acting on the spare wheel during operating the truck", Materials Today Proceedings, Vol.32, pp.244–249
[18] URL 15: Expedition Portal (2013), www.expeditionportal.com/forum/threads/ideas-for-mounting-spare-to-the- roof.110768, 08.04.2021
[19] URL 16: Forums.lr4x4 (2019), www.forums.lr4x4.com/topic/105937-where-to-put-the-spare-Wheel, 08.04.2021
[20] URL 17: Avtotachki (2020), www.avtotachki.com/en/chto-takoe-dokatka-zachem-nuzhno-zapasnoe-koleso-dlya- mashiny, 08.04.2021
[21] URL 18: Jalopnik (2013), www.jalopnik.com/youll-never-guess-where-they-put-the-spare-wheel-459114079, 08.04.2021
[22] URL 19: Wikipedia (2020), www.en.wikipedia.org/w/index.php?title=Renault_14&oldid=991508783, 08.04.2021
[23] URL 20: Torque News (2020), www.torquenews.com/6626/2021-toyota-sienna-spare-tire-wait-it-s-where, 08.04.2021
[24] Staff, T., Eken, T., Hansen, T.B., Steen, P.A., Søvikf, S. (2012) "A field evaluation of real-life motor vehicle accidents: Presence of unrestrained objects and their association with distribution and severity of patient injuries", Accident Analysis and Prevention, Vol. 45, pp.529– 538

INTERIOR LIGHTING TECHNOGIES AND LIGHTING PERFORMANCE STUDY OF AN INTERIOR LIGHTING COMPONENT

Serkan ALTINTAŞ

[1] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., İstanbul Cad. No: 574, 16110 Bursa, Türkiye
[2] Corresponding Author: Serkan ALTINTAŞ, serkan.altintas@tofas.com.tr

ABSTRACT

Interior lighting is gaining great importance as not only ambient lighting systems providing comfort and elegance, but also as supporting and functional systems linked with ADAS such as blind spot detection or front collusion warning. Interior lighting is also currently experiencing a big trend towards new light sources by considering new autonomous vehicle and interior designs. The most important components in interior lighting are the front ceiling light, rear ceiling light and trunk lamps. These products are now produced with high technology to enhance style, safety and convenience within the vehicle. Some suppliers offer variety of HMI solutions varying from tactile and capacitive buttons to more advanced systems including haptic feedback. Trunk lamp, puddle light, door projector light, glove box lamp are other frequently used interior lighting components in modern vehicle. In addition to interior lighting lamps, ambient lighting improves feeling of comfort and elegance with different color options and light intensity. Interior ambient lighting have a direct impact on the quality perception of materials execution, surface finish or color & gloss properties. Ambient lighting can be easily applied in many parts of the vehicle such as cup holder, footwell area, dashboard panel, door panel map pocket, door handle and headliner. Moreover, ambient lighting with functionality is a feature to increase perception and support safety.

Keywords: Interior Lighting, Functional Ambient Lighting, Multipurpose Lights, Spotlights

1. INTRODUCTION

Automotive lighting is one of the most complex discipline and has a dramatically growing interest for the automotive industry. Illumination was simple 20 and 30 years ago, and interior lighting was purely functional. In most vehicles today, we see that the interior lighting is not limited to just a few lamps. One reason for this is that until a decade ago, interior lighting was actually provided by a central main lamp in headliner. This situation has come to a very different point in today's vehicles. Present-day automotive engineering considers the automotive interior lighting to be an important quality communication channel [1-2]. We see multifunctional front ceiling lamps, functional ambient lighting with ADAS systems and interior lighting lamps with advancing technologies in many parts of the vehicle.

The technical complexity of interior lighting systems is also frequently underrated, since the integrated electronics are not externally apparent. However, due to the development of advanced technology, once simple lighting systems have evolved into highly intelligent interior lighting systems. Design and technical requirements have also considerably increased. Today, interior lighting in automobiles is used in many areas in the vehicle. New lighting types like front dome lamps with HMI (Figure 1.) or ambient lighting are becoming more and more common.



Figure 1. Advanced Overhead Consoles with HMI Interface

Interior lighting improves feeling of safety for the driver and it affects the driver positively. In the Figure2 below, you can see how different types of interior lighting can be used in a vehicle.



Figure 2. Different interior lights in a modern vehicle

2. INTERIOR LIGHTING

2.1 INTERIOR LIGHTING FUNCTIONS AND THEIR LIGHTING REQUIREMENTS

Interior lighting increases the feeling of safety and security for the customer and provides a pleasant atmosphere in the vehicle. There are no binding legal regulations for the lighting of passenger compartment. The various interior lighting functions have been developed in a harmonization process between the automakers and the lighting supplier, taking into account the lighting quality criteria that shown below Figure 3. The main challenge of lighting development today is the ability to find an optimal balance between lighting performance (light distribution, luminous flux, brightness level) and perceived quality in combination with the development time and cost ratio [3]. To find the balance, product development teams at OEMs should correctly define perceived quality requirements. Therefore, all design and system solutions have to be executed in a way that the customer will perceive the interior lighting at high quality criteria [4].

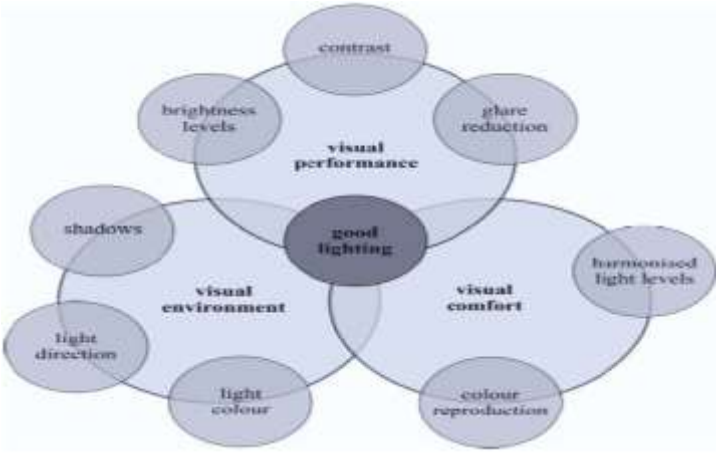


Figure 3. Quality criteria for interior lighting

According to this quality criteria, good lighting is achieved by three main criteria as visual performance, environment, and comfort. Brightness level, contrast and glare effects visual performance directly. Glare is the loss of visual performance or discomfort produced by an intensity of light in the visual field and it distract the customer. Shadows, hot spots, direction of lights and color type of light are key points to improve visual environment. In order to provide visual comfort, there should not be a noticeable difference between light levels, harmony between colors and homogeneity should be emphasized. Interior lighting of many vehicles in the market has been analyzed in four different categories [5].

Table 1. Typical Function Table of Interior Lighting

	Purpose of Usage		
Typical Functions	**Entry/Exit**	**Functional Lighting**	**Ambient Lighting and Orientation**
	Courtesy Light	Interior Main Light(Dome Light)	Cupholder
	Door Lock	Reading Light	Cubby bin
	Footwell	Make up/Vanity Light	Door Handle
	Door Warning	Glove box lamp	Door Map Pocket
		Trunk lamp	IP Panel
		Puddle lamp	Footwell
		Door projector lamp	
Performance Criteria	*No shadow *Average luminosity 1-10 lx *Neutral light colour *Average colour rendering(CR>50) *Low glare *Homogeneous illumination	*No shadow *Clear delineation of the illuminated area *For reading/working luminosity 50-100 lx *For interior/make up luminosity 10-20 lx *For trunk and glovebox luminosity min 10 lx *No glare *homogeneous illumination	*Low luminosity expectation between 0,1 cd/m2 and 2 *illuminance dependent on interior color *No glare *Different color options

2.2 LIGHTING PERFORMANCE STUDY OF AN INTERIOR LIGHTING COMPONENT

Regarding to the lighting performance criterias that are mentioned in above table, we should verify the product before production. We can do this verification in two ways. Initially, we should perform virtual optical analysis to understand the lighting values meet or not meet with our specification or performance norms. Secondly, we should perform a dark room test on physical component to understand lighting values meet the lighting target in terms of homogenous and optical values. We generally use optical softwares such as Ansys or Lucidshape to perform virtual optical analysis.

The following Figure 4 shows us a luggage area of the premium vehicle. In this trunk area, two trunk lamps are located at lateral sides with a certain height. If this lighting source is bulb, this lighting component includes housing, outer lens and a traditional bulb. This traditional bulb has 50 lumen flux and it emits yellowish color. We need to understand optical values to verify our design and choose proper trunk lamp.

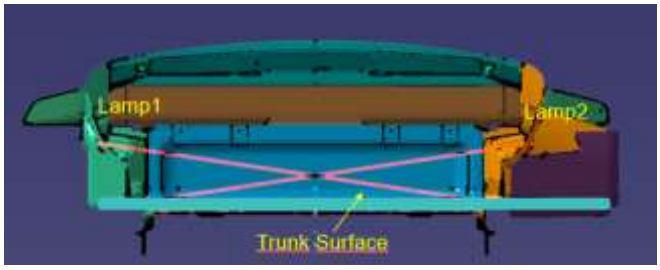
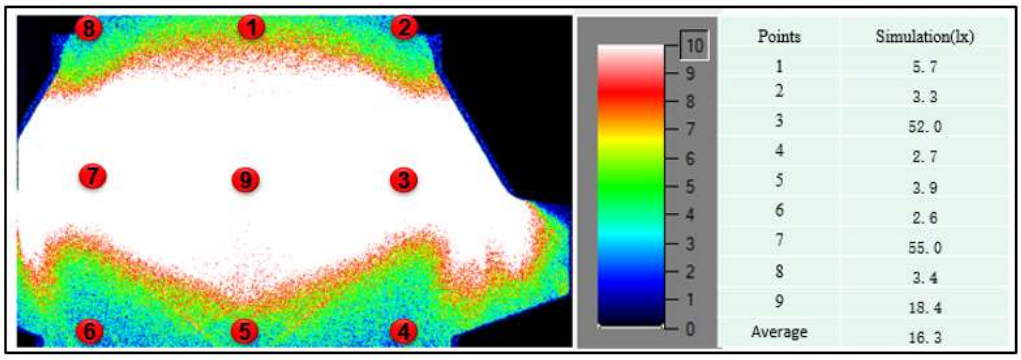


Figure 4. Trunk area of premium vehicle

If we consider the trunk floor surface as a square, we must evaluate the optical values for 9 points separately as shown in Figure 5. Our target is to provide better homogeneous distribution on the surface. Although we could not provide minimum value of 10 lux at all points, the average value is above 10 lux. As a result, we met our requirements in this way.



Points	Simulation(lx)
1	5. 7
2	3. 3
3	52. 0
4	2. 7
5	3. 9
6	2. 6
7	55. 0
8	3. 4
9	18. 4
Average	16. 3

Figure 5. Optical Values of Trunk Lamp

Even if the optical values are proper in terms of lighting target, how the light looks is also an important parameter to validate the quality criteria. For this purpose, a render showing how it looks from the human eye is required. You can see the human vision render of this trunk lamp in Figure 6. Visible patterns of light, light leaks and glare should not be observed on trunk surface in human vision render.

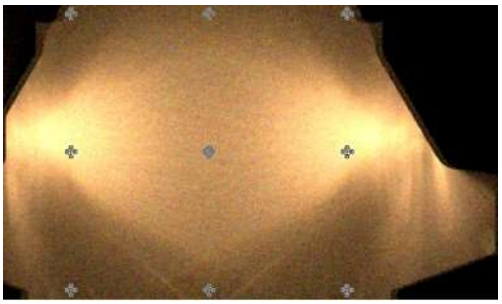


Figure 6. Human Vision Render of Trunk Surface

3. AMBIENT LIGHTING

Automakers are more and more using ambient lighting with advanced technologies inside their vehicles. And it is increasing trend in recent years. It is not only makes the passenger compartment attractive but could increase safety and the digitalization. Ambient lighting provides an indirect illumination of the passenger compartment in low light settings, such as during the night. It delivers an emotional atmosphere and provides the reduction of the driver's fatigue levels. It helps us to perceive the surrounding space [6]. Additionally, creating mood affect at night and daytime and theater like effects like welcome and goodbye messages are examples for remarkable user experience of ambient lighting [7].

On the other hand, ambient lighting has a psychological effect on the driver. An experimental study done by Lighting Engineering Group shows that ambient lighting improved drivers' perceptions of a vehicle's interior. The results showed that ambient lighting, although being in a peripheral position in the driver's field of view, has several significant positive influences on space perception, interior attractiveness, perceived safety, functionality and perceived interior quality [8].

3.1 COLOR OPTIONS ON AMBIENT LIGHTING

Color selection is very important in ambient lighting. There are two types of ambient lighting in terms of color. LED is used as the light source and the LED type is determined according to the desired color.

3.1.1 Single Color (SC) Ambient Lighting

Ambient lighting is obtained by the use of different color temperatures of LED from 2300K to 6000K. Cool light is more preferred in ambient lighting and interior lighting components.

3.1.2 Multi Color (RGB) Ambient Lighting

Upcoming next big trend in interior lighting is to use RGB Light Emitting Diodes (LED)s to provide orchestrated effects and living room feeling for autonomous and robot cars including daylight performance [9]. By using RGB LEDs, a more dynamic and attractive ambient lighting effect can be created in different color options. RGB LEDs bring possibilities for multi-color tunability to the LED lighting designer.

RGB LEDs can create just about any visual color, but creating the right color is a major challenge. Some methods are used to overcome the problems in color consistency both among individual LED packages and in large scale luminaires. One of the most used method is gamut calibration. The gamut of an RGB LED light source is defined as a triangle within the color space. The shape of the triangle as shown in figure 4, the gamut, depends on the color points of each individual LED.[10]

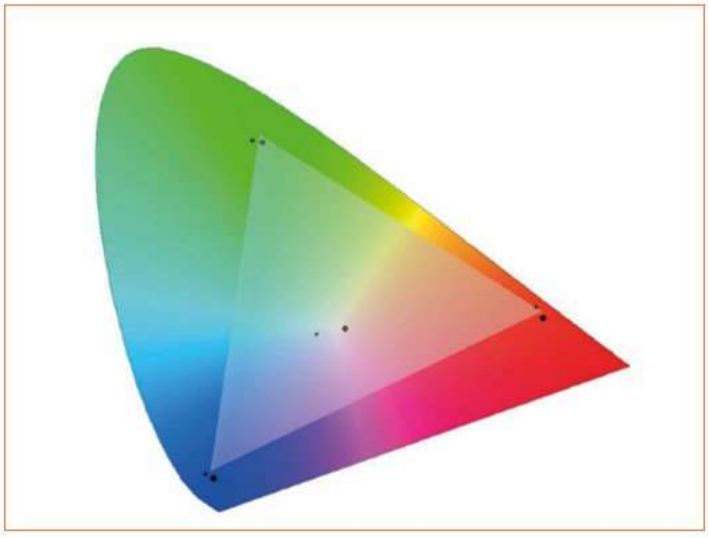


Figure 7. Gamut of the target light source: The triangle defined with vertices at points corresponding to each of the R, G, and B LEDs

3.2 TYPES OF AMBIENT LIGHTINGS

Automakers are more and more using ambient lighting with advanced technologies inside their vehicles. And it is increasing trend in recent years. It is not only makes the passenger compartment attractive but could increase safety and the digitalization. Ambient lighting can be easily applied in many parts of the vehicle such as cup holder, footwell area, dashboard panel, door panel map pocket, door handle and headliner. Different lighting characteristic can be used in the application of ambient lighting. This characteristic of light is explained below.

3.2.1 Direct Lighting

Direct lighting is when a light guide or other type of source is clearly visible to human eye. The light source can be point and linear, but the light source is clearly visible to the human eye. (Figure 4). The direct light solution costs more than indirect due to optical concerns on the lens.



Figure 8. Sample of direct light

3.2.2 Indirect Lighting

Indirect lighting is used for creating illuminated areas while keeping the light source hidden from human eye. As show below picture, there is a lightguide at backside of housing of door panel and light rays only go to the class a surface of door panel. Light source is invisible from human eye (Figure 5)



Figure 9. Sample of indirect light

3.2.3 Dynamic Ambient Lighting

Thanks to freely controllable RGB LEDs, the dynamic light features the dynamic flow of lights along a light rod. Dynamic light especially suitable for the visual display of functions and warnings inside the vehicle. Light guide or strip can be light up with individual color and brightness.



Figure 10. Sample of Dynamic Ambient Lighting

3.2.4 Decorative Ambient Lighting

Ambient lighting can be applied to aesthetic surfaces with different patterns, colors or brand signatures. It can offer different intensity of illumination in both daylight and night mode. IMD and IMF are processes used for decorative purposes.



Figure 11. Sample of Decorative Ambient Lighting

4. FUNCTIONAL AMBIENT LIGHTING

Ambience lighting has become more popular in the automotive sector with the developing technologies. In the past, ambient lighting was all about aesthetics. Today, new innovations combine emotion and functionality. With the development of ADAS functionalities, lighting is not only used for ambient lighting but also for interaction between the car and the driver [11]. Ambient lighting is now incorporated into new functions such as innovative turn- and brake-lighting applications, blind spot, speed limit, backlit displays and more. Unlike traditional ambient lighting, functional ambient lighting is a feature to increase perception and support safety as well as reaching elegance, attractive and an emotional atmosphere. Ambient lighting with functions, which is now becoming a trend, is listed below.

4.1 Functional Ambient Lighting with Blind Spot Detection

This function works compatible with Blind Spot Detection. When BSA is activated, there will be color transitions, flashing warning lights at the related door panel lamp. There's an ambient light guide that covers the entire of the dashboard and continues through the door panels to create a beautiful visual effect and warn the driver. The yellow section of the guide acts as a warning indication for blind spot detection. It works with signals that comes from Left and Right Blind Spot Detection. An automaker announced that it has integrated this function ambient lighting in its new model [12].



Figure 12. Functional Ambient Lighting with Blind Spot Detection

4.2 Functional Ambient Lighting with Front Collision Warning

A model at Figure 9 has interior ambient lighting with Collision Function. There is new ambient lighting fixtures to create a single continuous line of light throughout the vehicle. New ambient lighting features are actually integrated into the driver assistance programs. So for example, blind-spot monitoring would warn you of a possible collision by projecting a bright red animation throughout the cabin.



Figure 13. Functional Ambient Lighting with Front Collision Warning

4.3 Functional Ambient Lighting with Door Function

There is an interior ambient lighting with door function at Figure 10. When the door is open the ambient lighting changes to red. It is a useful function to see the handle on the door panel, especially when the vehicle is stopped at nighttime.



Figure 14. Functional Ambient Lighting with Door Function

4.4 Functional Ambient Lighting with Entry and Leaving Scenario

There may be color transitions, flashing lights or different colors during entering and leaving the car. When open the door and entering the car, ambient lighting will turn to red color, in the other case-it will turn to blue color. The function works by receiving the speed signal that comes from Body Computer Module.



Figure 15. Functional Ambient Lighting with Entry&Leaving Scenario

5. CONCLUSION

Interior lighting has become more functional and aesthetic with the development of new technologies. Currently there is no direct regulation for interior ambient lighting in EU. We know that which the performance criterias are used in to develop interior lighting components and these criterias are specific for each function. These performance criterias should be considered in order to achieve the best result in interior lighting. We have also observed how the lighting performance of a trunk lamp belonging to a premium vehicle is determined. Besides these, ambient lighting is an important and growing part of the interior lighting category. The usage of ambient lighting increases comfort and orientation inside the vehicle during both at daytime and night drive, which can be almost seen as standard for premium cars. Additionally, we can say that safety and comfort have increased remarkably with the ambient lighting gaining a functional feature.

REFERENCES

[1] Stylidis K, Hoffenson S, Wickman C, Söderman M, Söderberg R. Corporate and customer understanding of core values regarding perceived quality: Case studies on Volvo Car Group and Volvo Group, Truck Technology. Procedia CIRP. 2014; 21:171-6.

[2] Lu J, Fu J. The Research on Quantificational Method of Chromatic-Light Emotion in Automotive Interior Lighting. In International Conference on Human-Computer Interaction 2019 (pp. 32-43). Springer, Cham.

[3] Wördenweber B, Boyce P, Hoffman DD, Wallaschek J. Automotive lighting and human vision. Springer-Verlag Berlin Heidelberg; 2007.

[4] Stylidis K, Bursac N, Heitger N, Wickman C, Albers A, Söderberg R. Perceived quality framework in product generation engineering: an automotive industry example. Design Science. 2019;5.

[5] Automotive Lighting and Human Vision. Springer, Berlin, Heidelberg, 2007. https://doi.org/10.1007/978-3-540-36697-3_6

[6] URL 1: Hella Lighting, https://www.hella.com/hella-com/Interior-lighting-2517.html

[7] Blankenbach, K, Hertlein, F, Hoffmann, S. Advances in automotive interior lighting concerning new LED approach and optical performance. J Soc Inf Display. 2020; 28: 655– 667. https://doi.org/10.1002/jsid.887

[8] Caberletti L, Elfmann K, Kummel M, Schierz C. Influence of ambient lighting in a vehicle interior on the driver's perceptions. Lighting Research & Technology. 2010;42(3):297-311. doi:10.1177/1477153510370554

[9] Arizton. Automotive interior lighting system market—Global Outlook and Forecast 2019-2024. Report 2019. https://www. reportbuyer.com/product/5730665/automotive-interiorlighting-system-market-global-outlook-and-forecast-2019-2024.html

[10] URL2:https://www.led-professional.com/resources-1/articles/avoiding-brightness-and-color-mismatch-with-proper-rgb-gamut-calibration

[11] URL 3: Micronews (2020) "Interior lighting: from functional to dynamic lighting – An interview with OSRAM OS" url: https://www.i-micronews.com/interior-lighting-from-functional-to-dynamic-lighting/?cn-reloaded=1

[12] URL 4: Motor1 news(2020) https://www.motor1.com/news/395547/seat-leon-blind-spot-ambient-light

UNDER-ENGINE SHIELD DESIGN AND ANALYSIS IN NEW PRODUCT DEVELOPMENT PHASE

Tunahan Doğru[1,2], Can Bilir[1], Abdullah Bozkurt[1], Erkan Talay[1]

[1] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası, Bursa, Turkey
[2]Corresponding Author: Tunahan Doğru, tunahan.dogru@tofas.com.tr

ABSTRACT

In new product development studies, design parameters are determined according to certain standards of automobile manufacturers. It is expected that the fuel consumption of the vehicle will be reduced every day in the automotive sector, which is constantly developing. Accordingly, many changes to the vehicle are applied to each new model. The main goal of the component parts located at the bottom of the vehicle is to reduce fuel consumption by reducing the aerodynamic drag coefficient. Durability is an important factor in products developed for this purpose. Parts that can meet the coefficients determined by the aerodynamic units of automotive manufacturers must have an effective strength at the design stage. Otherwise, customer dissatisfaction will occur when the part cannot meet the loads on the part. In addition, these parts, which are connected to the underbody of the car, encounter challenging conditions such as rough roads, stone chipping, rainy weather, and puddles. In this study, the behavior of the part in wading through water was examined in detail. With the effect of aerodynamic forces on the part, the changes in the strength of the part were improved by the numerical analysis method. The condition of the part produced under the improved conditions in the water passing tests was observed. This part of the work carried out in order not to have any problems with the driving experiences of the passengers depending on all kinds of road conditions will give an idea for the engine underbody development studies. In this way, it is aimed to reduce customer satisfaction and warranty costs in models produced with proven parts.

Keywords: Under engine shield, numerical analysis, strength, water passing test

1. INTRODUCTION

Due to the need to reduce carbon dioxide emissions in cars, improving fuel efficiency is an important field of study in the automobile industry. (URL1: EU 2021) There are two main approaches to improving fuel efficiency, one is to improve the combustion process in the engine (Alla, 2002). The other is to reduce the overall aerodynamic drag coefficient of the vehicle while driving (Dwight & Peter, 2010). Due to the reduction of friction, many computational fluid dynamics (CFD) calculations are performed during the project phase. Then, verifications are provided with prototypes created for the wind tunnel (Yuan & Wang, 2017). Deformation effects caused by aerodynamic friction are verified by fluid-structure interaction analysis, necessary changes are made in product designs and the strength of the part is increased (Kesti and Olsson, 2014).

In addition to these two main approaches, many factors come to the fore for automobile underbody shields. There are many studies in the literature on the rough road conditions, puddles in the rain, stone splashes on the components, lightweight of the components, and their costs. The roughness of the road has a negative impact on automobile manufacturing costs and consequently on traffic safety. Repair and maintenance costs are continuously evaluated using vehicle-road interaction models. (Zaabar, Chatti 2011). The effect of rough road conditions on the underbody is verified by software and tests. Electric vehicles are becoming more common day by day, and most of the electric vehicles developed contain a lithium-ion battery pack mounted in the underbody. When these batteries are punctured, lithium usually reacts with air, causing fire or explosion (Larsson et al, 2016). Therefore, serious design changes are made against random stone splash fractures of the underbody components (Chu ver et al, 2018). In addition, the weight of the vehicle directly affects the energy consumption (URL2), so the underbody components are expected to be light. For this reason, high-performance and low-weight polymer composite studies are carried out on the underbody components. Metal components with high rigidity in the materials of the underbody components are gradually being replaced by lightweight composites (Lyu & Choi, 2014). As the materials become lighter and lose their rigidity, more serious design and analysis studies are developed against external effects, and the components are placed on the vehicle.

Puddles formed in wet weather are also an important development issue for underbody components. Driving through deep puddles, referred to as wading, is a driving situation associated with many potential problems for automobiles. Sudden loads on the underbody components of the vehicle force the parts at the fixation points. The ingress of water can block the air supply in internal combustion cars, which ensures the continuous movement of the engine. To lower the center of gravity in electric cars, batteries are usually placed close to the floor. Therefore, these parts should be carefully developed for puddle situations (Idoffsson, 2019). In traditional approaches, prototype vehicle testing is used to examine damage to the vehicle's underbody linings and engine compartment due to the driving through puddles. Issues are usually detected too late in the development process, and last-minute changes bring additional costs to the business (Khapane et al., 2017).

In this study, a finite element model of an under-engine shield part was created utilizing structural analysis software. In the case that the assembly of the car, in which this model is also included, enters the puddle, the pressure exerted on it was determined by the aerodynamic unit and included as the input parameter to the study. The deformations in the under-engine shield were calculated against the pressure parameter obtained in this way. With these deformations obtained before the prototype stage, it was ensured that the weak areas of the part were detected. Finite element models of alternative prototype proposals were created for these weak areas. The same calculations were repeated with the same inputs each time for the different alternatives and it was tried to decide the most suitable alternative. While focusing on cost and lightness, of course, at the decision stage, a prototype suitable for strength was obtained. The product development phase was advanced by completing the process with the part that gave positive results in the driving through deep puddle test.

2. MATERIAL and METHOD

Modeling of the car's driving through water was carried out by the aerodynamics unit. In this part of the study, the definition of pressure as the input parameter on the part and the numerical analysis will be emphasized. Then information about the driving through puddle test will be given.

2.1. Driving Through Puddle Test

With this test, the behavior of the car in puddles formed in rainy weather is determined. Minimal splash of water occurs as a car moves through the water at low speeds. If the car travels in the water at such low speeds, the Weber number and Froude number are low (White, 2011). A bow waveform in front of the car, if the car stops or slows down, water from the raised bow wave hits the underbody components. An automobile can pass through high-water levels at low speeds, and in this case, most of its subcomponents are submerged (Khapane et al., 2017). The Weber and Froude numbers are high while the automobile moves at high speeds; a high degree of splash occurs. As the speed of the car is increased and the height of the water level is increased, the movement of the components in the underbody of the vehicle does not occur in the form of sinking. During such a ride, water hits the underbody components of the vehicle and proceeds. Here, the severity of the impact depends on the actual vehicle speed and the water depth. Figure 1 shows the performing of the driving through puddle test.



Fig 1. Performing of the driving through puddle test

In the test carried out here, a water pool is created at a certain height level. The expectation for the under-engine shield part is that no deformation occurs when the car moves at different speeds from puddles of different heights. As a result of the test, the subcomponents are examined and deformations that may occur are reported.

2.2. Mathematical Model and Finite Element Method

The first mathematical model was modeled by the surrounding parts and the design criteria of the material used. Since manufacturability, good mechanical properties, and lightness are preferred in this part, this criterion has been considered in material selection.

Finite Element Analysis (FEA) is the simulation of any physical phenomenon (Logan, 2011) using numerical methods called the Finite Element Method (FEM) and a network structure. It is widely used in engineering to reduce the number of physical prototypes and experiments to develop better products faster and to optimize components at the design stage. By using finite element methods, problems that may occur during the service of the products are detected in the pre-prototype stage. In this way, when the product development process is preferred, it is prevented from testing the prototype with the traditional method and producing prototypes again. As a result of the analysis, a successful prototype is chosen, and time and cost savings are achieved according to the project schedule. The analysis was carried out dynamically and in nonlinear conditions. The detail of the created model is shown in Figure 2.

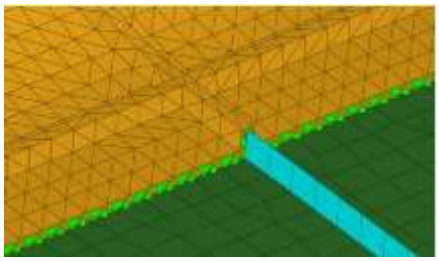


Fig 2. Combination of shell and solid elements

There are a few issues to be considered in the finite element model to ensure the accuracy of the analysis results. One of them is that the mesh structure accurately represents the geometry. Another criterion is that the quality of the element remains within the desired limits. The limit values are specified in Table 1. Unreduced square elements (S4) are used as shell elements. The unreduced triangular elements (S3) were used as transition elements and, if necessary, not exceeding five percent of the total number of elements. To observe the damage correctly, part of the under-engine shield, which is normally modeled with shell elements, is modeled with solid elements. As seen in Figure 2, the "Shell to solid coupling" contact definition has been made to transfer the freedoms between shell elements and solid elements. For solid elements, due to the complexity of the geometry, tetrahedral elements (C3D10M) are used for the under-engine protector. However, second-order elements were used for the accuracy of the results and since it increases the rigidity. In the modeling of bolts and other parts, C3D8 and C3D6 element types were used. Figure 3 shows the followed method of the analysis and the situation regarding the surrounding parts.

Table 1. Finite element model element qualities

	Limits
Triangle Ratio	$\leq 5,0$
Skewness Ratio	$\leq 20,0$
Aspect Ratio	$\leq 3,0$
Distortion Ratio	$\leq 45,0$
Quadrant Ratio	$\geq 0,6$

Using the correct material properties is one of the most important criteria for the accuracy of the analysis. The plastic material definitions in the material library as the under-engine shield material have been provided. Elastic-plastic material definitions are also included in the material modeled as isotropically [15].

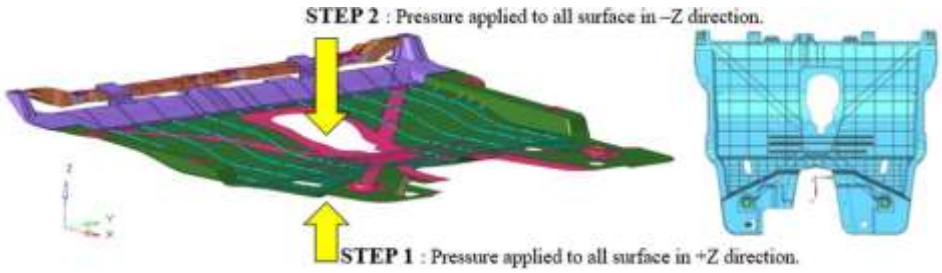


Fig 3. Finite element model created and defined boundary conditions

Because it will affect the analysis results, the peripheral parts are included in the model and the limitations are provided by independent joints of the zero-dimensional elements (COUP_KIN) from these parts and the bolt fixations on the under-engine shield and are kept in six directions of freedom. Detailed modeling has been made in the critical regions where the results will be examined. As shown in Figure 3, aerodynamic pressures on the part were applied on the under-engine shield in positive and negative directions, respectively, at the surface normal. The results obtained were examined and development studies were initiated.

3. ANALYSIS RESULTS OF THE FIRST DESIGN

When the finite element analysis simulating the puddle test was performed, it was observed that the piece had a high displacement result in the +/- Z directions due to its lightness. If Figure 4 is examined, when water originated pressure is applied on the part, displacements occur on the part. A movement that occurs in this way will cause strain on the fixation points.

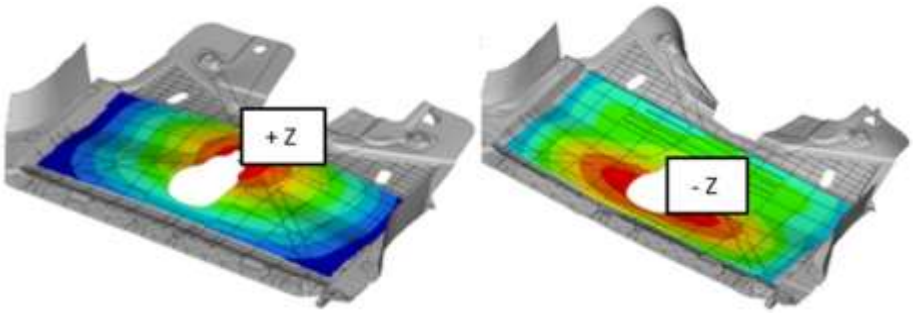


Fig 4. The displacement of the part in the + Z direction on the left and in the -Z direction on the right

If Figure 5 is examined, as a result of the displacements seen in Figure 4, it is seen that the stress values occurring in the part in 2 of the 5 fixation points of the part, seen below, exceed the limit where the flow will occur in the material. These stress values that will occur in the relevant parts of the part must be reduced. As the water comes on the part from the front side, as seen in Figure 5, the fracture may occur according to the stresses in 2 of the 3 fixations located at the front. The improvements to be made must be in this part.

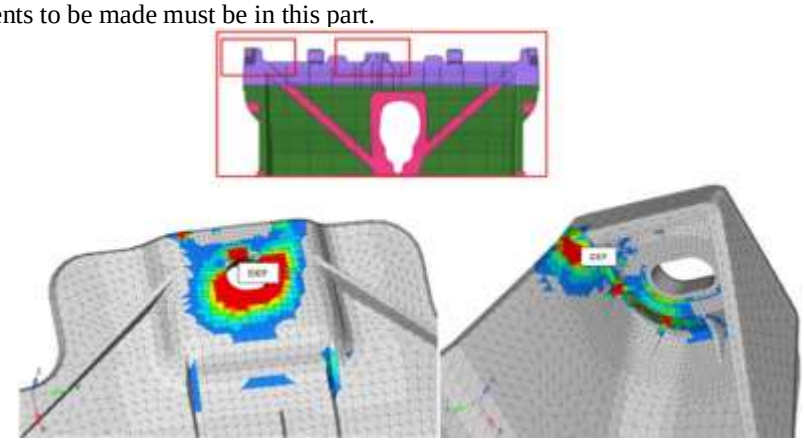


Fig 5. Detection of deformation areas

If the driving through water puddle test were to be carried out with the prototype of a design to be created in this way, fractures could occur in the relevant parts. In this part of the study, inappropriate areas of the piece have been identified. Analyzes will be repeated on new alternatives with necessary improvements depending on these regions.

4. IMPROVEMENT STUDIES

Improvement studies will be included in this part of the study. In these studies, improvements have been made for the 3 fixations in the front area of the under-engine shield part. Among these improvements, prototype parts will be produced by choosing an alternative that is suitable for compliance with the time schedule and is cost-effective. If Figure 6 is examined, 6 alternative improvement studies modeled are seen.

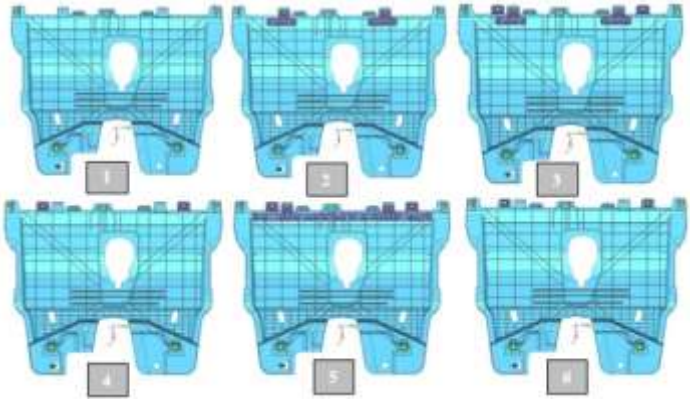


Fig 6. Alternative studies

If Figure 6 is examined in detail, in proposal 1, changes have been made in the plastic part as seen in Figure 7. In addition to the changes made on proposal 1, new suggestions have been studied. 2 new metal brackets are included in proposal 2, 2 new metal brackets, and 2 metal mounting brackets are added in proposal 3, 2 new metal mounting brackets are included in proposal 4, 1 in proposal 5 is a long one metal bracket and 2 metal mounting brackets modeled, proposal 6 included 2 new plastic mounting brackets.

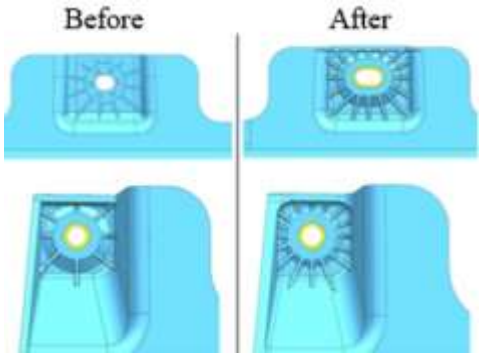


Fig 7. Design changes made to the plastic part

As can be seen in Figure 7, the number of ribs in the plastic part has been increased, and a metal bush has been added to the middle fixation point.

4.1. Analysis Results of Alternative Studies

In Table 2, all analysis results of the 6 alternative solutions are shown comparatively. As can be seen from all these figures and tables, important differences have been achieved with the use of metal brackets. In addition, as a result of the design changes made in the plastic part, the part has become able to be driving through puddle test. 89% improvement in the + Z direction and 71% improvement in the -Z direction with only plastic part changes.

Table 2. Analysis comparative analysis results of all alternatives

Alternatives	Displacement Reduction % +Z	Displacement Reduction % -Z	PEEQ +Z Improvement %	PEEQ -Z Improvement %
Solution 1	8,66	15,38	89,44	71,56
Solution 2	22,2	30,5	97,36	92,66
Solution 3	21,8	29,6	97,06	93,58
Solution 4	15,9	18,2	96,77	89,00
Solution 5	24,1	31,7	98,53	97,24
Solution 6	21,2	24,5	97,65	85,32

Figure 8 shows the analysis results of alternative solution suggestions. The figure shows only the left fixation point of all alternatives. Left and middle fixations are added for each analysis because this is the fixation point where fractures may occur.

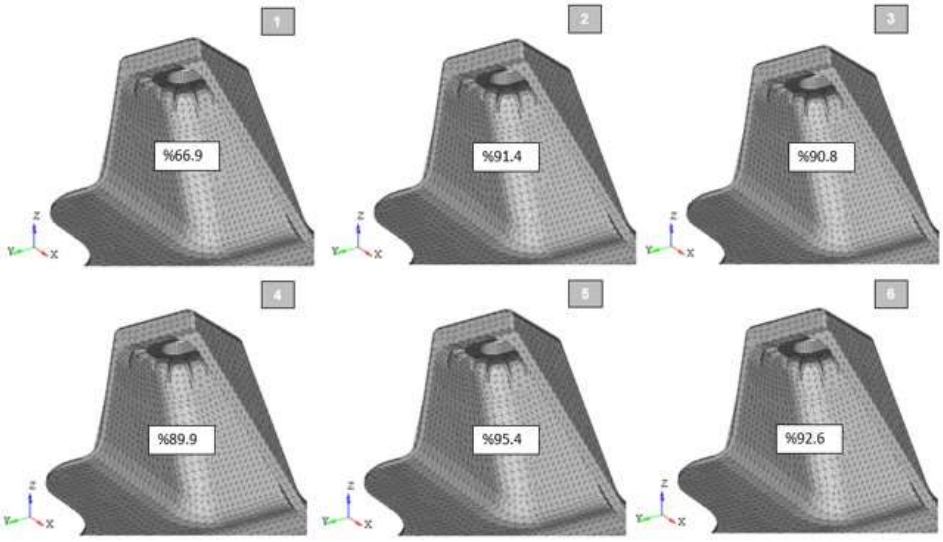


Fig 8. Improvements provided in the left fixation in alternative solutions

Figure 9 shows the analysis results because of the design alternative improvements made in the previous case. From here, it was observed that the middle fixation point came to the structure that provides stiffness and that stresses were obtained at values not exceeding the yield limit.

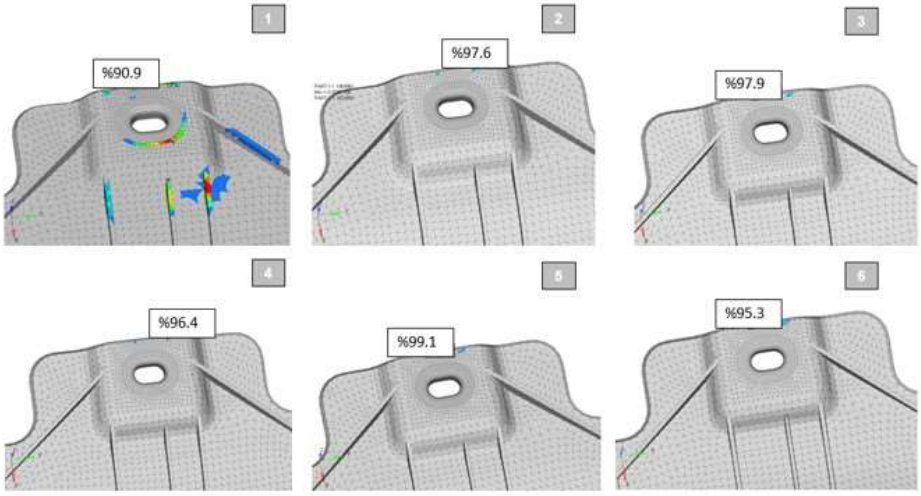


Fig 9. Improvements in the middle fixation in alternative solutions

As a result of all these studies, the engineer must decide on the most appropriate solution. After obtaining the parts that can pass tests such as verification and puddle according to the analysis results, the time plan and cost issues suitable for the project come to the fore. It is already clear that plastic modifications made on the part will not stretch the timetable too much. However, in the other alternatives, there will be an extra metal bracket mold, and an extra fixture to perform

the fixation. To avoid such a high cost, the part should be initialized to include plastic changes. Later, the development study should be verified by physical tests to be carried out by the project schedule, and then the product development process should be completed when positive results come there.

4.2. Driving Through Puddle Test Result of the Preferred Alternative

Models with sufficient improvements were examined in line with the analysis results. A proposal that can produce the prototype and final part in the most appropriate time for the project progress was preferred. Figure 10 shows the piece created with these changes. Driving through puddle test was carried out with the project vehicles to which this part was attached.



Fig 10. Generating the preferred alternative

The test was repeated continuously with different conditions. In these tests, which were repeated at different water levels and different speeds of the vehicle, no deformation was observed on the part or at the fixation points, as can be seen in Figure 11.



Fig 11. The positive result obtained as a result of the driving through puddle test

Thus, the product development process was completed by deciding on the product suitable for the progress of the project, the test results of which were concluded.

5. CONCLUSIONS

There are many tests carried out by automobile manufacturers under challenging conditions. With a test simulating a vehicle passing through puddles in rainy weather, the underbody components are continuously improved. In this study, the development process of a plastic protective part located in the under of the engine was explained in a short time. The importance of making calculations and making decisions in pre-prototype stages with numerical analysis is emphasized. If separate prototypes were produced for each alternative and the tests were repeated separately, it would have been a difficult and costly process to manage. With a project managed in this way, the product was put into use on time and by the conditions. Even if automobile users want to avoid conditions such as rough road conditions and puddles, they may not always find the opportunity. Thanks to this study, the possible problems that the users may experience in the puddles that they enter in such rainy weather have been eliminated.

ACKNOWLEDGEMENTS

We would like to thank the Farplas team for their support during the production of prototypes in our work.

KAYNAKLAR

[1] URL 1: EU (2019) "Road transport: Reducing CO2 emissions from vehicles", url: https://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles_en, 07/02/2021.
[2] Abdalla, G.H. (2002) "Using exhaust gas recirculation in internal combustion engines: a review", Energy Conversion and Management, 43,8, pp.1027-1042.
[3] Peter J., Dwight R.P. (2010) "Numerical sensitivity analysis for aerodynamic optimization: a survey of approaches", Computer and Fluids, 39, 3, pp. 373-391.
[4] Yuan, Z., Wang, Y. (2017) "Effect of underbody structure on aerodynamic drag and optimization", Journal Of Measurements in Engineering. 5, 3, pp. 194-204.
[5] Kesti, J., Olsson, S. (2014) "Fluid structure interaction analysis on the aerodynamic performance of underbody panels", Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, Master's thesis.
[6] Zaabar, I., Chatti, K. (2011) "New mechanistic-empirical approach for estimating the effect of roughness on vehicle durability", Transportation Research Record 2227: 180–188. http://dx.doi.org/10.3141/2227-20.
[7] Larsson, F., Andersson, P., Mellander, B.E. (2016) "Lithium-ion battery aspects on fires in electrified vehicles on the basis of experimental abuse tests", Batteries 2016, 2, 9.
[8] Chu, Y.J., Eun, H.J., Lee, S.Y. (2018) "Prediction of Damage to the Vehicle Underbody due to Stone Chipping", Appl. Sci. 8, 1805; doi:10.3390/app8101
[9] Stacy, C. D., Susan W. D., Robert G. B., (2021) "Transportation Energy Data Book: Edition 33", http://cta.ornl.gov/data/tedb33/Edition33_ Full_Doc.pdf 07/02/2021.
[10] Lyu M.Y., Choi, T.G. (2014) "Research Trends in Polymer Materials for Use in Lightweight Vehicles", International Journal Of Precision Engineering And Manufacturing Vol. 16, No. 1, pp. 213-220. DOI: 10.1007/s12541-015-0029-x
[11] Idoffsson, J. (2019) "Wading Evaluation of SPH-based simulations versus traditional FiniteVolume CFD", Master's thesis, Department of Mechanics and Maritime Sciences, Chalmers University Of Technology, Goteborg, Sweden.
[12] Khapane, P., Chavan, V., Ganeshwade, U. (2017) "Water Ingress Analysis and Splash Protection Evaluation for Vehicle Wading using Non-Classical CFD Simulation", SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 10(1):2017, doi:10.4271/2017-01-1327.
[13] Daryl L. Logan (2011). "A first course in the finite element method. Cengage Learning", ISBN 978-0495668251.
[14] White, F. (2011) "Fluid Mechanics", 7/e, McGraw Hill.
[15] Fiat Norms

ADVANCED ALUMINUM ALLOYS USED IN LAND COMBAT VEHICLE APPLICATIONS

Atanur Teoman[1], Engin Gode[2], Baris Cetin[3]

[1] Eskisehir Osmangazi University, Eskisehir, Turkey
[2] STM Savunma Teknolojileri Mühendislik ve Ticaret A.Ş., Ankara, Turkey
[3] FNSS Savunma Sistemleri A.Ş. Ar-Ge Merkezi, Ankara, Turkey
[2] Correponding Author: Engin Gode, engingode81@yahoo.com

ABSTRACT

Both design and survivability requirements should be optimally met in land vehicle design. Weight parameter stands out as the most important design constraint; therefore land vehicles, especially amphibious land vehicles need to be designed with using lightweight materials. Aluminum alloys (AA) offer lightweight solutions with their superior mechanical properties in ballistic applications. In this study, ballistic performance of aluminum alloys, particularly application areas of aluminum alloys in land vehicles have been investigated in a detailed manner. Comparative ballistic performance results of aluminum alloys in miscellaneous studies have been included. It has been seen in the results of the study that the use of appropriate aluminum alloy according to the threat level and type is very important for light armored vehicle design. Also, the type and thickness of aluminum alloys vary according to their position on the vehicle. Aluminum alloys will maintain their importance as very important materials in light combat vehicle design in the future as it is today.

Keywords: Aluminum, alloy, ballistic, land vehicle.

1. INTRODUCTION

Aluminum, titanium and magnesium based alloys are among the lightweight engineering alloys. When the use of those three alloys as armor material is examined, aluminum alloys are more advantageous [1]. The main reason for this is the properties of aluminum alloys which are high strength-to-weight ratio and ease of fabrication (ductile, malleable, tough, durable, high degree of workability, excellent thermal conductivity and high corrosion resistance) [1,2]. In addition, especially the cost and availability of titanium and magnesium alloys, are really compelling [3].

Aluminum alloys play an important role in lightweight armored vehicle design with the combination of low density and high strength, thus having a high specific strength. When the design requirements are met, high structural strength, ballistic protection, better transportability can be achieved with the use of these materials [4]. Turkish Armored Amphibious Assault Vehicle (AAAV) which has aluminum hull aiming to reduce the weight can be seen in Figure 1.



Figure 1. Armored Amphibious Assault Vehicle (FNSS Company) [5]

2. ALUMINUM ALLOY APPLICATIONS IN MILITARY VEHICLES

Weight reduction in land vehicles has been achieved by using high strength aluminum alloys and titanium instead of steels. There are many vehicles made of aluminum in the last few decades. Aluminum alloys were used in the hull and turret systems of the Soviet BMP-3, in the UK FV 510 Vehicle (in the hull). Futhermore USA, is the first country to use aluminum as an armor material in military vehicles [3] in 1960's.

The M113 Armored Personnel Carrier (APC) (Figure 2) was put into service in 1960 for transporting infantry forces. This vehicle which are air-transportable, air-droppable, amphibious operation ability, cross-country travel over rough terrain, and high-speed travel on pavement has effective deployment ability. Aluminum 5083 alloy was used in original M113 and its hull armor. This armor provided ballistic protection against small arms and fragments. On the contrary, it was insufficient to some extend against rocket-propelled grenades (RPGs) and mine blasts [3].



Figure 2. M113 Armored Personnel Carrier [6]

The M551 Sheridan Light Tank (Figure 3) which was designed in the early 1960's is an amphibious military vehicle used in different military operations. Use of aluminum hull and spaced aluminum armor was seen in this vehicle [3].



Figure 3. M551 Sheridan Light Tank [7]

Bradley Fighting Vehicle (Figure 4) was produced with the purpose of infantry transportation as providing covering fire to pin down enemy troops [3]. Its hull was made of Al 5083-H131 (MIL-DTL-46027) and Al 7039-T64 (MIL-DTL-46063) was used in the upper half of the vehicle.



Figure 4. Bradley Fighting Vehicle [8]

Aluminum alloy bar-armor system has been installed on a U.S. Army RG31 vehicle (Figure 5) against RPGs. These lightweight bars (half weight of the steel solutions) does not allow for a situation that impedes operational capability. Also they have a good maintainability and usability [9].



Figure 5. RG31 Vehicle [9]

3. BALLISTIC PROPERTIES OF ALUMINUM ARMOR ALLOYS

Aluminum alloys provide weight reduction in armor design compared to armor steels as previously explained. Projectile kinetic energy (KE) to penetrate versus the thickness of the plate for several armor materials are shown in the Milne-de-Marre graph (Figure 6). Aluminum-based armors provide lighter solutions than steels against KE ammunition with an impact energy of ~104 J according to the graph [1]. Strength of some 7xxx series alloys is comparable to that of mild steel having a specific strength three times higher [4].

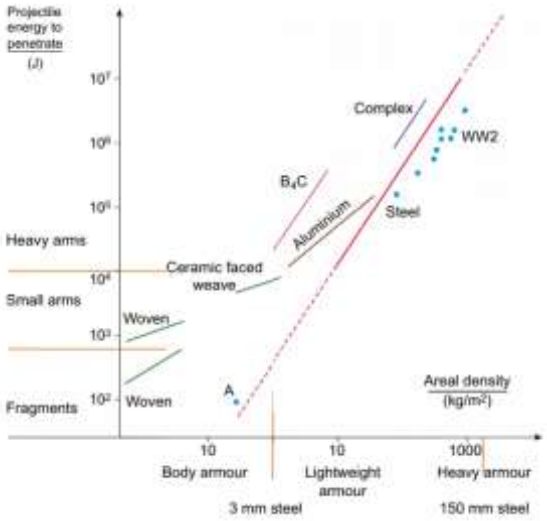


Figure 6. The Milne-de-Marre graph [1,10]

More particularly, AA5083 alloy has a wide range application area in land system platforms (such as the Paladin Self Propelled Howitzer and armored personnel carriers) [11]. 5083-H131 has been used in the M1113, the M109 and the USMC Amphibious Assault Vehicle (AAV) in the past. Lighter weight, ease of weldability for manufacturing, performance against fragmentation based threats and excellent corrosion resistance are the prominent features of this alloy [12]. AA7039 with the same density as AA5083 has higher strength and lower corrosion resistance and was used on the upper half of the Bradley fighting vehicle. AA5059 is another potential alternative armor material which has promising properties [11].

Tensile properties (specially yield strength) have an significant effect upon damage mechanism of aluminum armor plate against armor piercing (AP) projectile. Ballistic resistance of aluminum-zinc (7xxx) and aluminum-copper (2xxx) for AP projectile is higher than that of other aluminum armors [4]. For the armor piercing threats, higher strength AAs (such as AA7039, AA2219 and AA2519) were used in some armored vehicles such as the M2 Bradley Fighting Vehicle and the USMC Expeditionary Force Vehicle. Higher strength property of these alloys improves ballistic protection against AP threats. However, corrosion resistance of these alloys is much lower than AA5083-H131 because of stress corrosion cracking tendency of AA7039 and from pitting and exfoliation in AA2519. Although AA5083-H131 has significant material properties, it provides insufficient ballistic protection against strong AP threats compared to AA7039 alloys due to its lower strength. AA5059-H131 which is magnesium-based non-heat treatable alloy can be considered in some armor applications instead of AA5083-H131 since it has better mechanical properties, most notably higher strength. Moreover, AA5059-H131 has superior corrosion resistance compared to AA7039. Chemical composition and mechanical properties for various AAs are seen in Tables 1 and 2, respectively [12]. And finally, AA 2149 has come to scene as an emerging armor material which was first designed and improved in US Army Lab [13].

Its better performance in AP and fragment simulating projectile (FSP) was well documented, however 2139 alloy may have some constraints in welding operations [13-14].

Table 1. Chemical composition requirements for qualified military specification aluminum armor alloys (%) [12]

Element	**5083**	**5456**	**5059**	**7039**	**2219**	**2519**
Silicon	0.40 max	0.25 max	0.50 max	0.30 max	0.20 max	0.25 max
Iron	0.40 max	0.40 max	0.50 max	0.40 max	0.230 max	0.30 max
Copper	0.10 max	0.10 max	0.40 max	0.10 max	5.8 - 6.8	5.3 - 6.4
Manganese	0.4 - 1.0	0.5 - 1.0	0.60 - 1.2	0.10 - 0.40	0.20 - 0.40	0.10 - 0.50
Magnesium	4.0 - 4.9	4.7 - 5.5	5.0 - 6.0	2.3 - 3.3	0.02 max	0.05 - 0.40
Chromium	0.05 - 0.25	0.05 - 0.20	0.30 max	0.15 - 0.25	-	-
Zinc	0.25 max	0.25 max	0.40 - 1.5	3.5 - 4.5	0.10 max	0.10 max
Titanium	0.15 max	0.20 max	0.20 max	0.10 max	0.02 - 0.10	0.02 - 0.10
Zirconium	-	-	0.05 - 0.25	-	0.10 - 0.25	0.10 - 0.25
Vanadium	-	-	-	-	0.05 - 0.15	0.05 - 0.15
Others (each)	0.05 max	0.05 max	0.05 max	0.05 max	0.05 max	0.05 max
Others (max)	0.15 max	0.15 max	0.15 max	0.15 max	0.15 max	0.15 max
Aluminum	Rest	Rest	Rest	Rest	Rest	Rest

Table 2. Minimum mechanical requirements for military specification aluminum armor alloys [12]

Property	**5083**	**5456**	**5059**	**7039**	**2219**	**2519**
Yield Stress (ksi)(0.2% offset min.)	35.0	35.0	44.0	51.0	46	58.0
Ultimate Stress (ksi)	45.0	45.0	57.0	60.0	62.0	68.0
Percent Elongation	8	8	8	9	7	7

Ductility, fracture toughness and tensile properties are important blast resistance properties against Mine Blast and IEDs (Improvised explosive device) for aluminum armors. 5xxx series are more prominent in terms of the blast resistance properties. Against fragments, resistance of 2xxx aluminum armor alloys is better than 7xxx alloys. 5xxx alloys show best protection for thickness below 1.5". Tendency of spalling which is detachment or delamination of a layer of armor plate in the area surrounding the projectile hole for high strength heat treatable aluminum armor plate should also be considered in armored vehicle design [4].

It is very difficult to use only one type of alloy to provide desired military vehicle requirements. If the zone specific ballistic performance criteria are determined, lightweight solutions and required ballistic solutions can be acquired [15]. For example, 5xxx series may provide a more suitable solution in some part of the military vehicle such as lower hull, on the other hand 2xxx or 7xxx series which are higher strength aluminum alloys would be more appropriate in upper side of the hull design [4].

The following results have been achieved in significant experimental studies on aluminum alloys.

AA7085-T7XXX which is an aerospace grade aluminum alloy was investigated for ballistic performance by using two tempers. Against AP projectiles, ballistic performance of two tempers were better than AA7039 specification and also first temper showed better ballistic performance than AA2139 specification. Against FSPs which are a kind of projectiles that are flat-nosed, right circular cylinders, while performance of first temper was between the specifications for AA7039 and AA2139, second temper FSP performance was comparable to AA7039 [16].

Ballistic performance of AA7056 that is used as armor was evaluated. 7056-T721 (a lower strength, higher ductility variant, for underbody blast protection kits), 7056-T761 (a high-strength variant, for use as an appliqué against direct-fire threats) and modified AA7056-T751 (original blast temper) were used in the study. AA7056 showed ballistic performance similiar to AA7085 against the AP projectiles (US 0.30-cal. APM2, 0.50-cal. APM2, Soviet 14.5-mm BS41) at equal thicknesses [17].

4. CONCLUSION

There are different suitable aluminum alloys for various ballistic applications. The properties of aluminum alloys have a very significant role in determining ballistic performance. Each alloy has a ballistic application area in accordance with its own characteristics. Lightweight ballistic solutions are obtained with aluminum alloys when the material solutions are properly selected regarding the design needs. When the aluminum alloys are used as hull materials some significant vehicle design requirements (speed, maneuverability and survivability) can be met effectively. Aluminum alloys will maintain their importance as very important materials in light combat vehicle design in the future as it is today.

REFERENCES

[1] Crouch, I.G. (2017), The Science of Armour Materials, Woodhead Publishing in Materials, pp.1-54, 117.

[2] Georgantzia, E., Gkantou M., Kamaris, G.S. (2021) "Aluminium Alloys as Structural Material: A Review of Research", Engineering Structures, 227, 111372.

[3] National Research Council. (2012), Application of Lightweighting Technology to Military Aircraft, Vessels, and Vehicles, Washington, DC: The National Academies Press, pp.85-112.

[4] Ghaziary, H. (2011) "Application and Performance Characteristics of Aluminum Armor Plate for the Hull Construction of Current and Future Military Tactical Vehicles", SAE World Congress & Exhibition, 12-14 April 2011, Detroit, 9 pages.

[5] URL 1: Armored Amphibious Assault Vehicle, FNSS Company. https://www.fnss.com.tr/urun/zaha-zirhli-amfibi-hucum-araci, 24.04.2021.

[6] URL 2: M113 Armored Personnel Carrier. https://tr.wikipedia.org/wiki/M113, 24.04.2021.

[7] URL 3: M 551 Sheridan (Armored Reconnaissance/Airborne Assault Vehicle). https://en.wikipedia.org/wiki/M551_Sheridan, 24.04.2021.

[8] URL 4: Bradley Fighting Vehicle. https://en.wikipedia.org/wiki/Bradley_Fighting_Vehicle, 24.04.2021.

[9] URL 5: RPG Protection Kits For RG-31 Vehicle .http://www.army-guide.com/eng/article/article_756.html, 24.04.2021.

[10] Doig, A. (1998), Military Metallurgy, Maney Publishing, London, 152 pages.

[11] S.J. Pérez-Bergquist, Gray, G.T.R., Cerreta, E.K., Trujillo C.P., Pérez-Bergquist, A. (2011) "The Dynamic and Quasi-Static Mechanical Response of Three Aluminum Armor Alloys: 5059, 5083 and 7039", Materials Science and Engineering A, 528, 29-30, pp.8733-8741.

[12] Showalter, D.D., Placzankis B.E., Burkins, M.S. (2008) "Ballistic Performance Testing of Aluminum Alloy 5059-H131 and 5059-H136 for Armor Applications", Army Research Research Laboratory, ARL-TR-4427.

[13] Gooch, W., Burkins, M. (2008) "Ballistic Evaluation of Aluminum 2139-T8", 24th International Ballistics Symposium, 22 - 26 September 2008, New Orlenas, LA.

[14] Vural M., Caro, J. (2009) "Experimental Analysis and Constitutive Modeling for the Newly Developed 2139-T8 Alloy", Material Science and Engineering-A, 520, pp.56-65.

[15] Thompson, B., Doherty, K., Niese, C., Eff, M.,Stotler, T., Pramann, Z., Seaman, J., Spencer R., White, P. (2012) "Friction Stir Welding of Thick Section Aluminum for Military Vehicle Applications", Army Research Laboratory, ARL-RP-417.

[16] Gallardy, D.B. (2012) "Ballistic Evaluation of 7085 Aluminum", Army Research Laboratory, ARL-TR-5952.

[17] Gallardy, D.B. (2017) "Ballistic Evaluation of 7056 Aluminum", Army Research Laboratory, ARL-TR-7947.

ISITMA VE SOĞUTMA ÖZELLİKLİ ORTA KONSOL TASARIMI VE MÜŞTERİ DENEYİMİ ARAŞTIRMASI

Volkan Yapar, Melih Akyol

[1,2,] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., İstanbul Cad. No: 574, 16110 Bursa, Türkiye
[1] Sorumlu Yazar: Volkan YAPAR, volkan.yapar@tofas.com.tr

ÖZET

Şehir içinde ve şehirlerarası yolculuklarda, farklı konfor arayışları ve gereksinimler oluşmaya başlamıştır. Bu çalışmada araçta bulunan soğuk ve sıcak içeceklerin (araçta depolanan veya tüketilen içecekler) müşteri tarafından beklenen sıcaklık seviyelerinin korunarak, müşteride olumlu etki yaratması amaçlanmıştır. İçecekleri sıcak veya soğuk tutma konusunda müşteri alışkanlıkları araştırılmıştır. Çalışma, araç içindeki sıcaklığa ve yolun uzunluğuna göre sıvıların zaman içerisinde sıcaklık değişimleri göz önünde bulundurularak, bu bölgeler için en uygun yerleşime ve en uygun sıcaklığın sağlanmasına dayanmaktadır. Bu kapsamda orta konsol üzerinde bulunan bardaklık ve saklama alanlarının verimliliği, ilave fonksiyonlar eklenerek artırılmaya çalışılmıştır. Bardaklık alanının ve orta konsol üzerindeki kolçak altı saklama alanının ısıtılması veya soğutulması için aracın mevcut klimasının alternatif çalışmaları ve kullanım esasları belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Orta Konsol, Soğutmalı Kolçak, Isıtmalı Bardak Tutucu, Araç Klimaası

HEAT & COLD CUP HOLDER ON CENTRAL CONSOLE DESIGN OPTIMIZATION CUSTOMER RESEARCH

ABSTRACT

With short rides in the city or long rides in the city and between the cities, different comfort searches are beginning to occur in the driver. In this study, to create a positive effect for cold & hot beverages in the vehicle (drinks stored and consumed in the vehicle). Customer habits regarding keeping drinks hot or cold have been researched. The study is based on the most appropriate placement and providing the appropriate temperature for these regions, considering how much temperature the fluids change according to the temperature inside the vehicle and the length of the road. In this context, the efficiency of the cup holder and storage areas on the center console has been tried to be increased by adding additional functions. Alternative studies and the usage principles of the current air conditioner of the vehicle have been determined for the cooling of the temperature that will come to the cup holder area and the under armrest storage area on the center console.

Keywords: Center Console, Cooled Armrest, Heated Cup Holder, Automotive HVAC

1. GİRİŞ

Çalışma, araç içindeki sürüş konforunu artırmak ve aynı zamanda aracın hali hazırdaki donanımının en iyi şekilde kullanılarak yeni özelliklerin sürücü ve yolcuya sunulması için yapılmıştır. Kapsam olarak sürücü ve yolcunun araç içinde tükettiği içeceklere, bu içeceklerin hangi zaman aralıklarında ve koşullarda tüketildiklerine odaklanılmıştır. Araç içindeki sıcaklıklara göre içeceklerin zamana göre davranışları ölçülmüş ve buradaki durum müşteri tarafından beklenen durum ile karşılaştırılmıştır.

Araç içerisinde içecekleri özellikle soğuk tutma için farklı alternatifler bulunmakta ve birçok farklı firmanın araçlarında son kullanıcıya bu özellik verilmektedir. İçeceklerin sıcak tutulması ise yeni yeni oluşturulmakta olup hala çok yaygın olarak kullanılmamaktadır. Araç ile gelen özelliklerin yanında satış sonrası olarak kabul edilen ve çoğu zaman araç üreticisi firmaya ait olmayan USB veya 12V'tan beslenen elektronik aletler bu ihtiyacı karşılamak için kullanılabilmektedirler.

Yapılan çalışma ile sürücünün uzun ve kısa süreli araç kullanımı deneyimi ile mola ve/ya günlük ihtiyaçlarına göre hangi içecekleri öncelikle tükettikleri, bunları araç içine konumlandırırken nelere önem verdikleri, sürüş sırasındaki ihtiyaçlarına göre beklentilerinin neler olduğu birebir görüşmeler ile ortaya çıkartılmıştır. Sonrasında yapılan prototipler ile son durum yine birebir görüşmeler ile müşteri beklentilerinin karşılanıp karşılanmadığı doğrulanmıştır.

Prototip çalışması ile ilgili olarak sedan binek araç orta konsolu ve araç kliması üzerinde değişiklikler yapılarak en uygun çözüm için sıralı denemeler yapılıp, en iyi, en uygun ve anlamlı çözüme ulaşmak hedeflenmiştir.

2. DENEYSEL ÇALIŞMA

Çalışmanın başlangıcında sürücülerin araç içi davranışlarını anlamak ve mevcut içecek koyma alanlarının verimliliğini ölçmek için saha çalışması yapılmıştır. Yapılan görüşmelerde sürücülerin sıcak veya soğuk tüketilen içeceklere göre 3 farklı alandaki geri bildirimleri toplanmıştır.

Ön kapı panelinin soğuk/ılık tüketilen içecekler için öncelikli olarak kullanıldığı tespit edilmiştir. Sürücüye yakın ve açık bir alan olması nedeniyle, bu alanda ayrılmış bölmelerin sürücü ve yolcu için oldukça önemli olduğu gözlemlenmiştir. Günümüzde çoğu araç üreticisi ön kapı panelinde öncelikli olarak 1,5 lt'ye çıkan veya 2 adet 0,5 lt'lik su alacak şekilde gözler yapmaktadır. Bu yaklaşımın müşteri talepleri ile örtüştüğü saha araştırmasının sonuçlarıyla da doğrulanmış oldu.

Torpido üzerindeki yolcu eşya gözünün ise daha çoğunlukla içecek yerine gündelik olmayan eşyaların koyulması ve uzun süre dayanan yiyeceklerin yerleştirilmesi şeklinde kullanıldığı geri bildirimi alınmıştır. Özellikle sadece sürücünün araç içerisinde olduğu sürüşlerde, araç hareket halindeyken kapalı bir eşya gözü içinden bir içecek alınmasının konforlu ve güvenli olmadığı, bunun yerine alternatif çözümlere ihtiyaç olduğu iletilmiştir. Hali hazırda araçlarda verilen soğutmalı eşya gözlerinin ise kullanışsız olduğu ve bazı müşteriler tarafından da gerekli olmadığı yönünde geri bildirimler alınmıştır.

Orta konsol bardaklık bölgesi özellikle sıcak içeceklerin araç içinde konumlandırılması için öncelikli olarak tercih edilmektedir. Buradaki geri bildirimler: Sürüş esnasında sürücü ile yolcunun yan yana oturdukları durumlarda, yan yana koyulmamış arka arkaya koyulmuş olan içeceklerinin karışması; mevsime göre sürüş uzadıkça araç içindeki içeceklerdeki ısı kaybının müşteride yarattığı memnuniyetsizlik; sürücünün içeceğini görememesi veya ulaşmasının zor olması durumlarında sürüş konforunda azalma olarak iletilmiştir.

Temel 3 alan içindeki olumlu ve olumsuz müşteri beklentilerine bakıldığında, sürücü ve yolcu için ek bir fonksiyonun anlamlı olacağı düşünülmüştür. Orta konsol üzerindeki bardaklıkta sıcak veya soğuk tutma özelliğinin olması KANO metodu ile değerlendirildiğinde, müşterilerin bu özelliği çekici bulacakları sonucu çıkmıştır.

Araç içi içecek kullanımı ile ilgili yapılan anket sonuçlarına göre, araçlarda öncelikli olarak su tüketilmekte ondan sonra ise kahve tüketimi gelmektedir. Diğer meşrubatlar ve çay daha sonraki sıralarda yer almaktadır.

Su ile ilgili olarak; Yaz aylarında özellikle soğuk su tercih edilmektedir.

Kahve ile ilgili olarak; arabası ile işe gelen sürücüler sabah işe geldikleri yol boyunca sıklıkla kahve tükettiklerini ilettiler. Buna benzer durumlarda günümüzde birçok kişi artık araçlarında sıcak içecekler ile seyahat etmektedir. Bu süre zarfında sıcak olarak alınan içeceğin soğuma süresinin kısa olması kullanıcının içeceğini daha hızlı içmesine veya içeceğin hızlı soğuması nedeniyle içeceğin tamamını içememesine sebep olmaktadır.

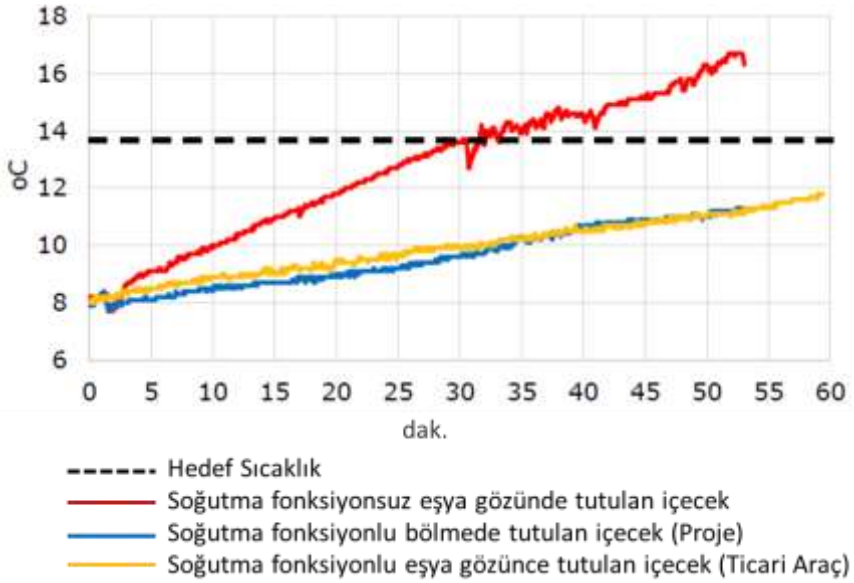
Araç içindeki kahve ve benzeri sıcak içecekler ile su ve benzeri soğuk içeceklerin en uygun sıcaklık değerlerinin literatür araştırmaları, sıcak içecek kahvenin 57.8 ^{o}C'de [1], soğuk içeceklerden suyun 15 ^{o}C'nin altında, sodanın ise 10 ^{o}C altında kalması durumunda içecek memnuniyetinin sağlandığını belirtmektedir. 4 kişilik bir müşteri deneyimi ekibi ile birlikte yapılan tadım testlerinde de benzer sonuçlar alındığından projemizin hedef değerleri de bu doğrultuda belirlenmiştir.

Araç içinde içeceği sıcak tutmak için bazı satış sonrası çözümler veya yoğunlukla olmasa da araç içi çözümler bulunmaktadır. Bu tarz uygulamalarda elektronik peltier pedler [4] kullanılmakta ve araç aküsünden elektrik enerjisi alınarak sıcaklığı koruma veya kapalı bir alan içini ısıtarak ısıtma uygulamaları bulunmaktadır. Fakat bu çalışmalar maliyet açısından yüksektir ve aracın elektronik sistemine bir yük getirmektedir.

Soğuk havanın alınması ve taşınması ile ilgili olarak; Araçlarımızdaki klima ünitelerinde, hava akışını ilk olarak buharlaştırıcı denilen soğutucu özellikli ısı değiştirici [3] üzerinden geçer ve soğur, bu havanın en soğuk olduğu ve tüm

araçlardaki eşya gözü soğutma için soğuk havanın alındığı bölgedir. Buharlaştırıcı çıkışındaki ısı sıcaklıkları 5 ºC ile 10 ºC arasında değişmektedir. Soda için içecek konfor sıcaklığı, klimanın en soğuk çıkışının da altında kaldığı için projemizde soğutma olarak 15 derecelik su soğutması hedeflenmiştir. Hedef belirlenmesinde ticari araç soğutmalı torpido eşya gözü sıcaklığı da 17 derece olarak ölçülmüş ve hedefin uygun seçildiği doğrulanmıştır. Alınabilecek soğuk hava debisi klima fan seçimi ile doğru orantılıdır. Genel kullanım koşullarında fan minimum seviyede kullanıldığı için çalışmamızda da en düşük fan debisi ile performans optimizasyonu yapılmıştır. Soğuk havayı eşya gözüne taşıyacak, gerekli hortum boyuna bağlı olarak, ısı kayıpları dikkate alınarak, yeterli hava debisini verebilecek hortum çapı ve klima çıkış çapı seçilmiştir.

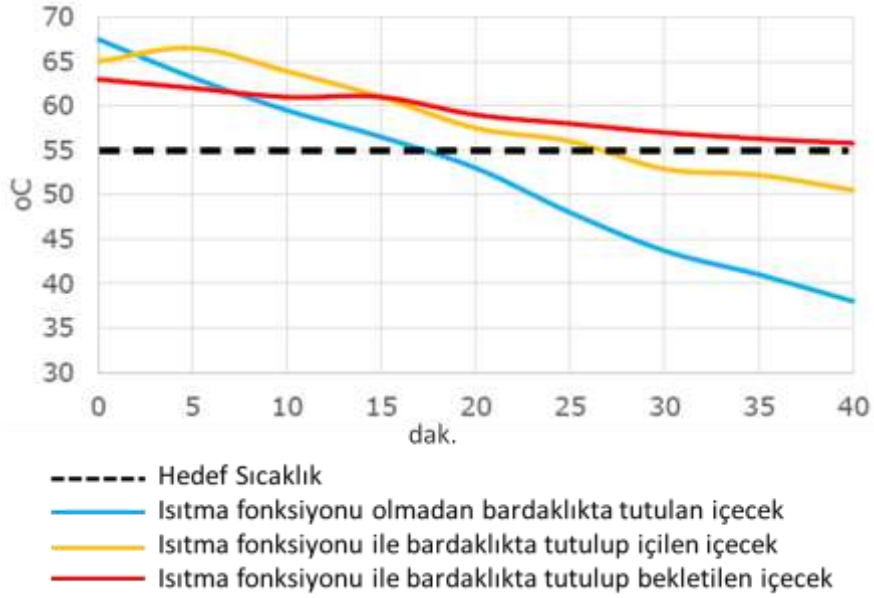
Soğuk içecekler bir bardaklık içinde soğutulmaya çalışıldığında, soğuk hava çıkışı ile içeceğin sıcaklığının istenen değerde tutulamadığı ve bundan dolayı da açık bir bardaklık kullanılmasının uygun bir çözüm oluşturamadığı görülmüştür. Burada test edilen yöntem, araç kliması çalıştırılmadan, sıcak ya da soğuk hava seçiminden bağımsız olarak kolçak altındaki kapalı bölmeye soğuk havanın taşınmasıdır.



Şekil 1. Soğuk İçecek Sıcaklık Değişimi

Soğuk içecek performans testi 22 ºC'de ayarlı kabin iç sıcaklığında, sürüş şartında yapılmıştır. İçecekler 8 ºC'de tutulan makinadan alınarak teste başlanmıştır. 40 dakikalık bir süre sonunda, soğutma fonksiyonu olmayan bir eşya gözünde tutulan su soğukluk özelliğini kaybetmektedir.17 ºC'de soğutmalı eşya gözlü araçta 1 saat süre sonunda suyun sıcaklık değeri 12 ºC'nin altında kalmıştır. (Şekil 1) Aynı içecek projemizdeki soğutma performansına sahip bölmede, 15 ºC'lik bir üfleme sıcaklığı ve 10 m3/h'lik akış debisiyle yine 12 ºC nin [2] altında kalmıştır. Havanın taşınması için 3 mm kalınlık ve 17 mm iç çapı olan 800 mm EPDM hortum kullanılmıştır ve projede klima çıkışında ölçülen sıcaklıklar 8 ºC – 10 ºC dir. Bu değerler 5 derecelik bir ısınma ile bölmeye ulaşmaktadır.

Sıcak havanın alınması ve taşınması ile ilgili olarak; Klima ünitesinde buharlaştırıcı çıkışında belli bir miktar hava bir klape yardımı ile karışım odasına alınır. Karışım odası, içinde 90 ºC de motor soğutma suyunun dolaştığı klima radyatörünün bulunduğu bölgedir. Bu bölge çıkışı en yüksek sıcaklıkların alınabildiği kısımdır. Sıcaklık potansiyeli yüksek olsa da yeterli hava debisi açısından kritiklik içermektedir. Çünkü klape konumuna bağlı olarak karışım odasındaki basınç da değişmektedir ve bu da sistemde ilave bir hava emiş fanı kullanılmadan klimadan alınabilecek sıcak hava debisini etkilemektedir. Araçta, maksimum soğutma ihtiyacı olduğunda, bu klape karışım bölgesine hava akışını kapatacağı için, içecekleri sıcak tutma fonksiyonu sıcak hava ihtiyacını da karşılayamayacaktır. Bu sebeple çalışmamızda, en kötü ve en yaygın kullanım koşulu olan en düşük fan debisinde karışım klapesinin farklı çalışma açıları için performans ölçümleri yapılarak, sistemin 60 ºC üzerinde hava sağlama hedefini hangi dış ortam ve çalışma şartlarında sağlandığı belirlenmiştir. Sıcak hava kaynağı ile bardaklık arasındaki gerekli hortum boyu, ısıl kayıplar hesaplanarak uygun debi seçimi ve bu debi için gerekli hortum çapı ile klima çıkış ağzı çap ölçüsü belirlenmiştir.



Şekil 2. Sıcak İçecek Sıcaklık Değişimi

Sıcak içecek performans testi 22 ºC'de ayarlı kabin iç sıcaklığında, sürüş şartında yapılmıştır. Başlangıç durumunda içecekler makinadan 65 ºC – 70 ºC sıcaklıklarda alınmıştır. Isıtma fonksiyonu olmayan bardaklıkta tutulan kahve sıcaklığı 15 dakika içinde konfor sıcaklığı olan 55 ºC'nin altına düşmektedir. Klimadan alınan sıcak hava ısıtması ile sıcak içecek sıcaklıkları 40 dakikaya kadar konfor sıcaklığı üzerinde tutulabilmektedir. (Şekil 2) Klima çıkışında 65 ºC'lik bir kaynaktan alınan sıcak hava, bardaklık çıkışında 50 ºC – 55 ºC düşmektedir. Yeterli ısıtma 15 m3/h ve üzeri hava debisi ile sağlanabilmektedir. Tasarımda 1200 mm hortum boyunda istenen debinin sağlanması için 22 mm iç çap seçilmiştir.

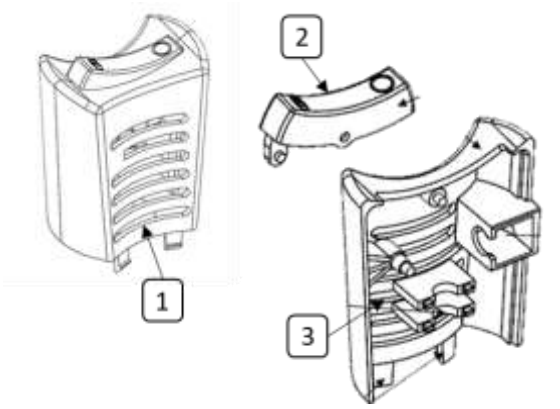
Yapılan testler sonrasında sıcak içecekler için uygun sıcaklığı korumak üzere klimadan faydalanılabileceği görülmüştür. Buradaki etken durum, araç kliması çalıştırılmadan, sıcak ya da soğuk hava seçiminden bağımsız olarak bardaklık içine doğru sıcaklıktaki havanın taşınmasıdır.

Torpido eşya gözü yerine orta konsol kolçak altındaki göz, sürücülerin yolculuk halinde daha kolay ulaşmasını sağlamak için seçilmiştir. Müşteriler ile yapılan görüşmelerde de suyun en çok kapı paneli ve orta konsolda saklandığı geri bildirimi alınmıştır.

3. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bardaklık bölgesi ile ilgili olarak, klima ünitesinden gelen hava yardımı ile sıcak içeceğin soğuma süresini uzatan mekanik ve modüler bir yapı bardaklık içine gelecek şekilde tasarlanmıştır. Tasarım ile beraber hava çıkışını açıp kapayarak sistem kullanılabilmektedir. Bu sayede sıcak hava kontrollü bir şekilde dışarıya verilmektedir.

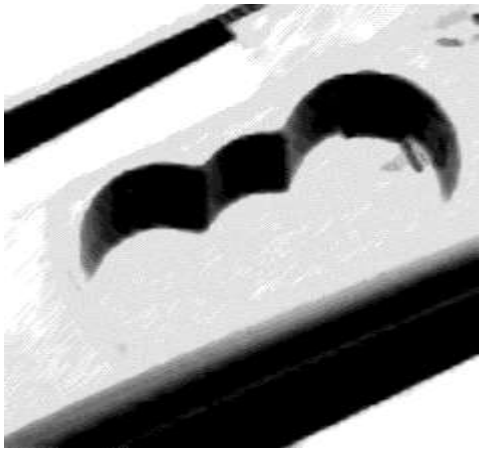
Yapı mekanik çalışacak şekilde tasarlanmış olup, her hangi bir elektronik donanım öngörülmemiştir. (Şekil 3)



1	Yönlendirici Mekanizma
2	Açma Kapama Tuşu
3	İç Kısım Izgara Yapısı

Şekil 3. Bardaklık Hava Dağıtım mekanizması

Mekanizma bardaklık bölgesine takılmakta ve klima ünitesinden çekilen sıcak hava alt bölgede bulunan kanaldan sistem içerisine gelmektedir. Açma kapama işlemi buton ile yapılmıştır. Hava delikten girdikten sonra kapalı ve sızdırmaz bir alanda kalmakta bundan sonra yanal ızgaralar sayesinde bardaklık içine iletilmiştir. Bardaklık içinde yuvarlak hat sebebiyle havanın bu bölgede kalması hedeflenmiştir. (Şekil 4) Mekanizma bardaklığın ortasına konumlanacak olup, her iki bardaklık bölgesine eş hava dağıtacak şekilde tasarlanmıştır.



Şekil 4. Bardaklık bölgesi tasarımı

Tasarım ile ilgili detaylar için patent başvurusu yapılmıştır. [5]

Kolçak altındaki saklama alanı için de bir vana yardımı ile soğuk havanın içeriye girmesi kontrol edilmektedir. Bu bölge ile ilgili sızdırmazlık, kolçağın kumaş yüzeyi ile saklama alanı arasında baskı oluşturması ile sağlanmıştır.

Sıcak ve soğuk bölgeler klima üzerinde farklı konumlardan alınıp, yine araç içinde farklı yerlere verildiği için bu özelliklerin ayrı ayrı veya beraber araçta ek bir özellik olarak kullanılabileceği görülmüş ve prototip ile doğrulanmıştır. Buradaki etken durum aracın klimasına donanım eklemeden, klima kasası üzerinde tasarım değişimleri ile ek özellikler verilmesidir. Bunun klima fonksiyonları üzerinde herhangi bir kayba neden olmadığı doğrulanmıştır.

Yapılan tasarımlar prototip seviyesinde araca uygulanmış ve müşteri deneyimi çerçevesinde kullanımı sonrası olumlu yorumlar almıştır. Yorumlarda sıcak içecek sıcaklığının uygun bir derecede tutulduğu belirtilmiş ama içeceklerin dış kaplamalarının da sıcaklık sürelerini etkilediği görülmüştür.

Deney gurubu olarak uzman kullanıcılara gün içerisinde 3 farklı zaman diliminde şehir içinde uzun ve kısa mesafeleri oluşturacak şekilde yol yaptırılmıştır. Bu sıradaki deneyimleri ve beklentileri analiz edilmiştir. Gelen yorumlardaki kritikler alttaki gibi iletilmiştir.

- Sistemin mevcut bardaklık konumunda olması olumlu karşılanmıştır.
- Sistemin açma kapaması olması talep edilmiştir.

- Soğuk içecekler için kolçak altı saklama alanı torpido eşya gözüne göre daha olumlu bulunmuş olup, sürücünün sürüş sırasında kullanımı için uygun görülmüştür.
- Sürüş sırasında oluşabilecek ıslık sesi ile ilgili olarak, havanın iletildiği boruların malzemesi güncellenmiştir.
- 2 adet bardaklık olan araçlarda her 2 bardaklık için farklı çalışma olması (sıcak havanın bir tarafa gelip birine gelmemesi şeklinde) geri bildirimi gelmiştir.
- Şehir içi koşullar için sıcak içeceklerin 40 dakikalık süre boyunca uygun sıcaklıkta korunması yeterli bulunmuştur.
- Kolçak altı saklama alanında içeceklerin soğuk tutulabildiği görülmüş olup ancak araç çalışmadığında buradaki sistem durduğundan araca ilk binişte soğuk bir içecek deneyimi sağlanamamıştır.

Yapılan çalışmalar neticesinde bardak ısıtıcısı olan mevcut sistemlerde elektronik ped yardımıyla ısıtma işlemine alternatif olarak araç içinde bir bileşen olan araç klimasının efektif kullanımı ile maliyet avantajlı ve sürücü ile yolcuya değer katan bir sistem oluşturulmuştur.

TEŞEKKÜRLER

Yapılan çalışmalarda yer alan müşteri deneyimi ekibinden Arzu Yaman ve Özde Özdemir'e geri bildirimleri için, prototip hazırlık aşamasındaki teknik desteklerinden ötürü İsmail Mutlu'ya, mentörlük ve destekleri için Özgür Öztürk'e teşekkür ederiz.

REFERANSLAR

[1] Brown F., Diller K.R. Calculating the optimum temperature for serving hot beverages. Burns. 2008;34:648–654. doi: 10.1016/j.burns.2007.09.012.

[2] D Vasiljević, D Brajković, D Krklješ, B Obrenović, G M. Stojanovic. 2017 Testing and Characterization of Multilayer Force Sensing Resistors Fabricated on Flexible Substrate. Journal of Microelectronics, Electronic Components and Materials Vol. 47, No. 1, pp 40 – 48

[3] Cathy, B., Roland, B., Gottfried, D., Guenther, F., Kurt, M., Von, R. G., Wolfgang, S., Brigitte, T. R. and Marcus, W., 2002, Air conditioning for automobile, Patent JP2002-274165, Behr GMBH.

[4] Michael Ralf Starke, Thermoelectrics for Cooling Power Electronics, The University of Tennessee, Knoxville,2006.

[5] Oğuzhan Köp, Sıcak İçeceklerin Soğuma Süresini Uzatan Bardaklık Mekanizması, 2020, Patent 2020/17163

VERSİYON LOKMALARI KULLANARAK ÜRÜN ÇEŞİTLİLİĞİNİN DAHA AZ SAYIDA KALIP İLE YÖNETİLMESİ

[1]Evren ANIK, [2]Eren Ahiçelebi

[1,2]TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., İstanbul Cad. No: 574, 16110 Bursa, Türkiye
[1] Sorumlu Yazar: Evren ANIK, evren.anik@tofas.com.tr

ÖZET

Müşteri ihtiyaçları çeşitlenmesi, pazar ihtiyaçlarının farklılaşması araçlardaki ürün çeşitliliğinin artmasına ve her çeşit ürün için ayrı ayrı yatırım yapılmasına sebep olmaktadır. Bu bildiride orta konsol parçasında 4 çeşit ürün için ayrı 4 ana kalıp yapılması yerine, versiyon lokmaları ile modüler bir yapı kurularak tek bir ana kalıpla versiyon lokmaları değiştirilerek 4 çeşit ürünün elde edilmesi ile sağlana verimlilik anlatılmaktadır. Üretim adetlerine göre ana kalıp üzerinde kablosuz şarj ve radyo kontrol düğmelerinin olup olmamasını yöneten versiyon lokmaları ana kalıp üzerinde değiştirilerek üretim çeşitliliği yönetilmektedir. Bu yöntem ile yatırım maliyetlerinde (%50) verimlilik sağlanabilmektedir. Ayrıca 4 ayrı büyük kalıbın üretimde tutulması yer kaplamasının önüne geçilmiştir. Paralelde birim maliyet etkileri de adetlere göre düzenlenip proses zamanına göre düzenlenerek, az adette üretilen parçalarda birim maliyet artışı sağlanmıştır.

Anahtar kelimeler;

Plastik enjeksiyon kalıbı, versiyon lokması, ürün çeşitliliği,

MANAGEMENT OF PRODUCT VARIETY WITH FEWER MOLDS USING OF VERSION SOCKETS

ABSTRACT

The variation of customer needs and the differentiation of market needs cause the product variety in vehicles to increase and separate investments for each type of product. In this paper, instead of making 4 separate main molds for 4 different products in the center console part, the efficiency achieved by creating a modular structure with version inserts and by changing the only version inserts on a single main mold is explained. Production diversity is managed by changing these version inserts that manage whether there are wireless charging and radio control buttons on the main mold according to the production quantities. With this method, 50% efficiency can be achieved in investment costs. In addition, keeping 4 separate large molds in production is prevented from covering large space. In parallel, the unit cost effects were arranged according to the number of pieces and arranged according to the process time, resulting in a unit cost increase in parts produced in less quantities.

Keywords:

Plastic injection tool, version inserts, product complexity.

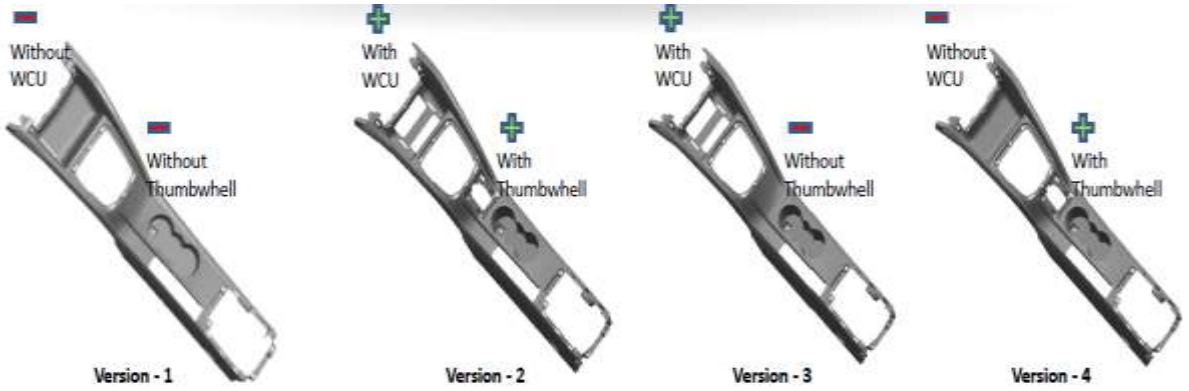
1. GİRİŞ

Ürün çeşitliği yönetmek için yapılan daha önceki çalışmalar kalıp sayısını arttırarak (her versiyon için ayrı kalıp yaparak) ya da parça sayısının arttırılarak tak çıkar sistemler oluşturarak giderilmektedir. Bu durum hali hazırda pahalı olan plastik enjeksiyon kalıp yatırım maliyetlerini [1] arttırmaktadır. Ayrıca kesme kalıpları ile bazı basit boşaltmaların yapılıp parça çeşitliğinin yönetildiği görülmektedir. Fakat kesme operasyonu karmaşık yüzeyleri olan formlu bölgeler için kullanılamamaktadır, kullanım alanı sınırlıdır. Ayrıca plastik parçalar kesme ve işleme operasyonlarına her zaman uygun değildir. Özel işleme teknikleri ve aletleri gerektirmektedir [2].

Bu bildiride parça çeşitliliğini, optimize edilmiş yatırım maliyetleri ile yönetilmesini sağlayan versiyon lokması kullanımından bahsedilmiştir. Özellikle büyük maliyetli plastik enjeksiyon prosesine uygun [3], üzerinde opsiyon olarak az sayıda üretilecek olan versiyonlar için kullanılabilecek bir yöntemdir. Parça çeşidine göre, versiyon üretim miktarlarına göre bu tip yöntemin avantajları (yatırım maliyet kazancı, kalıp sayısı azaldığı için alan kazancı), uygulama alanlarını nasıl genişlettiğinden bahsedilmektedir.

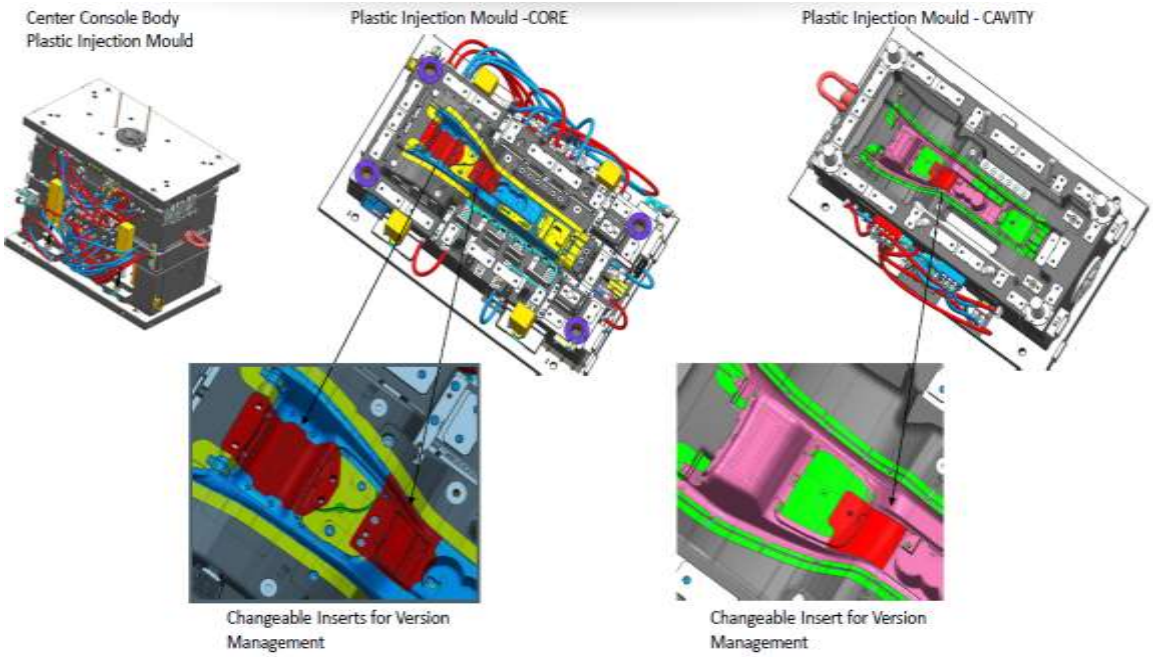
2. ANA BÖLÜM

Bu çalışmanın başlangıcında orta konsol üzerine iki özelliğin, kablosuz şarj ünitesi (WCU Wireless Charge Unit) ve radyo kontrol düğmesi (Thumbwheel) pozisyonlanıp yerleşiminin yapılması talep edilmiştir. Bu iki özellik standart olmayıp müşteri taleplerine incelendiğinde toplam üretim adedine göre düşük adetlerde olduğunu varsayalım. Her iki özelliğin yerleşimi için, konsol üzerinde gerekli olan boşluklara ve formlara ihtiyaç duyulmaktadır (Bknz Şekil-1). Bu özelliklerin olmadığı üretimin yüksek orandaki konsolda ise bu bölgeler estetik açıdan sürekli ve kapalı olmalıdır. Bu durum her bir ürün çeşidi için (baz kapalı – kablosuz şarj üniteli – radyo kontrol düğmeli – hem kablosuz hem radyo kontrol düğmeli) 4 ayrı plastik enjeksiyon ana konsol kalıbı yapma ihtiyacı doğurmaktadır. Otomotivde çok sayıda parça basan plastik enjeksiyon kalıpları özel çelik malzemeden üretilip, uzun işleme sürelerin tabi tutularak maliyetleri oldukça yüksek bir şekilde üretilmektedir [1]. Bu tip bir paçada kalıp maliyetinin 200.000 birim olduğunu düşünürsek, projeye getireceği maliyet 800.000 birimi bulacak ayrıca 4 ayrı büyük kalıbın belli bir alanda saklanması gerekmektedir.



Şekil 1. Orta Konsol Çeşitleri

Az sayıda üretilecek olan üst versiyon özelliklerinin konsol üzerinde yerleşimini sağlayacak, bu özellikler istenmediği zaman estetik bütünlüğü sağlayacak, orta konsolun ilgili bölgelerine takılıp çıkarılarak 4 ayrı ana konsol yapısını elde edilmesini sağlayan versiyon lokması tasarımı [4] ve her versiyon proses simülasyonları [5] yapılarak gerçekleştirilmiştir (Bknz-Şekil-2).



Şekil 2. Versiyon lokmalı kalıp

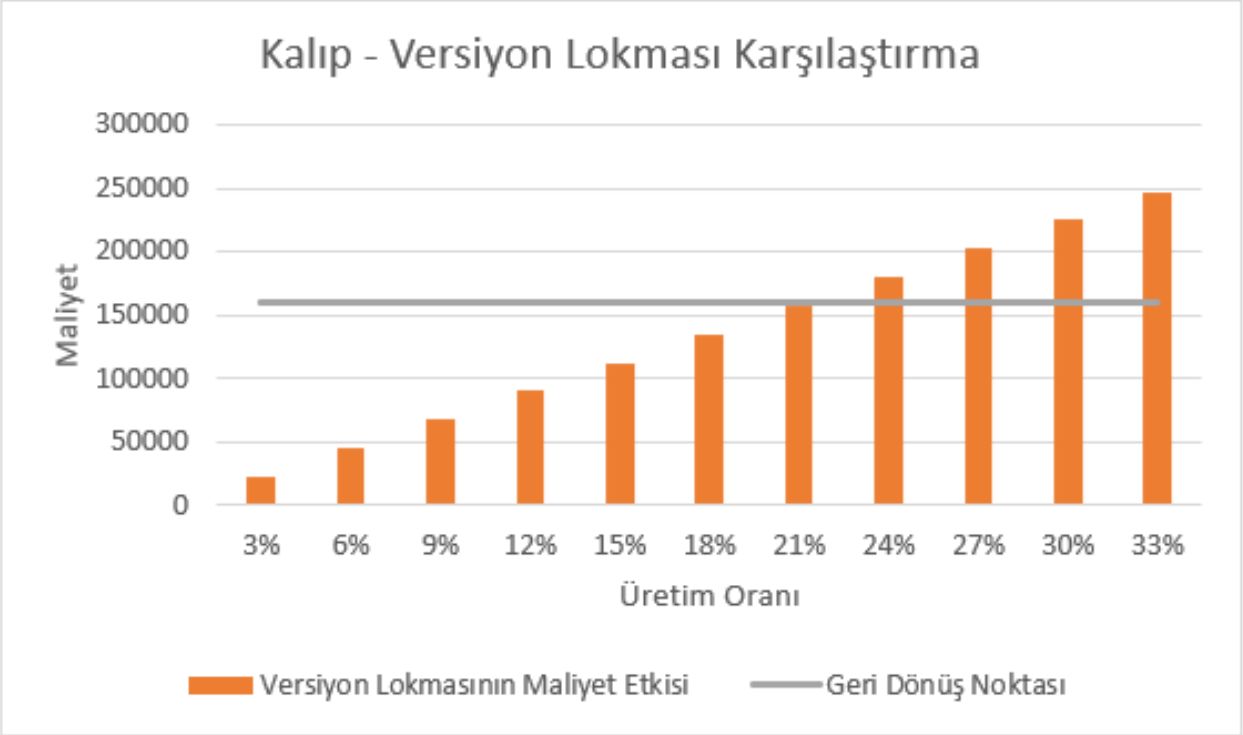
Versiyon lokması tasarımı, yerleşimi yapılacak parçanın ihtiyacına göre çeşitlenebilmektedir. Plastik enjeksiyon prosesinde oluşabilecek hatalar [6] düşünülerek tasarım yapılmalıdır. Ana gövde üzerinde sadece bir boşaltma yapılacak ise erkek çelikte bir versiyon lokması çalışmak yeterlidir. Fakat bağlantı elemanları için formlu girintili bir yapı oluşturulacaksa hem erkek kalıpta hem de dişi kalıpta versiyon lokması tasarımına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu durumda versiyon lokma sayısı ve kalıp hazırlama süresi artmaktadır. Versiyon lokma yatırım maliyetleri tasarıma göre çeşitlilik gösterse de ortalama 40000 birim olarak alınabilir.

Tek bir özelliğin (Ör. Kablosuz şarj ünitesinin) talep edildiği ömrü boyunca üretimin %3 nü kapsayan bir özelliğin versiyon lokması yönetimi ele aldığımıza ve toplam üretim adedini 500.000 bin olarak varsaydığımızda, kablosuz şarj ünitesinin üretimi için kalıp dönüşümünden parça başına 1.5 birim maliyet artışı gelmektedir. Bu maliyet artışının araç ömrü boyunca getireceği maliyet 500.000 x 0,03 x 1.5 = 22.500 birimdir. Yeni kalıp maliyetinden bu etki ve versiyon lokması maliyeti çıkarıldığında oluşan fark (200.000 – 22.500 – 40.000 = 137.500 birim) oldukça yüksektir.

Kablosuz şarj adetlerinin artması kalıp değişim sayısını artmasına ve karşılanacak maliyetinin artmasına sebep olmaktadır. Bu versiyonun üretimin %30 una çıktığını varsayarsak birim maliyete etkisi sabit 1,5 birim olarak almamız durumunda yönetim maliyeti 500.000 x 0,3 x 1,5 =225.000 birime denk gelmekte ve başata yapılacak yatırımın üzerine çıkmaktadır.

Bu karşılaştırma kalıp maliyetine göre belli bir üretim oranından sonra geri dönüş yapmadığını, ana kalıp maliyet miktarına göre ikinci kalıba veya versiyon lokması çözümüne karar verilmesi gerektiğini göstermektedir. Ayrıca versiyon üretim miktarı arttıkça kalıp değişim sayısının üretim hattı üzerindeki etkisi de ayrıca değerlendirilmelidir.

Aşağıdaki grafik-1 de 200.000 birimlik bir ana kalıpta, birim maliyet etkisinin 1.5 birim olduğu, %21 üzerinde bir üretim oranına sahip versiyon yaratmak istendiğinde kazanç sağlanmadığı ve daha yüksek üretim oranlarında ikinci kalıbın tercih edilmesi gerektiğini göstermektedir.



Tablo 1. Maliyet Karşılaştırması

Aynı plastik parça üzerinde iki ayrı özellik için yerleşim istenmesi durumunda (Ör: kablosuz şarj ve radyo kontrol düğmesi) ihtiyaç duyulan kalıp sayı dört adede çıkmakta ve kalıp yatırım maliyetleri dört katına çıkmaktadır. Bu yerleşim için versiyon lokması düşünüldüğünde ise elde edilecek yatırım kazancı daha da aratmaktadır, çözüm daha anlamlı hale gelmektedir.

Talep edilen özellikleri üretim oranlarını olacak %3 kablosuz şarj- %3 radyo kontrol- %9 hem kablosuz şarj hem de radyo kontrol olacak şekilde varsayarsak. Versiyon lokmaları için yapılacak yatırımı iki tip için yaklaşık 80.000 birim olacaktır.

Aracın ömrü boyunca getireceği maliyet yükü ise;

Kablosuz şarj için 500.000 x 0,03 x 1.5 = 22.500 birim

Radyo kontrol Düğmesi için 500.000 x 0,03 x 1.5 = 22.500 birim

Her iki özellik olan versiyon için 500.000 x 0,09 x (1.5 +1.5) = 135.000 birim

Toplamda oluşan maliyet yükü ana kalıp ve versiyon lokması yatırımı dahil 460.000 birim olmaktadır. Fakat her versiyon için ayrı kalıp yapılması durumunda yapılacak yatırım 800.000 birim olacağında yaklaşık %50 kazanç sağlanmaktadır.

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışma ile düşük üretim oranlarına sahip özelliklerin ana plastik parça üzerine yerleşimi için ekonomik yatırım kazancı sağlayan versiyon lokması kullanımı özetlenmiştir. Kullanım adetleri arttıkça, versiyon lokması yönetim maliyetleri, ana kalıp yatırımına göre değerlendirilerek karar verilmelidir. Versiyon lokmalarını formlu yüzeyleri yönetmekte sağladığı esneklikte açıkça görülmektedir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma da tasarımların edüstriyelleşmesi ve devreye alınması çalışması FOMPAK Automotive Plastik & Intreior tarafından, kalıp imalatı KAREL KALIP SAN. A.Ş tarafından gerçekleştirilmiştir. Her iki firmaya da projede yapmış oldukları çalışmalardan için teşekkür ederiz.

REFERENCES

[1] İbrahim Karaağaç, Onuralp Uluer, Hakan Gürün, Faruk Mert (2013) "Plastik Enjeksiyon Kalıplarında Maliyet Tahmini The Cost Estimation of Plastic Injection Mold", 1st International Symposium on Plastic and Rubber Technologies and Exhibition 29 - 31 May 2013, Ankara, Turkey. P.2

[2] URL1: https://cdn.thomasnet.com/ccp/00399914/221437.pdf

[3] URL2: https://www.sciencedirect.com/topics/materials-science/injection-molding/pdf

[4] https://docs.plm.automation.siemens.com/tdoc/nx/12/nx_help/#uid:xid1128421:xid1128425:index_moldwizard

[5] Wong, C. T., Shamsuddin Sulaiman, Napsiah Ismail & A.M.S. Hamouda (2004) "Design and Simulation of Plastic Injection Moulding Process" Department of Mechanical and Manufacturing Engineering Universiti Putra Malaysia, PertanikaJ. Sci. & Techno!. Supplement Vo!. 12 No.2, 2004

[6] URL3: https://waykenrm.com/blogs/plastic-injection-molding-problems-and-solutions/

AERODYNAMIC INVESTIGATION OF AN E-SCOOTER & RIDER SYSTEM THROUGH COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS APPROACH

Sercan Acarer[1], Ersen Arslan[2,3], Çağlar Uyulan[1]

[1]İzmir Katip Çelebi Üniversity, Mechanical Engineering, İzmir, Turkey
[2]Figes AŞ, Enginering Dept., Bursa, Turkey
[3] Corresponding Author: Ersen Arslan, ersen.arslan@figes.com.tr

ABSTRACT

Micro-mobility in cities increasingly becomes widespread as demand to environmentally-friendly technologies escalates. Electric kick scooters (e-scooters) are at the heart of this concept and has been undergoing a strong evolution in recent years. Even if battery life and system integration aspects are being studied as major headlines, aerodynamics received little attention due to its relatively minor role. However, this may not be completely true. For instance, the legal limit of the e-scooter speed being 25 km/h in some EU countries. Thus, moderate wind speeds can go up to 30 km/h and this makes a quite interesting value of 55 km/h as a relative speed in such a blunt body. Therefore aerodynamics may impose a major impact on the motor requirements as well as generating notable forces on the rider and lateral lean of the scooter. The objective of this study is to investigate longitudinal and lateral aerodynamic loads on an e-scooter and its generic rider. Experimentally validated steady-state Computational Fluid Dynamics (CFD) simulations are used for this purpose. Seven cases at different wind speed and angle conditions are considered. Drag and leaning torques are presented. Then, detailed wake structures, shear forces and surface streamlines on the rider are revealed and discussed. The results aim to serve as a reference data to be used by the e-scooter community. However, these results are limited to steady-state conditions and transient behaviour and stability analysis is required for future studies.

Keywords: Aerodynamics, Computational Fluid Dynamics (CFD), e-Scooter, Personal Light Electric Vehicle.

1. INTRODUCTION

Aerodynamics can be regarded as the most common physics phenomena that need to be analysed in the design stage of any vehicle that is running through the air. Depending on the case, there may be a considerable amount of force interaction with the air, in terms of drag or lift. Indeed, the drag force is the one to consider for the land mobility vehicles, as it may have effects on the system. Throughout history, many researchers and engineers have tried to find the best aerodynamic design to meet their project needs like power demand, speed limits, stability etc. In this study, the aerodynamic investigations through numerical calculations will be addressed for an electric kick scooter that belongs to the Personal Light Electric Vehicle (PLEV) category. For these types of vehicles, power efficiency and safety are the main topics for designers, and aerodynamics plays a key role in both.

Although there is no single definition for micro-mobility, it means the category of vehicles weighing up to 350 kg and having a speed limit of 45 km/h and used for personal transportation [1]. PLEVs are often used for wheeled vehicles partially or motorized for transporting a single person. Electric kick scooters (also known as e-scooters) are stand-up scooters that are propelled by an electric hub motor inside the scooter wheels. While there is still not an exact class defined for e-scooters, L1e (Light two-wheel powered vehicle) will the best alternative according to the EU vehicle category [2]. Nowadays the popularity growth of these vehicles together with e-bikes is beyond argument. Successful evolutions in battery technologies, such as higher energy density lithium-ion batteries, not only have made electric cars become feasible but also boost the micro-mobility products with more affordable and light power sources. This unbundling trend of car usage into these micro-mobility vehicles can be explained with several reasons: The environmental awareness and electrification trends in the industry, shared mobility trend in personal transportation, first and the last-mile gap in public transportation and serious level of automobile traffic in city centres. This quick evolution in the transport industry has led to some issues like safety, environmental sustainability, and energy efficiency. Also, the regulations and the technical standards for the micro-mobility vehicles are still under development and they need some more time to supply adequate references for the whole eco-system. Manufacturers adapt their background and insights

in designing the vehicle, but some points are to be ignored to catch up with the demand and put the product on the market as soon as possible.

One of these ignored points is aerodynamics. Especially for the e-scooters, the effect of wind on the rider and the vehicle is generally being underestimated since the speed is low and the frontal area is assumed to be exceedingly small. Depending on each country's regulation, the upper limit of e-scooters on public roads is limited. For example, the legal limit of the e-scooter speed is 25 km/h in some EU countries. At first, this value seems to be quite low and easily be ignored for the aerodynamic effects. However, the weather may also contribute to the relative speed between the vehicle and surrounding air. The moderate wind speeds can go up to 30 km/h [3] and this makes a quite interesting value of 55 km/h as a relative speed. As a standalone vehicle, the frontal area in any direction is neglectable. Depending on the physical size of the rider, this value can go up to 0.8 m2 - 0.9 m2 by considering the vehicle with the rider. Eventually, the effect of wind on the system needs to be analysed for various aspects.

There are some interesting kinds of literature about the aerodynamics of micro-mobility vehicles, mostly for the ones that are used for racing. The researchers principally used CFD (Computational Fluid Dynamics) tools to investigate the drag acting on the vehicle and rider as a system and tried to search for either the best design of the vehicle, the best orientation of the human body or sometimes even the best clothing worn by the rider [4-7]. Most of these are about bikers, and their interaction with their surroundings like other bikers, motorcycles, etc. Other kinds of literature focus on wind drag solely on the human body for various positions [8]. Unfortunately, there is a lack of investigations that focus mainly on the cases for electric kick scooters and their rider as a system.

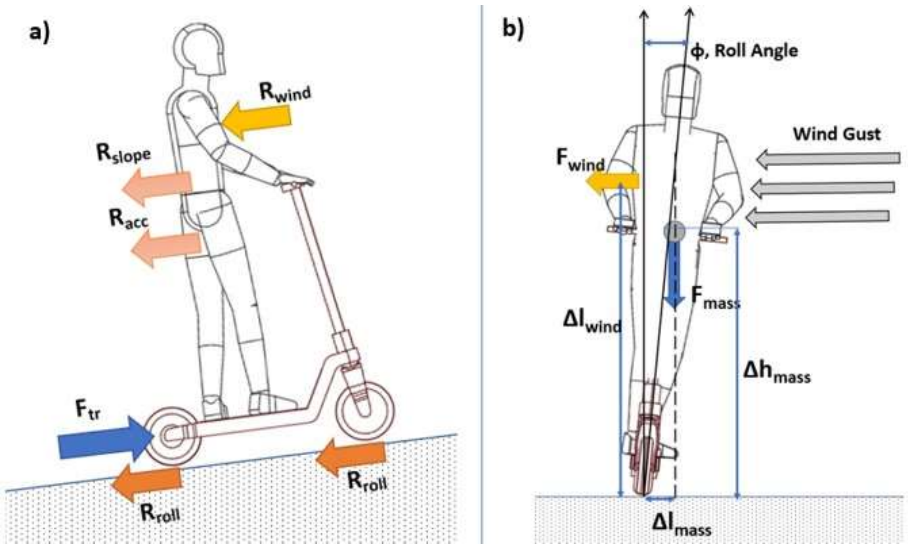


Figure 1. Problem Schematics: a) Power Consumption, b) Lateral Stability

In this study, the effect of wind loading on the e-scooter with its rider is aimed to be investigated through CFD analysis. The fundamental purpose of this investigation is to understand how much power is needed to overcome the aerodynamic resistance and to find out the most critical case in terms of wind angle for a specific type of human posture riding an e-scooter. The force balance equation can be written according to the general loadings shown in Figure 1. as below:

$$F_{tr} = R_{roll} + R_{slope} + R_{acc} + R_{wind} \quad (1)$$

where F_{tr} is the traction force on the tire with the hub motor, R_{roll} is the rolling resistance forces on the front and rear tires, R_{slope} is the gravitational force due to slope while hill-climbing, R_{acc} is the force needed to accelerate the vehicle with the rider and R_{wind} is the drag force due to wind. Most of the time e-scooter electric drive systems are designed or selected by considering only the hill-climbing force R_{slope} which indeed the most dominant force to overcome. On the other hand, drag force R_{wind} can significantly contribute to this equation under specific conditions which may occasionally happen.

The roll effect of cross moderate wind loadings will also be checked to understand how safe is to ride an e-scooter in windy weather. Wind can blow in any direction onto the rider, but it will be the most dangerous case when it is blowing in the side directions which may cause rolling instability of the ride as shown in Figure 1.b. The moment of the wind drag will try to roll the rider onto the ground. The rider can adjust the centre of gravity to the right or the left, up to a certain angle (Φ) to balance this force according to the equation below:

$$F_{wind} . \Delta l_{wind} = F_{mass} . \Delta l_{mass} = F_{mass} . \Delta h_{mass} . \tan \Phi \quad (2)$$

here F_{wind} is the wind force, Δl_{wind} is the distance from the ground to the aerodynamic centre, F_{mass} is the total weight of the rider and scooter, Δl_{wind} is the distance from the aerodynamic centre, Δh_{mass} is the distance from the mass centre of the system to the ground, respectively. Φ is the roll angle of the rider and Δl_{mass} is the offset distance of the mass in the horizontal plane.

2. PROBLEM DEFINITION

Longitudinal dynamics and stability analysis of two-wheeled vehicles have important aspects from the point of view of energy consumption, safety, handling, and comfort, respectively. Ride stability that exploits models with geometry and mass distribution for achieving self-balance can be investigated and a proper traction motor can be selected or designed after solving the aerodynamic drag forces on the system. Wind gust has negative effects on the traction and stability of two-wheeled vehicles. While it causes energy consumption originated from aerodynamic drag force in straight road driving condition, it may induce yaw and roll modes which can lead to the instability of the vehicle. A schematic view of the corresponding wind loading case is as shown in Figure.2.

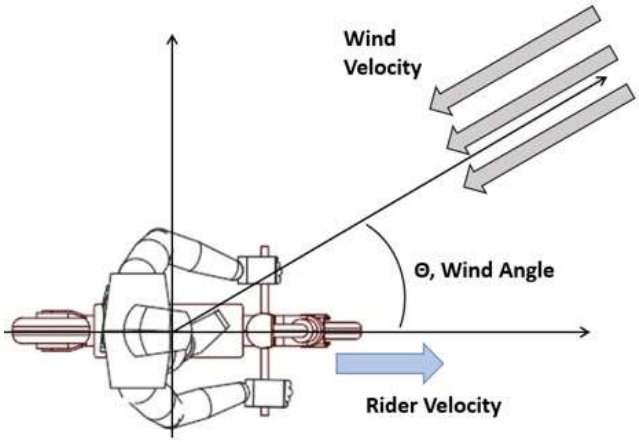


Figure 2. Top view of the problem, rider and wind velocity

2.1. Target Vehicle and Simulation Conditions

The target vehicle and its dummy rider of the analysis presented in this study is an example of a commercial electric scooter model that has around 20 kg mass under no-load condition. The dimensions of the target electric scooter with its rider are shown in Figure 3. The diameter of the front and rear tires of the scooter is 10 inch and the vehicle has no suspension. The orientation of the rider on the scooter is fixed to a very common posture that most people have while using a scooter on public roads. The dummy human is around 1.7m tall.

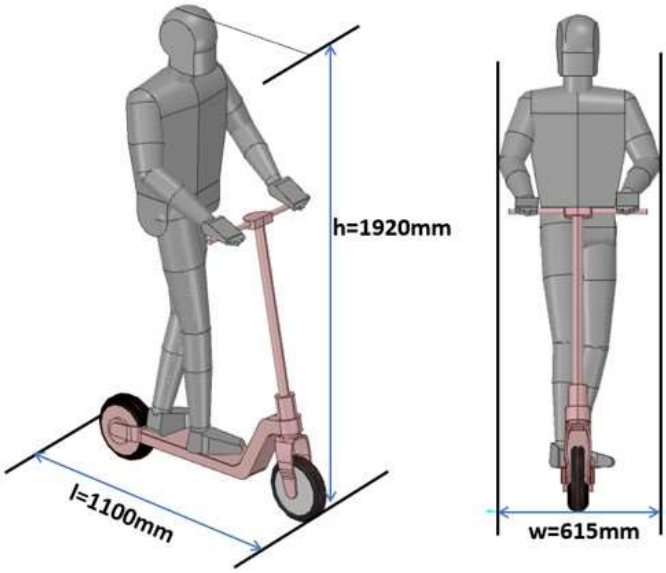


Figure 3. Outer dimensions of the dummy rider on the scooter

The loading scenarios have been grouped under two categories; namely the power consumption and lateral stability. In the power consumption case, the electric scooter is assumed to move straight ahead at a constant maximum legal speed of 25 km/h; it is driven into various wind speeds in the upwind direction (wind angle θ is zero) shown in Figure.2. The design of experiments (DoE) for the power consumption scenario is given in Table 1. The maximum wind speed in the design experiment is selected as moderate wind speed and its value is equal to 30km/h.

Table 1: Design of experiments for the power consumption analysis scenario.

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Wind Speed (km/h)	0	10	20	30
Scooter Speed (km/h)	25	25	25	25
Inlet Velocity in CFD (km/h)	**25**	**35**	**45**	**55**

In the lateral stability case, the electric scooter moves straight ahead at a constant maximum speed legal speed of 25 km/h; it is driven into a crosswind region with different impinging wind angles shown in Figure 2. The relative yaw angle of the vehicle concerning incoming flow changes from 0º to 90º. The design of the experiment (doe) for the lateral stability analysis case is given in Table 2.

Table 2: Design of experiments for the lateral stability analysis scenario.

	Case 5	Case 6	Case 7
Wind Angle, θ (degree)	30	60	90
Wind Speed (km/h)	30	30	30
Scooter Speed (km/h)	25	25	25
Inlet Velocity in the X direction(km/h)	51	40	25
Inlet Velocity in the Y direction(km/h)	15	26	30

3. CFD SIMULATIONS:

CFD simulations provide the required flow field estimations described in the preceding sections for the e-scooter. ANSYS Mesher and Fluent 19.1 are employed to generate computational mesh and CFD computations, respectively for the seven cases described in Table 1 and Table 2. In creating the computational grid, around 30 wedge-shaped boundary layer elements with y+ around 1 (maximum lower than 3) are generated on the walls with a growth rate of 1.2. The solver utilizes the cell-centred finite volume (FVM) method to discretize the Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) equations. The well-known k-omega Shear Stress Transport (SST) [9] is employed for turbulent closure of the RANS equations. The employed mesh and the CFD models are validated in the Ahmed Body case [10], which is a representative test case for blunt bodies (such as ground vehicles and the scooter considered in this paper). The results are presented in Figure 4. CFD can predict 5 and 12.5-degree slant angles very well. There are 2 experimental data for the 30-degree slant angle case. The high drag case is highly unstable due to side vortices and placing a vertical plate downstream of the body can stabilize this (the low drag case). CFD can predict the low drag case very well. The probable reason for not predicting the unstable high drag case can be explained by the steady solution of the flow-field as well as employing RANS equations which are not eddy-resolving. Nevertheless, the stable characteristics of such a blunt body can successfully be predicted by the CFD.

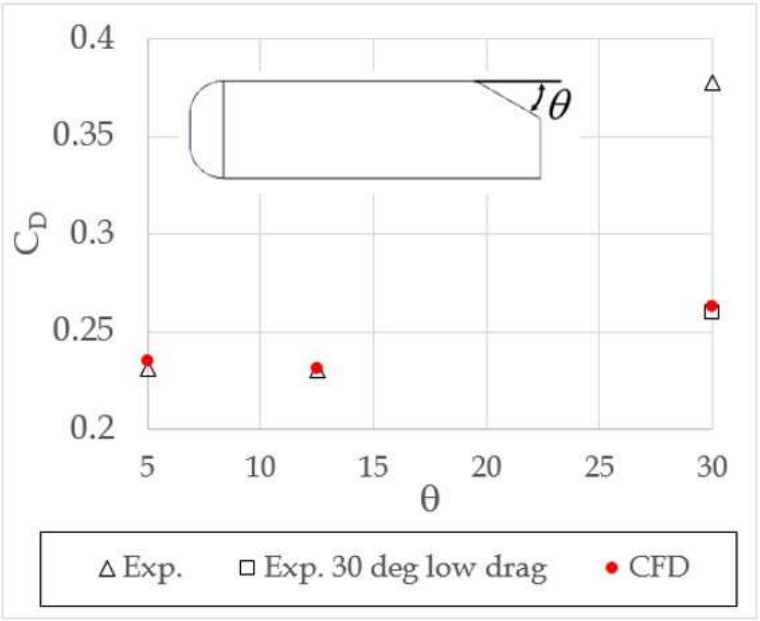


Figure 4. Comparison of experimental and CFD data on the Ahmed Body Test Case [10]

Figure 5 presents the computational mesh and the boundary conditions for CFD simulations. A quite large space is left between the scooter and the domain boundaries. The ground is assumed as inviscid and a uniform wind is specified at the velocity inlets to eliminate uncertainties arising from the atmospheric boundary layer [11]. Inlet turbulence intensity is specified as 0.5% with a turbulent length scale of 5 cm. Roughness throughout the scooter and dummy human surfaces are specified as 0.5mm. Figure 6 presents the snapshots from the computational mesh created based on the above considerations. A total of 28 million tetrahedral volumes are generated with a smooth transition from the e-scooter to the far field.

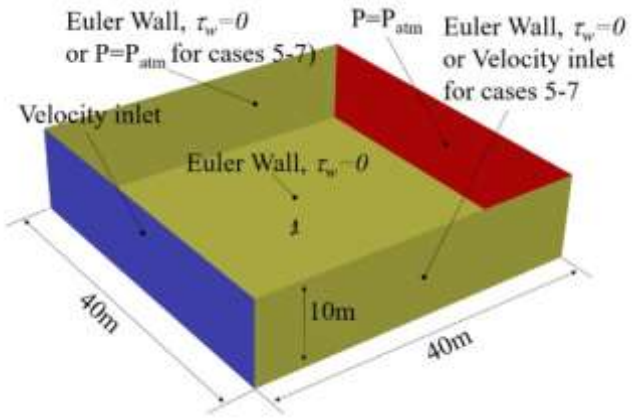


Figure 5. The computational domain and the boundary conditions

To tabulate drag coefficient (C_D) values, several reference areas are considered. For the overall C_D, the projected area normal to the oncoming wind vector is considered together with the resultant wind speed and drag force. The longitudinal C_D is calculated based on the frontal area and the longitudinal component of the drag force. Finally, the lateral C_D is estimated by considering the lateral area and the lateral component of the drag force. The corresponding areas are presented in Figure 7. The first subfigure (upwind direction) corresponds to the first four cases and longitudinal C_D calculations for cases 5-7. The last subfigure (sidewind direction) corresponds to lateral C_D calculations of cases 5 to 7. The second, third and fourth subfigures correspond to overall C_D calculations of cases 5, 6 and 7, respectively. The results are presented in the next section.

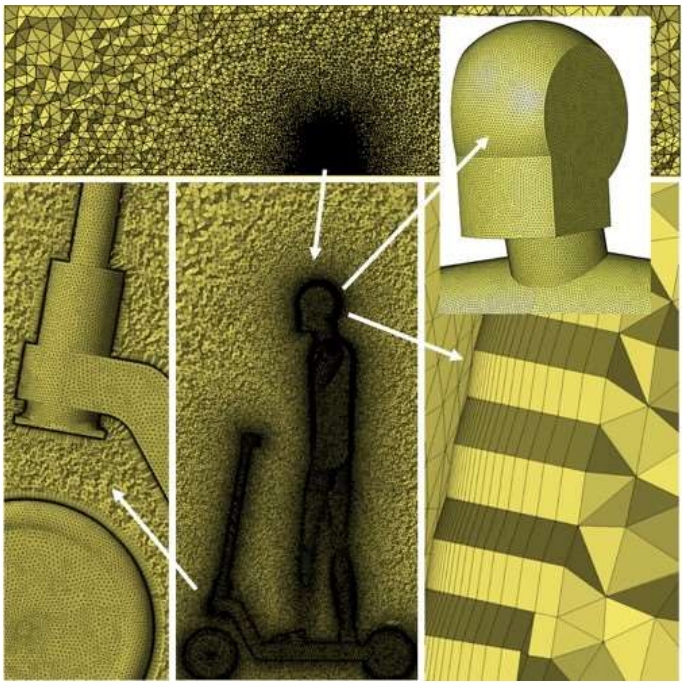


Figure 6. The computational mesh

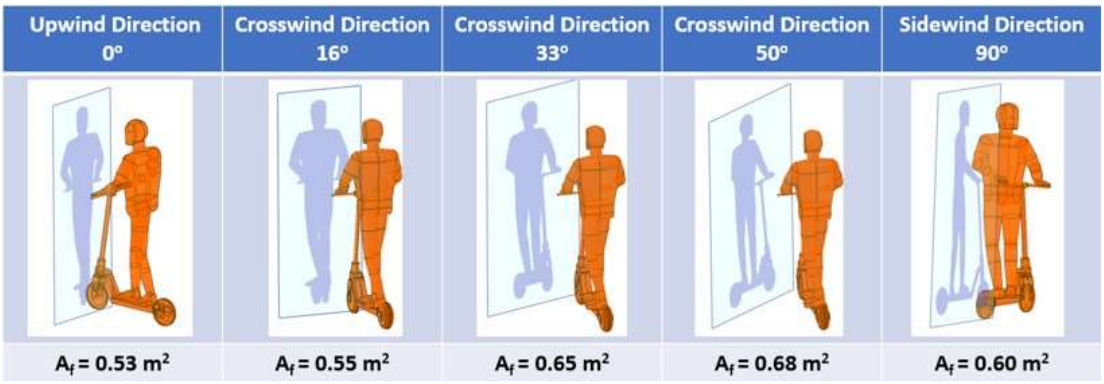


Figure 7. Frontal area values of the e-scooter and its rider for different projection planes

4. RESULTS

The results based on CFD described and validated in the prior section is presented in this section. Table 3 presents overall results (forces and moments).

4.1. Drag Coefficient

For cases 1 to 4, overall C_D values of 0.76 - 0.79 are predicted. Considering the C_D of a human is approximately 0.8, these results for riding position human together with the small-frontal-area scooter seem expected. The overall C_D rises to 0.80-0.81 when the wind is approaching with an angle. This is because lateral area increases and a higher force is realized. However, the higher force is balanced by the higher area for case 6, and C_D remains similar with cases 1-4. The lateral C_D values rise from 0.25 in case 5 to 0.74 in case 7. These are not isolated C_D values for lateral flow and cannot be employed for this purpose. These are just the realized values for this multi-component (and non-linear) wind flow. An isolated lateral flow case (no driving speed and lateral wind) could be expected to give a C_D approximately 0.8 (though this is not simulated).

Table 3: Overall aerodynamic force and moment results.

	Power Consumption cases				Stability cases		
CASE NUMBER	1	2	3	4	5	6	7
Wind angle [deg]	0	0	0	0	30	60	90
Wind angle relative to the moving scooter [deg]	0	0	0	0	16	33	50
Longitudinal drag [N]	12.5	24	40	58	56	43	23
Lateral drag [N]	1	1	2	2.5	20	33	32
CD	0.79	0.78	0.78	0.76	0.81	0.78	0.80
CD_Longitudinal					0.78	0.75	0.60
CD_Lateral	NA	NA	NA	NA	0.25	0.51	0.74
Lateral moment [N.m]	1	1	2	3	14	22	23

4.2. Drag Force and Lateral Moment

The longitudinal drag force goes up to a maximum value of 58 N for 30 km/h wind speed and 25 km/h vehicle speed case in this simulation. Assuming the R_{slope} is around 90 N while climbing a hill with a slope of 10° angle for a total system mass of 90 kg, the drag force becomes very comparable and becomes the second major resistant force according to Eq.1.

For the lateral drag, the effect of wind on the rider has a maximum forcing value of 33 N. Accordingly, the lateral moment values are around 23 N.m for the 6. and the 7. analysis cases. To interpret this result in terms of stability (balance) for the rider, Eq.2 is to be checked. For a person weighing 70 kg, the offset distance of the centre of gravity in

the horizontal plane should be around 3.5 cm. On the other hand, if the rider is lighter and is 50 kg in weight, then the required offset value to balance the ride increases to a value of 5 cm. The corresponding roll angle of the rider body is around 3°.

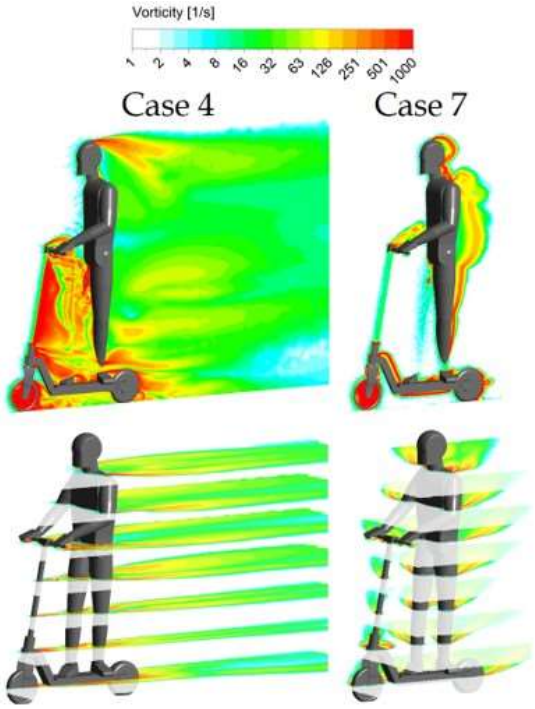


Figure 8. Vorticity fields for case 4 (left) and case 7 (right)

4.3. Other Field Outputs

Figure 8 presents the wake vorticity field of the scooter for the maximum longitudinal drive speed (case 4) and the maximum lateral wind exposure (case 7). Near-symmetrical vorticity fields can be seen for case 4, while the wake is inclined in the direction of the wind in case 7. An interesting result is that more vorticity is generated on the strut of the scooter than the human. Therefore, some sort of streamlining in this region (and possibly downstream of the human) can significantly enhance the instability of the flow and the drag force.

Figure 9 presents skin friction contour, skin streamlines and 3D streamlines for cases 4 and 7. Skin friction is higher in case 4 relative to case 7. This is probably because the wind speed relative to the scooter is smaller in case 7 relative to case 4, which is a likely scenario during riding. In case 4, the belly of the dummy human has the lowest skin friction (and highest pressure) as stagnation point is this region. However, the stagnation point moves to the arm of the dummy human in case 7. The bottom of Figure 8 presents the wake streamlines. A strong wake region is evident for case 4, while this becomes smaller and inclined in the direction of oncoming flow for case 7, which is probably due to lower wind speed (and correspondingly low Reynolds number) as discussed above.

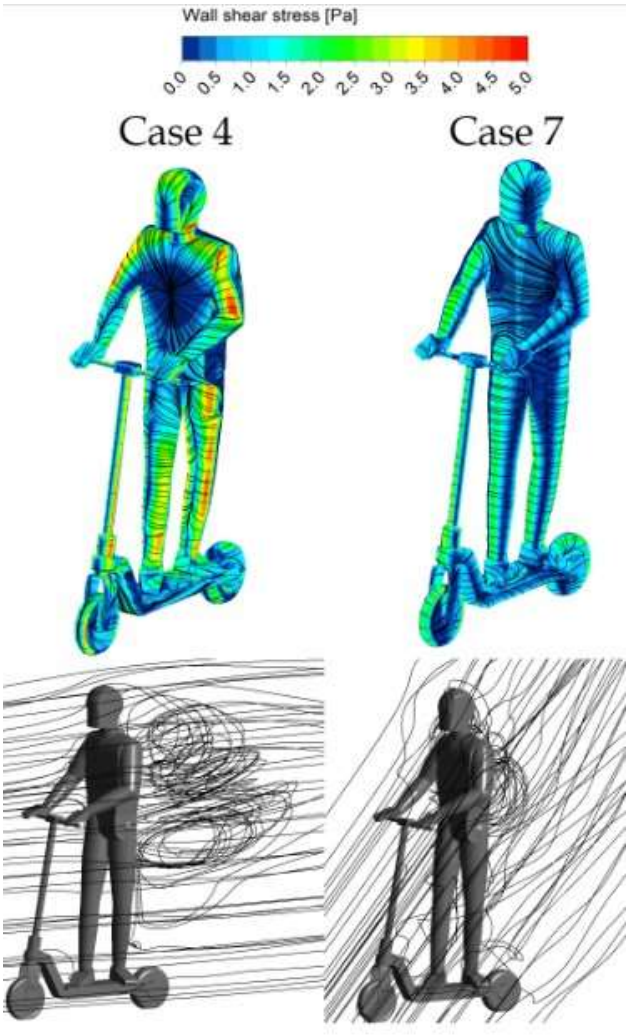


Figure 9. Surface streamlines and shear stress contour (top) and streamlines (bottom) for case 4 (left) and case 7 (right).

5. CONCLUSIONS

In this study, the effect of the wind gust disturbance exerted with various loading scenarios on the e-scooter & rider system was investigated through steady-state CFD analysis. These loading conditions are important for determining the power consumption in a straight road and the limit magnitude and direction of the lateral wind force vector that leads to instability of the system. This study provides ample input while building the mathematical model of the system to select the most suitable electric motor and to optimize controller parameters. In addition, the effect of moderate wind loading (up to 30 km/h) on the ride has been analysed in terms of riding safety and it seems to be weak. sufficient to analyse the nonlinear dynamical responses and system stability under transient loading conditions. This study can be extended to capture unstable modes from a fully coupled lateral dynamic model by evaluating time-dependent wind gust disturbance profile through transient CFD analysis for nonlinear stability investigations.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to thank FİGES engineering company, HOP! e-scooter sharing company and Dr.Tarık Öğüt for their support of this work.

REFERENCES

[1] URL 1: ITF (2020), "Safe Micromobility", International Transport Forum Policy Papers, No. 85, OECD Publishing, Paris, https://doi.org/10.1787/0b98fac1-en.

[2] Official Journal of the European Union, Regulation (EU) No 168/2013 of the European Parliament and of the Council of 15 January 2013 on the approval and market surveillance of two- or three-wheel vehicles and quadricycles, https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX:32013R0168

[3] McIlveen, Robin (1991). Fundamentals of Weather and Climate. Cheltenham, England: Stanley Thornes. p. 40. ISBN 978-0-7487-4079-6.

[4] Malizia, F., Blocken, B. (2020)"Bicycle aerodynamics: History, state-of-the-art and future perspectives." *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 200,

[5] M Blocken, B., Druenen, T., Toparlar, Y., Malizia, F., Mannion, P., Andrianne, T., Marchal, T., Maas, G., Diepens, J. (2018) "Aerodynamic drag in cycling pelotons: New insights by CFD simulation and wind tunnel testing", *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 179, pp 319-337.

[6] Hong, Sungchan; Asai, Takeshi. (2021) "Aerodynamics of Cycling Skinsuits Focused on the Surface Shape of the Arms" *Appl. Sci.* 11, no. 5: 2200. https://doi.org/10.3390/app11052200.

[7] Menter, F. R. (2009) "Review of the Shear-Stress Transport Turbulence Model Experience from an Industrial Perspective." *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, Vol. 23, No. 4, 2009. https://doi.org/10.1080/10618560902773387.

[8] Ahmed, S., Ramm, G., and Faltin, G., (1984) "Some Salient Features Of The Time-Averaged Ground Vehicle Wake," SAE Technical Paper, 840300, https://doi.org/10.4271/840300.

[9] Mannion, P., Toparlar, Y., Blocken, B., Hajdukiewicz, M., Andrianne, T., and Clifford, E. (2019) "Impact of Pilot and Stoker Torso Angles in Tandem Para-Cycling Aerodynamics." *Sports Engineering*, Vol. 22, No. 1, 2019. https://doi.org/10.1007/s12283-019-0301-x.

KABLOSUZ ŞARJ ÜNİTESİ KURULUMU & TASARIM KRİTERLERİ

Özgür BOZCA
[1] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., İstanbul Cad. No: 574, 16110 Bursa, Türkiye
[2] Sorumlu Yazar: Özgür BOZCA, ozgur.bozca@tofas.com.tr

ÖZET

Kablosuz Şarj Ünitesi, uyumlu elektronik cihazları 15 W 3A ila Qi Şarj standardına [2] kadar şarj eden bir endüksiyon şarj cihazıdır. Bu cihazı, araçlarda konumlandırmak için henüz bir standart oluşturulmamıştır. Bununla birlikte, literatür araştırması, cihazın orta taban konsolun, torpido ile birleştiği bölgede, konsol önüne konumlandırıldığı yönünde bir eğilim olduğunu bize göstermiştir. Bizim durumumuzda ise sorun; halihazırda seri üretimde olan bir araçta , aracın diğer işlevlerini etkilemeden uygun bir yerleşim bulmak ve tasarımı diğer bileşenlerle minimum müdahale / modifikasyonla optimize etmektir; böylelikle imalat ve montaj kolaylığı sağlamanın yanı sıra düşük yatırım maliyetleri hedeflerine de ulaşmak mümkün olacaktır. Nihai karar olarak, cihaz, orta taban konsoluna sabitlenen plastik bir taşıyıcı tasarlanarak, konsolunun önüne, IP'nin altına yerleştirildi. Bu bildirinin amacı ise , orta taban konsolunda, mevcut kablosuz şarj ünitesi ile ilgili kurulum ve tasarım kriterlerini sağlamaktır.

Anahtar Kelimeler: Orta Konsol, Orta Taban Konsol, Kablosuz Şarj Ünitesi Kurulumu

WIRELESS CHARGING UNIT INSTALLATION & DESIGN CRITERIA

ABSTRACT

The Wireless Charging Unit is an induction charging device that will charge power electronic compatible device up to 15W 3A to Qi Charging standard. No standard for positioning this device was yet established in the vehicles. However, the literature survey showed a trend of positioning the component in front of the center floor console where it interfaces with the dashboard. In our case, the problem is to find a proper placement in an already serial – production car, without effecting the other functions of the vehicle and optimize the design with minimum interference/modification with other components; thus allowing an ease of manufacturing, and assembly and so; as well as reduced investment costs [1]. As the final decision, the device was positioned in the front of the center floor console, below the IP, designing a plastic carrier which is fixed to the center floor console.
So, the objective of this document is to provide installation and design criteria about the available WCU onto the floor center console.

Keywords: Center Floor Console, Wireless Charging Unit Installation, WCU

1. GİRİŞ

Günümüzde akıllı telefonların ve telefon uygulamalarının da hayatımızın önemli bir parçası olmasıyla birlikte, telefonları şarjlı tutmak her tüketicinin oldukça önem verdiği bir konu haline geldi. Otomotiv alanındaki gelişmelere bakıldığında da kullanıcıya her daim telefonunu kablosuz olarak şarj etme imkânı veren araca entegre padler neredeyse standart hale geldi. Mevcut araçta ise şarj için orta konsol ön bölgesinde bulunan 12V, çakmaklık ya da USB girişleri kullanılmaktaydı, bu da ön bölümde bulunan eşya gözünün bu girişlere bağlanan kablo ya da ara şarj kitlerinden ötürü verimli kullanılmasını engellemekteydi. (Şekil-1). Bu tespit, paralelde yürütülen KANO [2] çalışması esnasında birebir yüz yüze müşterilerle yapılan görüşmelerde müşterilerin şikayetleriyle de örtüşüyordu. Bu olgudan yola çıkarak, hali hazırda üretimde mevcut araçlar için kablosuz şarj sisteminin de araca entegre edilmesi kaçınılmaz oldu.
Başlayan çalışma ile üniteyi araç üzeri konumlandırma için gereken kısıtlar ve yine ünite şarj performansının optimize edilebilmesi için gereken şartlar belirlenmiş oldu.



Şekil-1- Mevcut konsol ön eşya gözü

2. ANA BÖLÜM

Çalışma başlangıcında, ergonomi uzmanları ve mühendislik tasarım uzmanları bir araya gelerek, araç içinde fiziksel olarak, torpido ve konsol üzerinde olası tüm pozisyonlar; telefonun sürücü ve ön yolcuya olan mesafesi, kolay ulaşılabilirliği ve telefon ekranının, sürücü tarafından görülebilir olması baz alınan kriterler olarak belirlenerek bir liste tanımlandı. Bu ilk değerlendirme sonucunda, orta konsolun (Şekil-2) ön bölgesi ve yine arka bölgede kolçağın altındaki eşya gözü potansiyel alanlar olarak öne çıktı. Konsol orta bölgesinde mekanik el freni ve bardaklıkların bulunması, ünite dik olarak konumlansa bile bir çok fonksiyonun etkilenmesi sebebiyle alternatif olmaktan çıktı. Torpido ön orta göğüs bölgesi, (Şekil-3) ise; klima kumanda paneli, dörtlü çakar grubu, hava üfleçleri gibi komponentler bulunduğundan ergonomik olarak uygun değerlendirilmesine rağmen farklı bir çok kompleksite oluşturduğundan aynı şekilde olumsuz olarak değerlendirildi.



Şekil-2- Orta Konsol



Şekil-3- Torpido ön orta göğüs

Çalışmanın ikinci fazında ise seçilen bu bölgeler CAD ortamında incelenerek şarj ünitesi (Şekil-4), bu bölgelere pozisyonlandı. Arka eşya gözünün içine pozisyonlandığı durumda, (Şekil-5) ünitenin buraya sığmadığı, sığması için gözün yanlara doğru genişlemesi gerektiği, ancak koltuklar ile olan sağlanması gereken minimum mesafe kriterlerinin sağlanamadığı görüldü ve değişmesi gereken çevre parça sayısı da fazla olacağından yüksek maliyetler nedeniyle bu alternatiften vazgeçildi. Daha önce bahsi geçen telefon ekranı görünebilirliğinin olmaması da olumsuz faktörlerden biriydi. Bazı lüks segment araçlarda şarj ünitesinin/pad inin bu bölgeye konumlandırıldığı örnekler yine de var.



Şekil-4 - Şarj Ünitesi

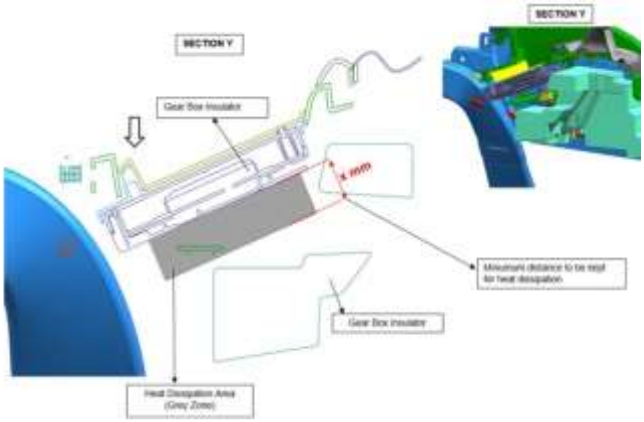


Şekil-5 – Şarj ünitesi arka göz konumlandırılması

Ünite, ön göz bölgesine x eksenine paralel olarak konumlandırıldığında ise, ünitenin konsol gövdesi ve klima ünitesinden çıkan arka ayak hava kanallarıyla girişim yaptığı, ancak Z eksenindeki konumundan dolayı gözün içinde saklı kaldığı dolayısıyla ünite üzerindeki şarj ledinin görülmediği fark edildi. Diğer bir problem ise; konsol ön eşya gözünü oluşturan duvarlardaki minimum kalıp çıkma açısından ötürü, Z ekseninde derinleştikçe, Y ekseninde yan duvarlar arası mesafenin azalması ve bu konuma konumlanabilecek telefon çeşitliğinin de sınırlanmasıydı.
Belirtilen sebeplerden ötürü; ünitenin açılı pozisyonlanmasına çalışıldı ve bir çok iterasyondan sonra hem telefon ekranının , hem ünite led ışığının görülebilir olduğu , ve çevre parçalara minimum müdahaleyi mümkün kılan bir konum belirlendi. Çevre parçalarla özellikle ünitenin alt tarafında kısmın, ünite ısındığından ve bu ısının atılması amaçlı belli bir bölgenin boş bırakılmasına karar verildi.

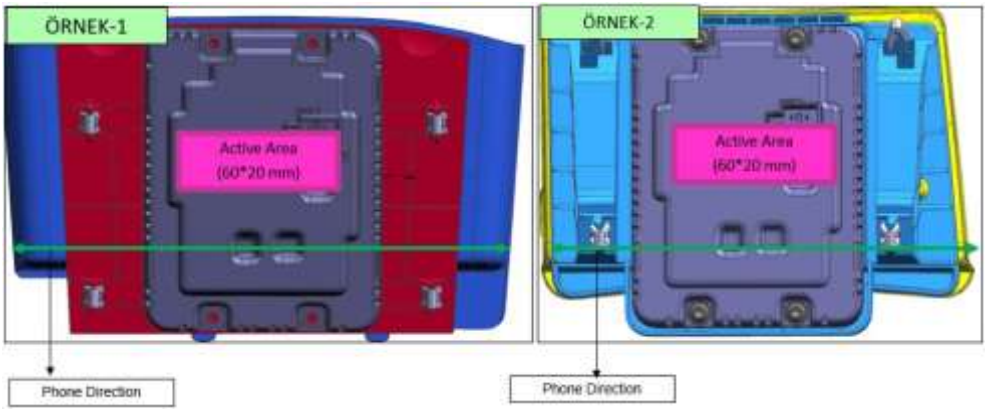


Şekil-6-Konsol üzeri konumu



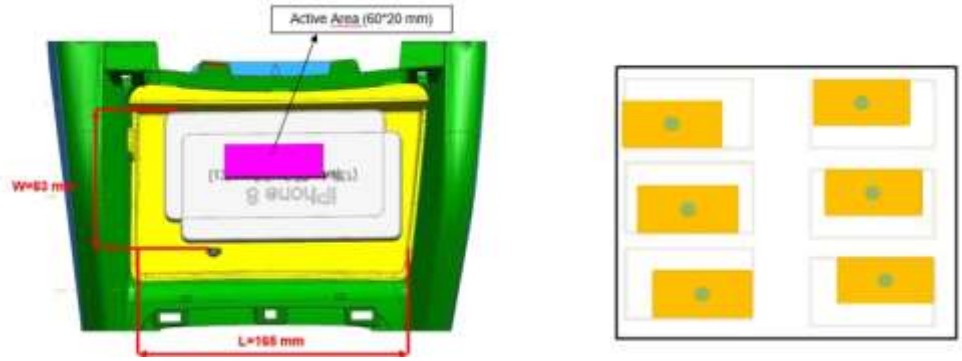
Şekil-7 -Konsol üzeri Y kesiti

Bu konumlama çalışması esnasında bir diğer önemli nokta ise, seçilen ünite içindeki manyetik bobinlerin konumu nedeniyle, ünite üzerinde aktif şarj alanının aşağıdaki görselde belirtildiği gibi oluşmasıydı. Bu nedenle, telefonun aktif alanla kesişebilmesi için, telefonun yeşil ok doğrultusunda yani 60 mm olan kenara paralel olarak konumlaması gereklidir.



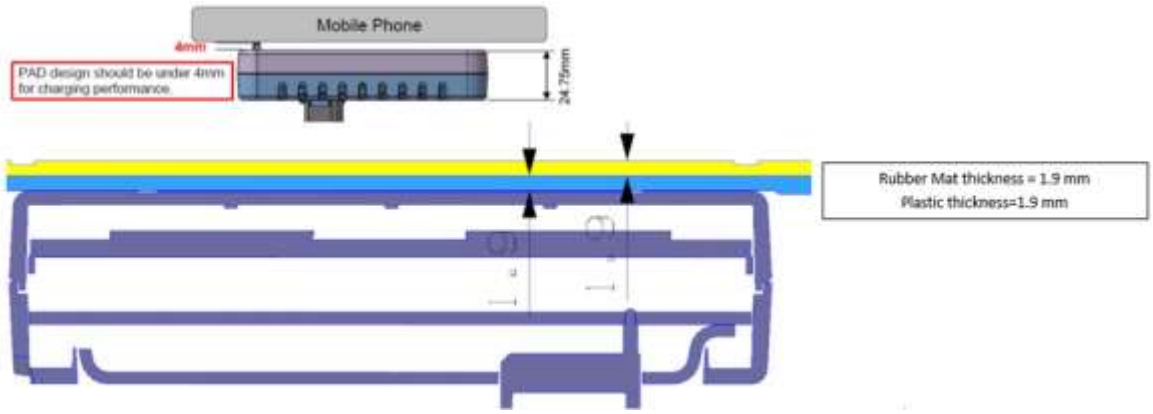
Şekil -8 – Aktif şarj bölgesi ve telefon oryantasyonu

Kablosuz şarj özelliği olan telefonlar dikkate alındığında ise iphone-8 in en küçük boyutlara 138.4x67.3 mm, sahip olduğu görüldü, bu telefonun da şarj ünitesi üzerinde oluşan aktif alan ile kesişmesi için pad boyutlarının 198.4 mm x 87.3 mm den büyük olmaması gereklidir.



Şekil-9 – Mevcut Araç – PAD ölçüleri ve 198,4*87.3 mm alanda -iPhone konumu

Ünite şarj performansı dikkate alındığında ise ünite ve şarj edilecek telefonun arasındaki mesafe 4 mm yi geçmemelidir, telefonla direkt temas eden pad kısım kaydırmaz özellikli elastomerik kauçuk, üniteyi taşıyan plastik ise üst kısmı düzlemsel olması gerektiğinden ve geometrisinden ötürü çarpılmaya müsait olduğundan, yapılacak moldflow analiz sonuçlarına göre talk ya da cam fiber katkılı PP-PA ya da PC-ABS seçilebilir



Şekil 10- Elastomer pad ve plastik taşıyıcı kesiti

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Çalışma esnasında, zorlayıcı olarak öne çıkan konu, üniteye mevcut araç içinde yer bulabilmek oldu. Bunu gerçekleştirebilmek için telefon ulaşılabilirliği, ekran ve uyarı led ışığının görülebilirliği ile ilgili kısıtları belirlemiş olmak çalışmanın kazanımlarından oldu. Yine şarj edilebilecek telefon çeşitliliğini arttırmak için gerekli olan boyutların belirlenmesi çalışmanın bir diğer çıktısı oldu. .

Ünitenin en ya da boyuna göre hangi oryantasyonda konumlanıyorsa, telefonun nasıl konumlanması gerektiği belirlendi.

Parça için malzeme seçimli ve , ünite performansını sağlamamak için parça et kalınlıklarının ne olması gerektiği bilgisi edinildi. Pad dediğimiz kauçuk parçanın çizilmez özellikte olması, yine altta kalan taşıyıcı parçanın üst yüzeyinin tercihen desenli olması deneyimleri kazanıldı.

Gelecek çalışmalar için; üniteyi taşıyacak ara bir parçaya ihtiyaç duyulmayacağı; ünitenin direkt olarak konsol gövdesine bağlanması fikri öne çıktı.

REFERENCES

[1] Ida Andersonn, Josefin Oddeby, Developmet of Wireless Charging Component Design and Positoning, Master Thesis, Chalmers University of Technology Gothenburg, Sweden 2018

[2] Aleksandr Krivchenkov, Rodion Saltanovs, Increasing the Efficiency of the Wireless Charging System for Mobile Devices that Support Qi Standard, RIC Technology SIA, Riga, Latvia 2019, https://www.researchgate.net/publication/330498026_Increasing_the_Efficiency_of_the_Wireless_Charging_System_for_Mobile_Devices_that_Support_Qi_Standard

[3] Sharif Ullah, J. Tamaki, Analysis of Kano-Model-Based Customer Needs for Product Development, Kitami Institute of Technology, 2011, https://www.researchgate.net/publication/220432584_Analysis_of_Kano-Model-Based_Customer_Needs_for_Product_Development

EV ENERGY AND THERMAL MANAGEMENT
THE USE OF DIGITAL TWINS TO ACCELERATE THE DESIGN AND VALIDATION

Guillaume BRUNIQUEL, Mert MOKUKCU, Mert TEKYURT

[1,2] Sherpa Engineering, 333 avenue Georges Clémenceau, 92000 Nanterre, FRANCE
[3] Figes A.S., Güzeltepe Mh. Ahmet Rasim Sk. No: 16 06690 Çankaya/Ankara, TURKEY
[1] Corresponding Author: Guillaume BRUNIQUEL, g.bruniquel@sherpa-eng.com

ABSTRACT

The energy management of electric vehicles is today a key aspect in the design in order to optimize the sizing of components, the cost of the product, of course the environmental aspects and finally the user experience of the final customer.
Thermal management is a main contributor to this Global Energy Management approach in EV and it is the reason why we experience more and more complex thermal systems in these types of New Energy Vehicles. This is due to the multiple objectives allocated to thermal systems and organic solutions to be optimized. To address this complexity, Digital Twins based on Modeling & Simulation are very relevant methods and performant tools to run efficiently architecture evaluation, component sizing and control design.
We propose to focus in this paper on the use of functional energy modeling to ensure the link between the system architects' model and multi-physical simulation models and to design the thermal system supervisor. The application to an EV (electric vehicle) illustrates the modularity of the methodology as well as its flexibility in response to the variability of equipment and objectives.

Keywords: Digital Twins, Energy Management, MBSE, Thermal Management, MBD

1. INTRODUCTION AND MAIN SECTIONS

The thermal synthesis of electric and hybrid vehicles is becoming more and more complex. This is due to the multiple objectives allocated to thermal systems and organic solutions to be optimized according to cost, space and performance. One example is the case of the refrigerant circuit, initially dedicated to the cabin, which is increasingly used to cool the battery. Similarly, the water circuit, initially dedicated to the internal combustion engine, must also provide cooling for the electric motor and power electronics at different temperature levels. There is also an increase in the use of heat pumps for electric vehicles, as well as fuel cells requiring specific cooling. As a result, the control of thermal management is becoming a major challenge for tomorrow's vehicles to ensure better range but also for greater safety and comfort for passengers.
To meet this complexity, the use of Model-Based provides a response element at the engineering level (with Model-Based System Engineering) and at the design level (with Model-Based Design) for the evaluation of architectures using simulation and for the sizing of components (Fiani et al., 2016).
Recent work in the description of complex systems, carried out as part of a CIFRE thesis (Mökükcü, 2018), has made it possible to propose a methodological approach for developing a functional energy model describing, in a modular way and using only the mathematically necessary models, the different components, sources and consumers and their interconnections (Fiani, 2017; Mökükcü, 2018).Applied to the mobility of a hybrid vehicle, the tools have made it possible to link the different levels of modeling (functional and multi-physical) but also to connect the different levels of control (Mökükcü et al., 2017).
In this paper, we propose to present the extension of this approach for the treatment of heat exchange in electric and hybrid vehicles. The main extensions are the functional representation of heat exchange and distribution groups such as heat transfer fluid circuits, refrigeration circuits and heat exchangers between these circuits.
This functional model has a double target: to ensure the link between the system architects' model and the multi-physical simulation models and to design the thermal system supervisor in order to optimize exchanges in relation to the thermal comfort needs and the operating and safety constraints of the equipment.
The results of a demonstrator (electric vehicle) will be presented to illustrate the modularity of the methodology as well as its flexibility in the face of equipment and targets variability.
The design of complex systems requires multi-view and multi-business processing. This is what justifies the decomposition into subsystems. It is therefore necessary to break down the system in relation to the business organization (§2.1) while ensuring the integration and satisfaction of uses (§2.2). We propose to develop each

subsystem, complex in itself, by iteratively addressing two levels of modeling to design the structural architecture and its functioning (§2.3).
Functional energy modeling concepts that provide the modularity necessary for system integration (§3) will be used to develop and test each of the subsystems (§4.1 & §4.2). These concepts then make it possible to connect subsystems, check their interrelationships and optimize overall energy management (§4.3).

2. ORGANIZATION AND COMPOSITION

2.1. Breakdown by business line

The development of complex systems faces two opposing constraints. To address complexity, it is necessary to design the system as a whole and to address all the interrelationships between its components. Conversely, the development of a complex system requires breaking it down and assigning responsibility for its components to several teams, each specialized in its field.



Figure 1: A breakdown by business line**.**

For vehicles, it is usual to define two complementary subsystems: the powertrain managing the electromechanical powers and the thermal synthesis which manages both the thermal comfort of the cab and the thermal conditioning of the equipment (Fig. 1). This decomposition is justified by the business lines and reinforced by a natural frequency separation (fast electro-mechanical dynamics and slow thermal dynamics).
To ensure the proper contribution of each of the subsystems to the purposes of the overall system and to ensure interrelation during final integration, one solution is to:

- Carry out a global preliminary study specifying the subsystems using functional modeling; with a low modeling granularity, it is both possible to consider the vehicle as a whole and to avoid a precise definition of the components before their choice;
- Ensure coordination of subsystems, both at the organizational level and at the level of the overall vehicle supervisor**.**

2.2. Overall functional modeling

Functional energy modeling has been created to represent a complex system as a whole (Mökükcü, 2018). and evaluated in the case of a hybrid vehicle (Fiani,2017; Mökükcü,n.d.). Based on energy links and using a low modeling granularity, this representation allows systems in simulation to be evaluated from the early design stages.
The entire vehicle model (Fig. 2) represents the energy exchanges required to meet mobility and thermal comfort targets. In addition to these two effectors, the model includes electromechanical transformation, heat exchange with an external source, energy storage and a distribution block to spread energy between different consumers according to a predefined strategy. The modeling concepts will be presented in §3.

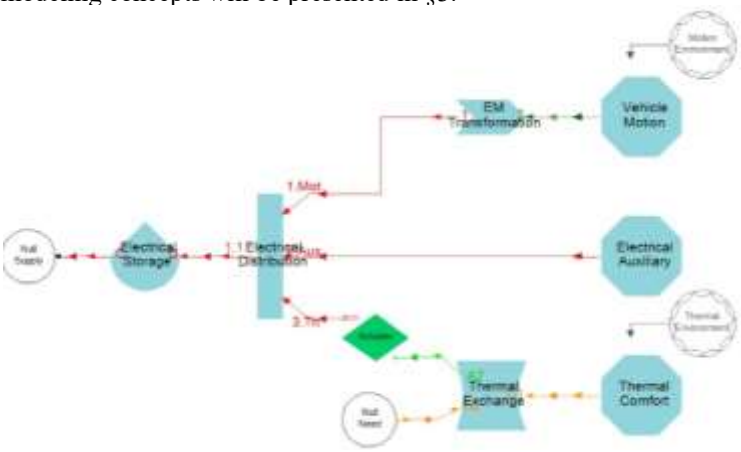


Figure 2: Simplified functional energy model of an electric vehicle

The results in Figure 3 represent the main system variables: missions (vehicle dynamic and cabin temperature), power distribution and the state of charge of the energy storage unit. The simulation model allows to make a first energy analysis with an estimate of the overall consumption during a WLTC cycle with different external temperature levels.

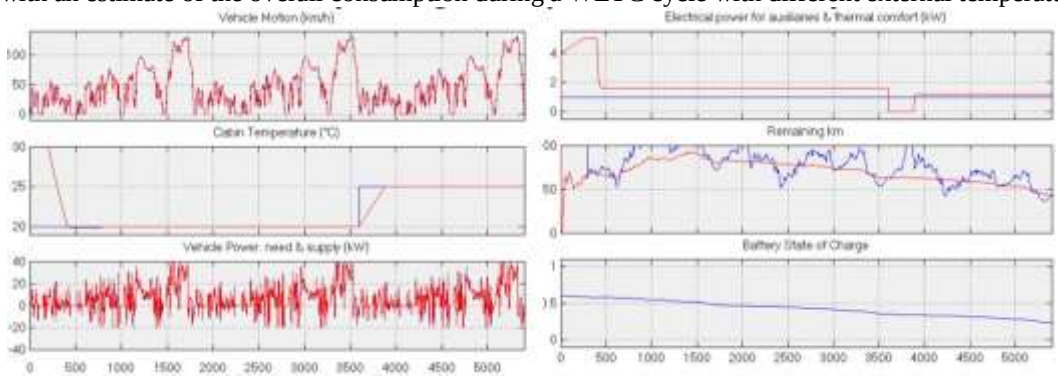


Figure 3: Energy management of mobility and thermal comfort

In addition to an initial verification of functional choices, this model makes it possible to specify the specification of subsystems by providing dynamic power profiles to be produced, stored or distributed.
Moreover, the use of modular formalism facilitates integration and ensures relationships between subsystems.

2.3. Canonical composition of subsystems

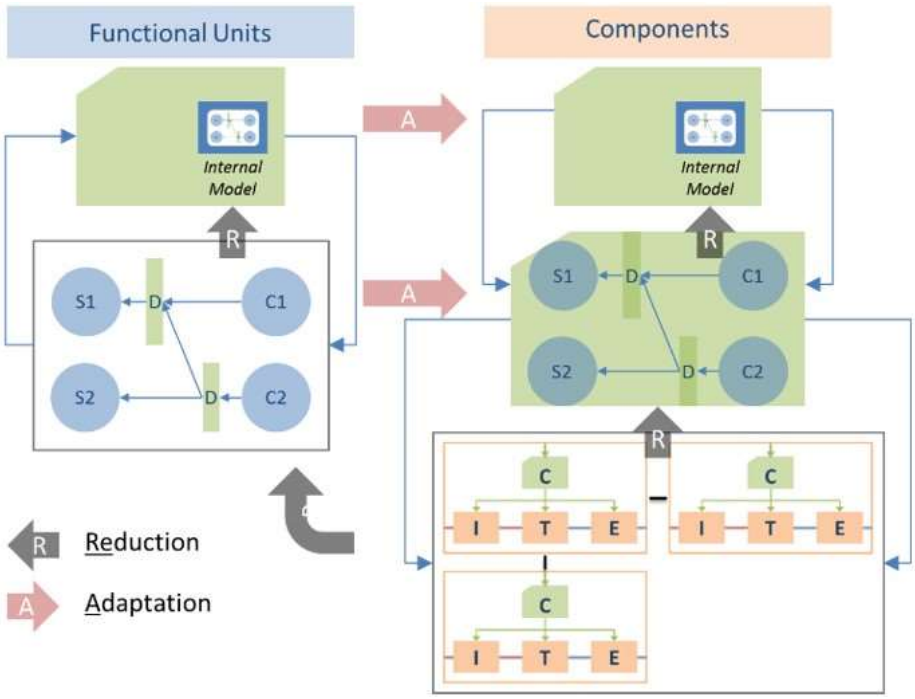


Figure 4: Canonical composition of subsystems

The functional model represents the exchange of energy flows between the different components. The flow controller of each subsystem can be extracted from it and connected to the controlled components (Mökükcü et al., 2017). The principle is to replace the simplified model included in the functional blocks with a link to the physical component controllers.
We deduce a canonical composition for each subsystem (Fig. 4) with:

- A technological or organic architecture with its control;
- An assembly of components (functional blocks) with flow management;
- A finalization block allowing overall coordination at the vehicle level.

The final architecture thus obtained includes three interconnected system levels, each representing the entire system from a specific point of view.

3. MODELING CONCEPTS

The concepts introduced in previous work have been demonstrated on the hybridization of motor vehicles with electrical and mechanical consumers (Mökükcü, 2018). From a modeling perspective, this work is based on the theories of systemic modeling (Degenne&Moigne, 1978) and the use of modular functional blocks (components) to represent a complex energy system by simple assembly (§3.1). Figure 5 shows an example of such a coupling with the formalism adopted in this work. The model allows to control the energy flows of a hybrid vehicle (mechanical - green highlighting - and electrical - red highlighting -). The distribution blocks (rectangles) allow the necessary energy to be allocated to consumers on the sources (electrical and fuel) according to a predefined priority. They also make it possible to distribute the energy produced to consumers (in this case mobility and electrical auxiliaries) according to a predefined strategy. These distribution blocks may contain either heuristic logic or a more advanced optimization algorithm (Fauvel et al., 2014).

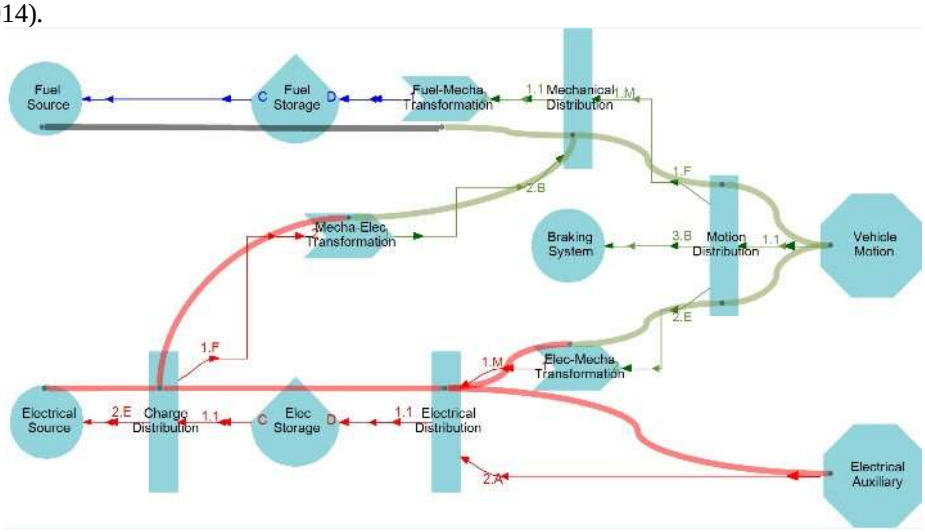


Figure 5: Electromechanical functional model of a PHEV

In order to simultaneously process thermal synthesis (application introduced in §2.2), it is necessary to extend the modeling concepts to heat exchanges (§3.2) and in particular:

- Heat exchange between two circuits (air, water, refrigerant);
- The dissipation or recovery of heat losses from an energy transformation; example of a conventional propulsion system that requires thermal conditioning but can also provide heat for air conditioning.

3.1. Components for effective assembly

The use of components is made to meet a need for modularity: to connect functional elements without pre-defining the source or consumer to which it must be connected. The element therefore reacts to the flows it receives (Fig. 6) and not to the nature of the component to which it is connected. This black box representation favors, by construction, the definition of the relations between blocks.

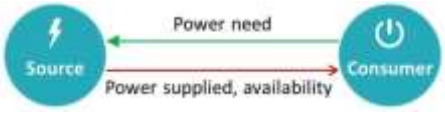


Figure 6: Energy flows between components

The nature of the flows exchanged is of the EMI type (Energy, Matter or Information). The flow is bidirectional, with demand (from consumer to source) and supply (from source to consumer).

Each component provides an elementary service with a set of consistent functionalities. In addition, the components are reusable and ensure a modular approach to the architecture with better readability, thus addressing the complexity of the controlled systems.

The main components are presented in the table below with their pictogram inspired by (Odum & Odum, 2000). They represent functional units that potentially correspond to a technological solution.

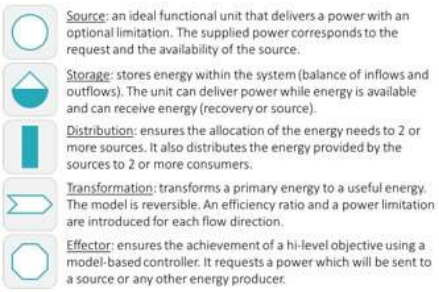


Figure 7: Diagram of the cooling circuits of an electric vehicle

3.2. Extension of functional concepts - Heat exchange between circuits

Thermal management is commonly based on exchangers between conditioning circuits (water, air, refrigerant). As a first approximation, the circuits can be represented by thermal energy distributors with a possible energy cost (to run pump, compressor, fan, etc.).
On the other hand, the exchange between two circuits cannot be represented by the blocks introduced in §3.1.

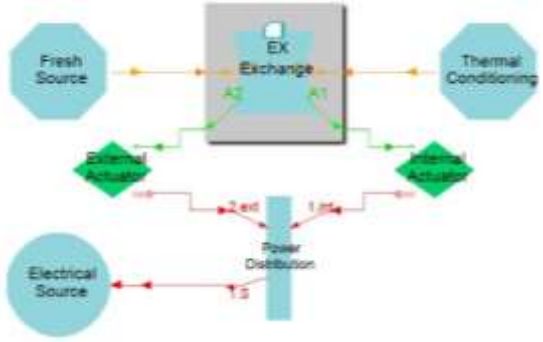


Figure 8: Heat exchange between two circuits and associated energy cost

The new component presented in Figure 8 represents this type of exchange with:

- Symmetrical treatment of the two thermal ports: no distinction between the two circuits to which the exchanger will be connected;
- The desired heat exchange is ensured by conditioning the circuits: use of actuators with energy cost.

The exchanged power is given by: $$P = \varepsilon . min(c_p . Q) . (T_1 - T_2) \quad (1)$$
Where P is the exchanged power, ε the efficiency of the exchange, T, cp and Q are the temperature, calorific capacity and flow rate of each of the circuits.

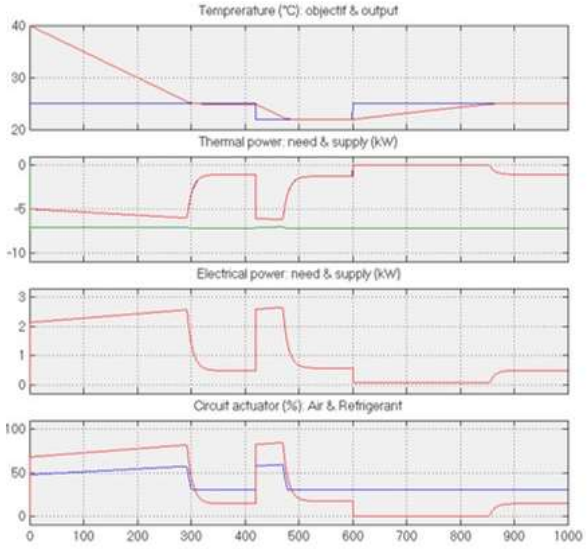


Figure 9: Thermal conditioning of an equipment by exchange with a cold source

The scenario in Figure 9 illustrates how this functional block works. The temperature of the system to be conditioned (axis 1) is controlled to its set point by energy exchange with the cold source (axis 2). The circuits are conditioned by actuation (axis 4) which induces an energy cost (electrical power - axis 3).

4. DEMONSTRATION ON A HYBRID ELECTRIC VEHICLE

In accordance with the process suggested in §2, this paragraph presents the results of the design of the two subsystems (powertrain and thermal synthesis), their integration and the verification of their relationships.
Subsystem design and physical-control connection: following the specification (§2), each subsystem is treated separately following the same steps:

- Detailed functional energy modeling corresponding to organic-functional choices;
- Connection to the multi-physical model and control (details of structural relationships).

4.1. Powertrain and vehicle movement

The functional energy model is the one in Fig.5 corresponding to a PHEV.

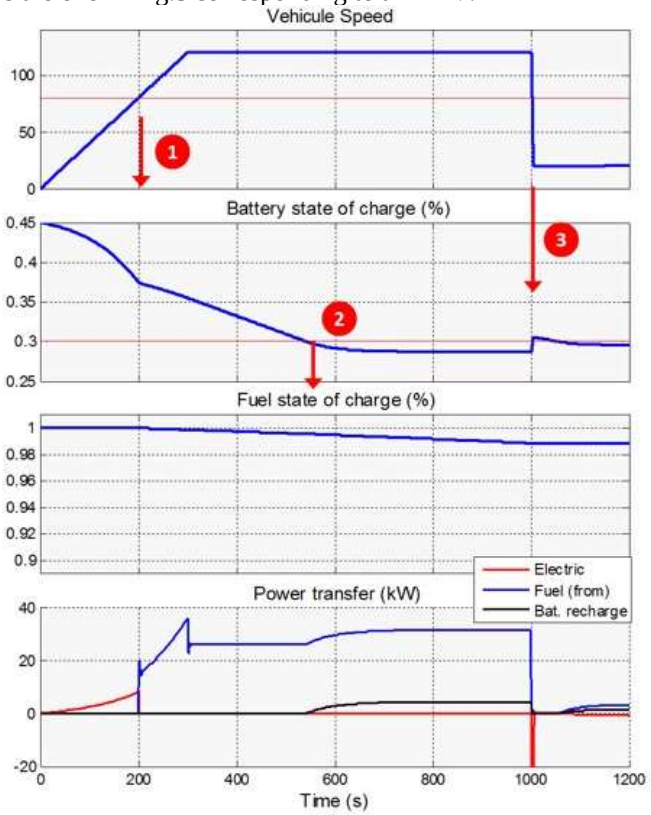


Figure 10: Energy management principles for the mobility of a PHEV

The basic scenario in Figure10 illustrates the energy management strategy chosen for the powertrain. During start-up, the electrical source is used to move the vehicle until a speed limit of 80km/h is reached (event 1); the power is then supplied by the conventional network (fuel). When the storage capacity reaches a lower limit (event 2), the storage unit is recharged by the fuel network via an electromechanical transformation (black signal from axis 4). Finally, during braking at the end of the scenario (event 3), the braking energy is recovered and used to recharge the storage unit.

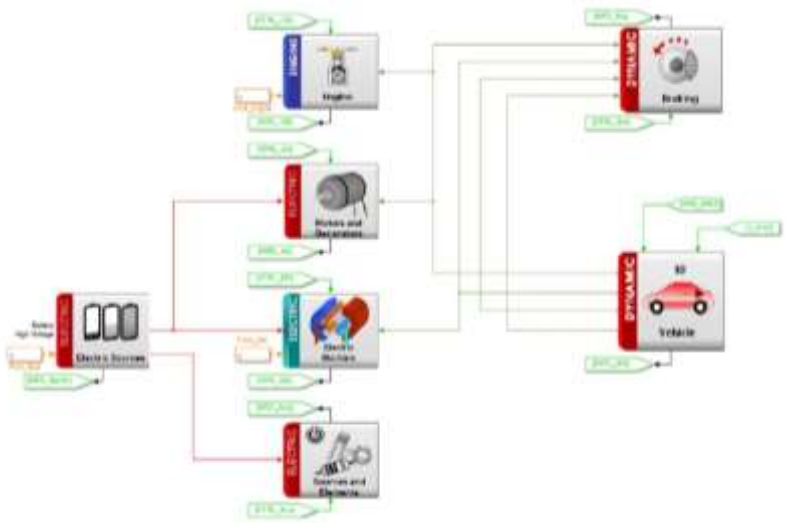


Figure 11: Electromechanical model of the powertrain

The multi-physics model in Figure 11 represents the main technological units of a hybrid powertrain: the vehicle dynamics, the braking system, the various engines (internal combustion engine, electric traction motor and alternator), the power battery as well as a set of electrical auxiliaries representing various vehicle consumers.

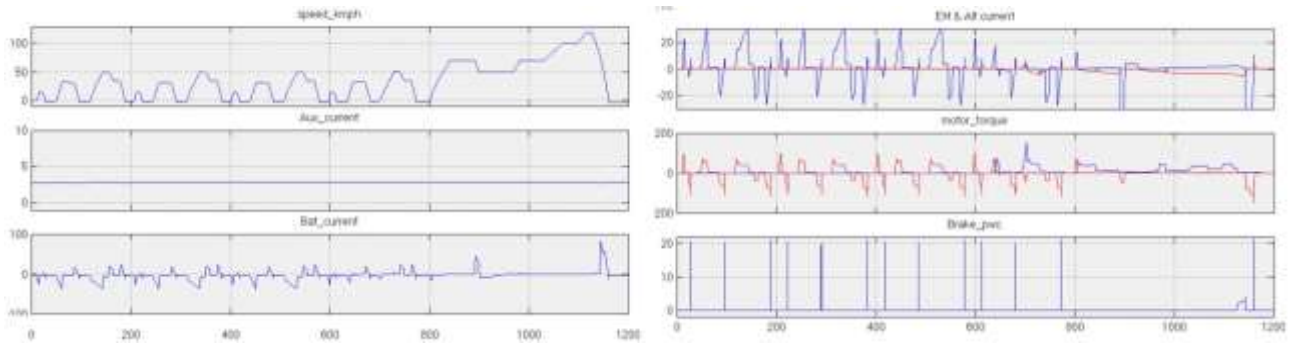


Figure 12: Energy behavior of a PHEV over a NEDC cycle

The multi-physical model was connected to the functional energy model according to the method introduced in (Mökükcü et al., 2017). The functional model becoming the model for the vehicle's energy management strategy.
Figure 12 shows the simulation evaluation results for a NEDC consumption cycle. We find the physical signals (speed, currents, torques, braking pressure) and a behaviour that validates the strategy designed using the functional model.

4.2. Thermal synthesis

In the case of an electric vehicle, cooling is provided either by direct exchange with outside air or by exchange with a cooling circuit (Fig.13).

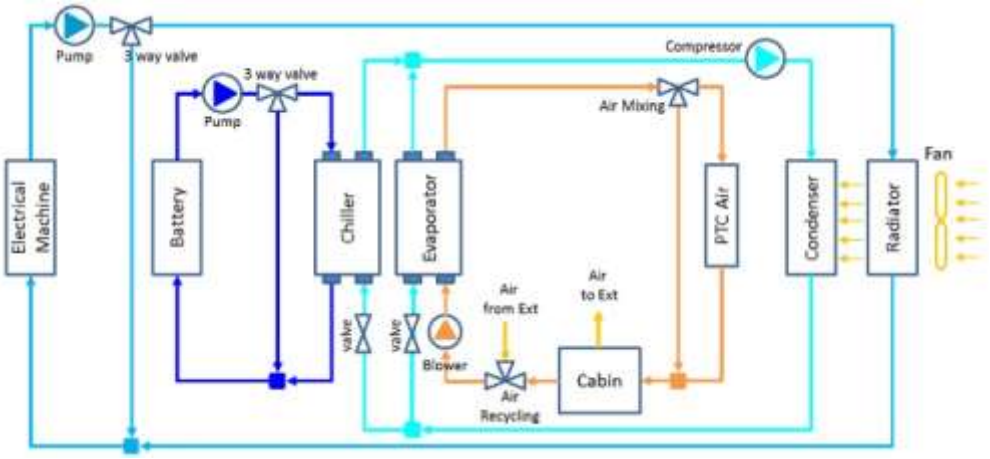


Figure 13: Diagram of the cooling circuits of an electric vehicle

The separation into several circuits results from the temperature level constraints of the elements to be cooled. This leads to complexity due to the need to optimize sizing and operation by pooling the sources of costs: the refrigerant is used to cool the cabin and the battery; the outside air is used in all circuits.
The functional model in Figure 14 represents this subsystem and reproduces its main functions:

- Cooling of electrical and electronic components by exchange with outside air;
- Cooling of the battery and passenger cabin by exchanging with the refrigerant circuit;
- Exchange between the refrigerant circuit and the outside air.

The circuits are represented by heat (or cold) distributors with an energy cost that will later be connected to the powertrain.

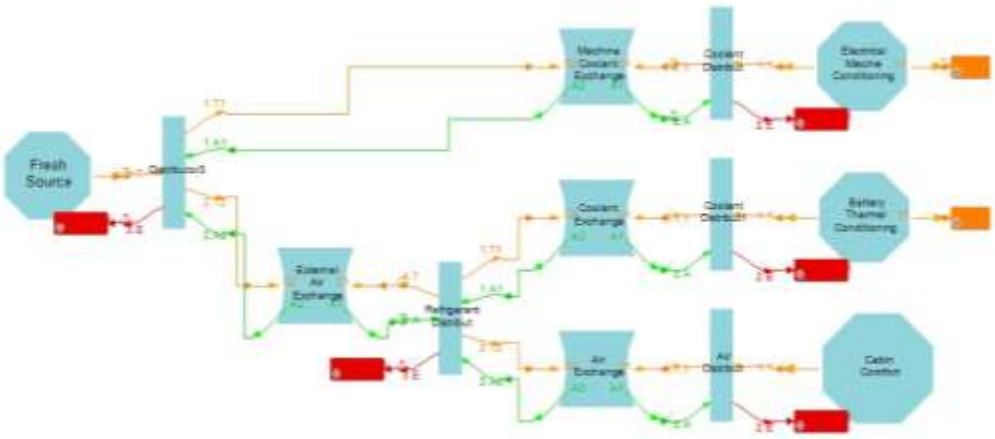


Figure 14: Functional energy model representing the thermal synthesis of an EV

The functional model was connected with the thermo-fluid model representing in detail the different thermal circuits.

Figure 15 shows, on a simple scenario, the compromise to be addressed in the case of an energy limitation. We placed ourselves in an unfavorable case (outside temperature of 45°C, steep slope 10%). Two cases are presented: on the left with a cabin prioritization and on the right with an electric machine prioritization. The axes present the different signals: temperatures (cab, battery and machine), main actuators (axis 4, compressor and fan) as well as the distribution of flows in the refrigerant circuit (axis 5, cab and battery).
Without the use of sophisticated algorithms, functional modeling has allowed the control of the system to be mastered, including with (deliberately) underestimated sizing.

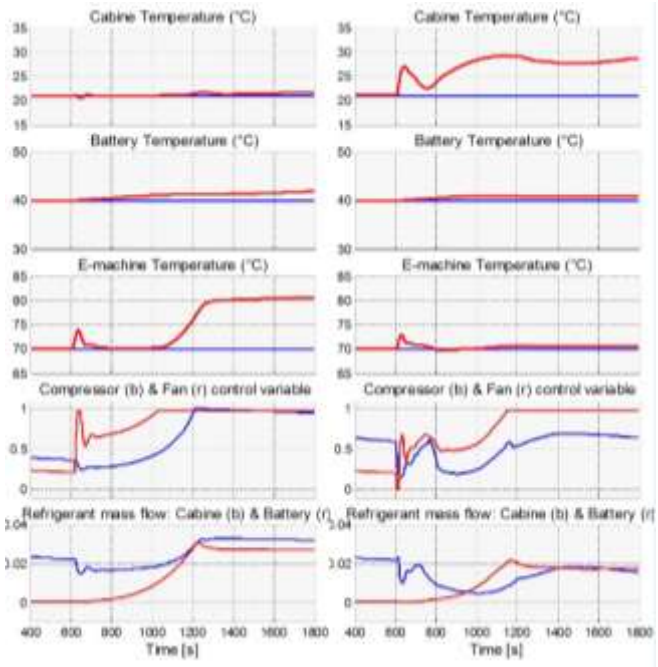


Figure 15: Cooling boundary management

4.3. Verification of interrelationships and energy optimization

This last part is devoted to the integration of the models of the two subsystems and to the overall verification of the vehicle's properties. It was done in the case of an electric vehicle (Fig.16) with:

- Physical links (electrical and thermal) between the two subsystems;
- Control links between each subsystem and its flow control (extract from the functional energy model);
- EMI links between the two flow controllers and information links with the overall coordination of the EV.

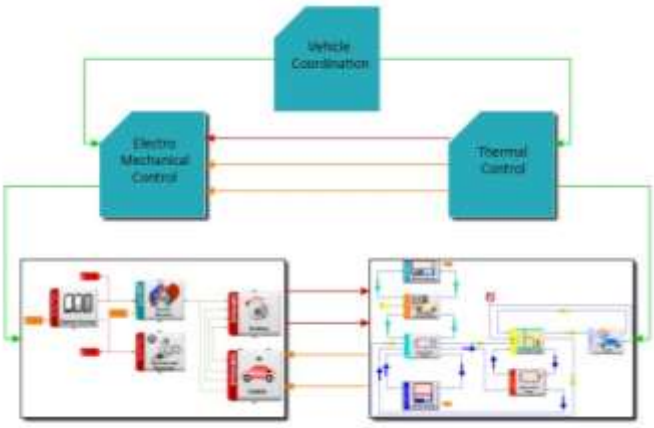


Figure 16: Model of an EV integrating mobility and thermal synthesis

The results presented below correspond to the EV's behaviour with a WLTC cycle. The second cycle is carried out with a slope of 6%, thus increasing the mechanical power and cooling requirements.

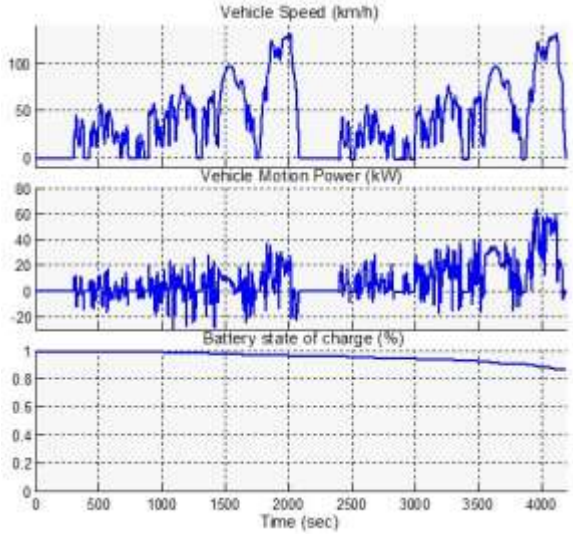


Figure 17: Mobility of the EV with a WLTC cycle

Figure 17 shows the main mobility variables: speed, battery charge state and power used by mobility. There is an increase in power (axis 2) in the second cycle corresponding to the slope driving.
Figure 18 shows the heat exchanges for two control configurations: high priority to cooling the electric machine (left) and better weighting for thermal comfort (right). The results are discriminating during the second cycle (slope driving) where, only the second strategy makes it possible to achieve all the objectives of thermal synthesis.
An additional use of this global model is the presetting of the coordination module with a possibility of optimization: control parameters, dimensioning of components...

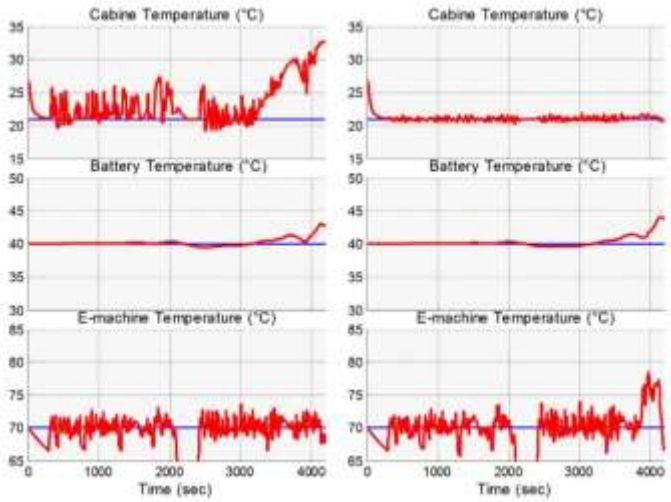


Figure 18: EV thermal exchanges with two control configurations

5. CONCLUSION

A methodology for modeling and evaluation in simulation of complex systems has been introduced and evaluated on an electric vehicle taking into account mobility and thermal synthesis.
Based on two connectable modeling concepts (multi-physical and functional energy), this methodology:

- Allows system evaluation from the early design stages;
- Ensures the consistency of the decomposition into subsystems by pre-defining their contributions to the overall system and facilitates the integration of their model;
- Provides the energy flow regulation model essential for the proper functioning of the system.

In addition, the method ensures modularity (which facilitates implementation) and flexibility.

6. REFERENCES

[1] Fauvel C., Claveau F., Chevrel F. "*Energy management in multi-consumers multi-sources system: a practical framework*". In: IFAC World Congress, pp.2260-2266, Cape Town, South Africa (2014).

[2] Fauvel C., Claveau F., Chevrel P., Fiani P. "*A flexible design methodology to solve energy management problems*". International Journal of Electrical Power & Energy Systems. Volume 97, April 2018, pp 220-232.

[3] Fiani P., Chavanne S., Ait Taleb L., Mökükcü M. "*Modélisation pour la Conception et l'Evaluation de Systèmes Complexes*". In: Revue Ingénieurs de l'Automobile. vol.841, SIA, France (2016).

[4] Fiani P., Mökükcü M. "*Une représentation unifiée pour la conception, l'analyse et la simulation des systèmes complexes. Application aux véhicules hybrides*". In Proceedings of the Congrès Simulation : La simulation numérique au cœur de l'innovation automobile, Mars 2017.

[5] URL1: ITEA 3 - Project - 14018 OPENCPS. https://www.opencps.eu/

[6] Le Moigne J. L. (1977, 1990). "*La théorie du système général, théorie de la modélisation*". 2ème édition augmentée ; 3ème édition augmentée. PUF, Paris.

[7] Mokukcu M., Optimisation énergétique d'un véhicule électrique, thèse de doctorat de l'Université Paris-Saclay, 2018.

[8] Mökükcü M., Fiani P., Chavanne S., Ait Taleb L., Godoy E., Vlad C., Fauvel C. "*A New Concept of Functional Energetic Modelling and Simulation*". In: The 9th Eurosim Congress on Modeling and Simulation. pp.536-541, Oulu, Finland (2016).

[9] Mökükcü M. Fiani P., Chavanne S., Ait Taleb L., Godoy E., Vlad C. "*Control Architecture Modeling using Functional Energetic Method: Demonstration on a Hybrid Electric Vehicle*". In: Proceedings of the 14th International Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics (ICINCO 2017). vol.1, pp.45-53, Madrid, Spain (2017).

[10] Mokukcu M., Fiani P., Chavanne S., Ait Taleb L., Vlad C., Godoy E. "*Energy-based Functional Modelling for Control Architecture Design: An Application to Energy Management for a Hybrid Electric Vehicle*". In Lecture Notes in Electrical Engineering (LNEE), Springer Book.

[11] Odum H.T., Odum E.C. Modeling for All Scales: An Introduction to System Simulation. Academic Press 2000

RETROFITTING LIGHT COMMERCIAL VEHICLE WITH IN-WHEEL E-DRIVE AND SUSPENSION SYSTEMS

Sunay Güler[1,2], Mustafa Şimşek[1], Matej Biček[3]

[1]TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş. Research Center, 16369 Bursa, Turkey
[2]Bursa Uludağ University Dept. of Electrical and Electronics Engineering 16059 Bursa, Turkey
[3]Elaphe Propulsion Technologies, 1000 Ljubljana, Slovenia
Corresponding Author: Sunay Güler, sunay.guler@tofas.com.tr

ABSTRACT

City logistic is one the most polluting segments of the transport sector. Moreover, commercial vehicles generate higher traffic noise than passenger cars. Therefore, new regulations which aim CO_2 free transportation is one of the main considerations by policy makers. The number of electric vehicles (EV) has been increased especially over the last decade due to the strict regulations which aim to limit CO_2 emission. In-wheel solutions became a popular research and development area because of lowering total vehicle weight, eliminating many powertrain and suspension components which leads to obtain cost reduction opportunities. Thanks to in-wheel technology, furthermore larger design space is achievable that is employed to implement additional battery pack to increase the vehicle range. Beside mentioned, in-wheel e-machines are known for modular possibilities, lower center of gravity (CoG), increased range and energy efficiency. In this study, retrofitting a light commercial vehicle (LCV) with in-wheel e-drive and suspension systems is represented. Thanks to the benefits of in-wheel technology, the impact on range, weight and cost of the vehicle are mentioned. Main design considerations during adaptation of in-wheel systems and how to operate them efficiently is presented.

Keywords: Electric vehicle, retrofitting, in-wheel systems, thermal management

1. INTRODUCTION

Electric vehicles (EV) have substantial advantages such as zero emission, low noise operation, high efficiency of energy conversion compared with conventional vehicles in which internal combustion engine (ICE) is used for the propulsion [1]. Thanks to faster torque response, e-machines are easier to be controlled than ICE. Moreover, wide range of speed control characteristics of e-machines can lead to the elimination of some mechanical parts such as clutch, gearbox which provides to simplify vehicle structure [2].

Since e-machine is the core component of EV, it has significant influence on power, structure, cost and reliability of the vehicle. According to the different installation locations of e-machine inside EV, there are mainly two types of electric propulsion systems such as centralized drive with a single e-machine or distributed drive with at least two in-wheel e-machines (IWM) [3]. IWMs were introduced already 120 years ago by Porsche. However, they had limited applications due to technology and power-supply limitations. Since electric powertrain solutions have a rapid growth especially over the last two decades, there are also some examples of in-wheel e-drive solutions in modern vehicles. Today, IWMs have already been produced massively, in tens of millions of units per year. Thanks to technical developments that reach specific torques, in-wheel e-machine technology can now be adopted in the automotive industry [4].

Besides in-wheel e-drive system, applications of in-wheel suspension system are introduced to the modern vehicles with the goals of saving vehicle space by eliminating some mechanical parts of conventional suspension systems while improving travel conditions and reducing noise, vibration and harshness (NVH). The suspension system can be defined basically as a mechanism which physically separates the vehicle body from the wheels. The major function of the suspension system is to minimize the acceleration originated vertically which is transmitted to the passengers [5].

City logistic is one of the most polluting segments of the transportation and commercial vehicles generate much more noise than passenger cars [6]. The ultimate goal of this study is to represent retrofitting a light commercial vehicle with in-wheel e-drive and suspension systems that provide sustainable city logistics and improve mobility, accessibility and quality of life. Implementation of in-wheel e-drive and in-wheel suspension systems to a light commercial vehicles brings substantial benefits such as reducing the number of powertrain components under engine hood and the parts of conventional suspension system that provides extra space to implement additional battery pack or to be used for the

storage. Reducing the vehicle complexity and mass production cost becomes easier to reach with those modular systems.

In this study, the process of retrofitting a light commercial vehicle with in-wheel e-drive and suspension systems is represented. Thanks to the benefits of in-wheel technology, the impact on range, weight and cost of the vehicle are mentioned.

2. IN-WHEEL SYSTEMS

LCV (Figure 1), being retrofitted as part of the EU funded Sys2Wheel project, is an electric vehicle with in-wheel e-drive and suspension systems. There can be various vehicle architecture topologies since IWMs can be used for front wheel driving (FWD), rear wheel driving (RWD) or four wheel driving (4WD).



Figure 1. Target vehicle

The proposed rim size for LCV vehicle is 16" which is just enough for M700 in-wheel e-machine [7]. It is not feasible to place in-wheel e-machine and in-wheel suspension in the same rim due to the limitations by rim size, e-machine size and needed travel distance for suspension. All constraints narrow down vehicle architecture just to one in which M700 e-machines are mounted to front wheels while in-wheel suspension components are mounted to rear wheels.

2.1. In-Wheel e-Drive System

Propulsion systems with in-wheel e-machines provide intrinsically larger design space, lowering total vehicle weight, reduction of many powertrain components and consequently cost reduction opportunities are generated [8]. A comparison of ICE powertrain and FWD in-wheel drive system is depicted in Figure 2.

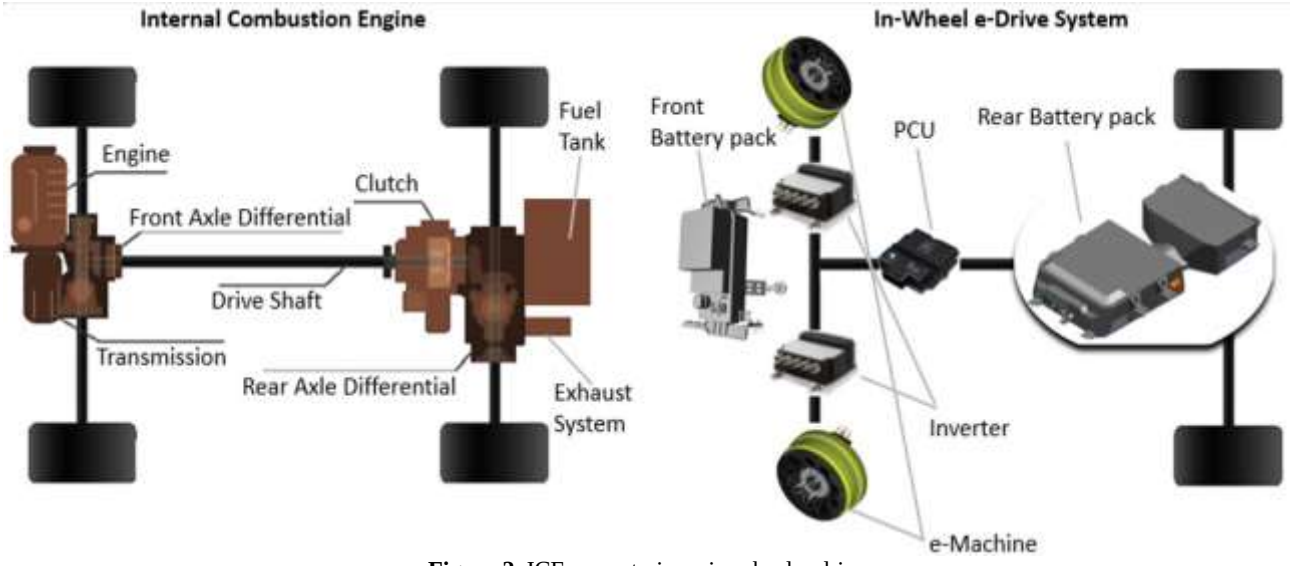


Figure 2. ICE powertrain vs in-wheel e-drive

Since the wheels are propelled directly and no mechanical transmission is required, higher energy efficiency is achieved with in-wheel e-drive system. Two in-wheel e-machines are driven by separate inverters which are controlled by propulsion control unit (PCU).

IWM has an outer rotor and relatively small air gap exists between rotor and stator as shown in Figure 3. High mechanical power outputs ranging above 110 kW is achieved by mounting two IWMs to the front wheels of the vehicle. Since the propulsion system generates large amount of heat especially on e-machines and inverters, designing a cooling layout and thermal management become a major consideration during retrofitting the vehicle.



Figure 3. Exploded view of in-wheel e-machine [7]

2.2. In-Wheel Suspension System

In-wheel suspension system is mounted to the rear wheels. The system allows dynamic behaviour along the wheel travel and chassis roll which gives stability and comfort travel. The suspension system depicted in Figure 4 consists of three main parts:

- Rigid central arm which is designed to take most of the forces applied on the wheel.
- Secondary arm designed for only one directional force.
- Upright that connects the arms to the wheel.

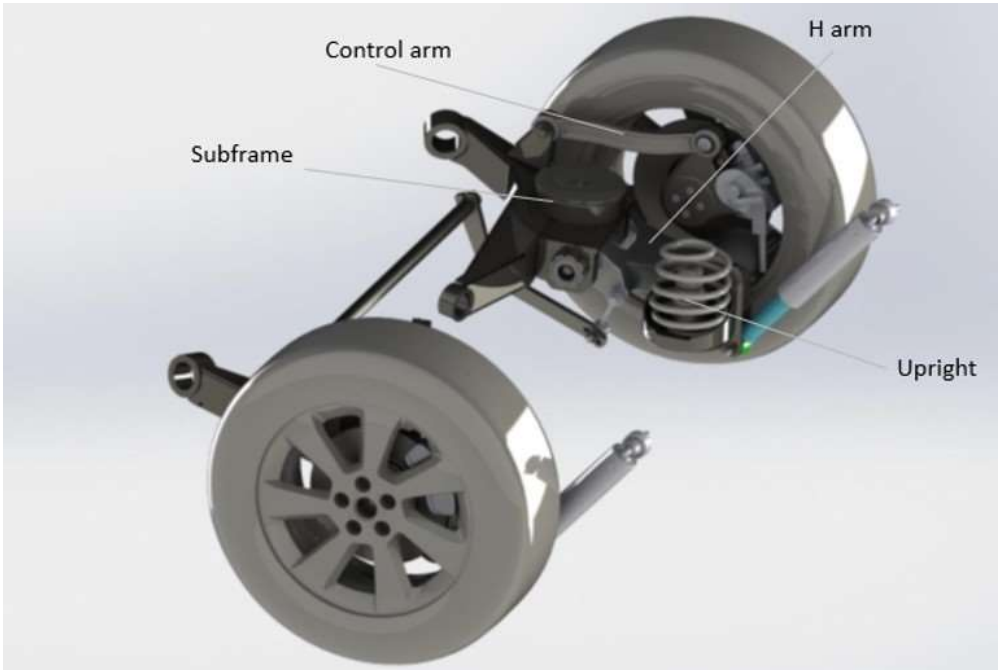


Figure 4. Exploded view of in-wheel suspension system [4]

H arm is designed to take most of the forces applied to rear wheels. It creates a dynamic compensation between camber and toe. Control arm is designed to withstand tension forces. The force in the case is a reaction created by the degree of the freedom that appears by H arm main shaft. The upright connects the arms to the wheel hub and allows H arm to pivot while passing the spring and damper reactions from the wheel to chassis. In order to mount those arms to the

original chassis rigid points, a sub-frame is designed which serves also for an additional purpose of silencing NVH and improving travel conditions.

3. OVERVIEW VEHICLE ARCHITECTURE

Retrofitting a vehicle with in-wheel e-drive and in-wheel suspension systems provides substantial benefits based on reducing powertrain and conventional suspension components and providing extra spaces which can be used for additional battery pack. A comparison study for in-wheel architecture, e-axle and central e-machine is represented in Table 1.

Table 1. Comparison study for in-wheel, e-axle and central e-machine architectures

Parameter	In-wheel	e-Axle	Central e-machine
Complexity	++	+	-
Space (Volume)	++	+	-
Cost (Transmission)	++	+	-
Cost (EM+INV)	-	++	++
System Efficiency	+	+	++
Modularity	++	+	-
Torque Vectoring	++	-	-
Comfort	+	++	++
++: good, +:not bad, needs checking, -: critical			

Packaging benefits, design flexibility, weight reduction and fuel savings are the main catalysts for implementing IWM platforms, while part of the reason for slow adoption seems to be the perceived cost related issues. When incorporating the e-machines in the wheel, some traditional mechanical powertrain components such as reduction gears, transmission, constant-velocity (CV) joints and drive shafts, are eliminated. While adding to the weight of the vehicle, mentioned components minimizes overall powertrain efficiency, since energy is being lost during the transmission.

ICE driven vehicles seem to utilize approximately 4500 drivetrain components, while Battery Electric Vehicles (BEV) end up at 3800 parts [7]. Bill of material for one with IWMs lists less than 100 components. However, it is evident that having two or four e-machines results in a higher component cost comparing with having only one and mechanical parts for transferring the drive [8]. Additional e-machines increase the price of the powertrain which leads the cost to increase by 25% [7]. A completely different result is obtained with a holistic approach analyzing the distributed IWM powertrain impact on the vehicle level.

Economic impact normalized on production costs of an average SUV for implementing direct drive IWMs bottom up to a 4WD vehicle was evaluated. Assessment of IWM benefits (packaging, powertrain mass, efficiency and battery pack cost, other benefits such as development costs, torque vectoring, ground clearance, steering functions etc.) showed an approximate financial benefit of 32,5% [7].

Based on the findings, even though the part count of IWMs in terms of basic building blocks like screws and nuts, is higher than that of an e-axle, the vehicle-level benefit greatly outweighs this. In terms of maintenance, the increased part count of IWMs does in fact reduce the number of serviceable elements to a minimal, as it reduced the number of friction elements that are subject to wear and tear throughout the vehicle lifetime. As the volumes for the components grow, typical processes allow part cost to drop to suitable levels to enable price parity or even price benefit on a powertrain level to existing technologies (assuming future-looking cost).

In this study, ideal vehicle architecture by considering rim size is defined in which two IWMs are mounted to front wheels while in-wheel suspension components are mounted to rear wheels. PCU controller is considered as main controller for the propulsion system which consists of two M700 IWMs driven by two inverters.

It is crucial to identify which parts are carry over from the donor vehicle (coloured green) while red colour indicates new parts or need to be modified (Figure 5). Visual bill of materials (BOM) study is performed after defining the locations of in-wheel systems in the vehicle.

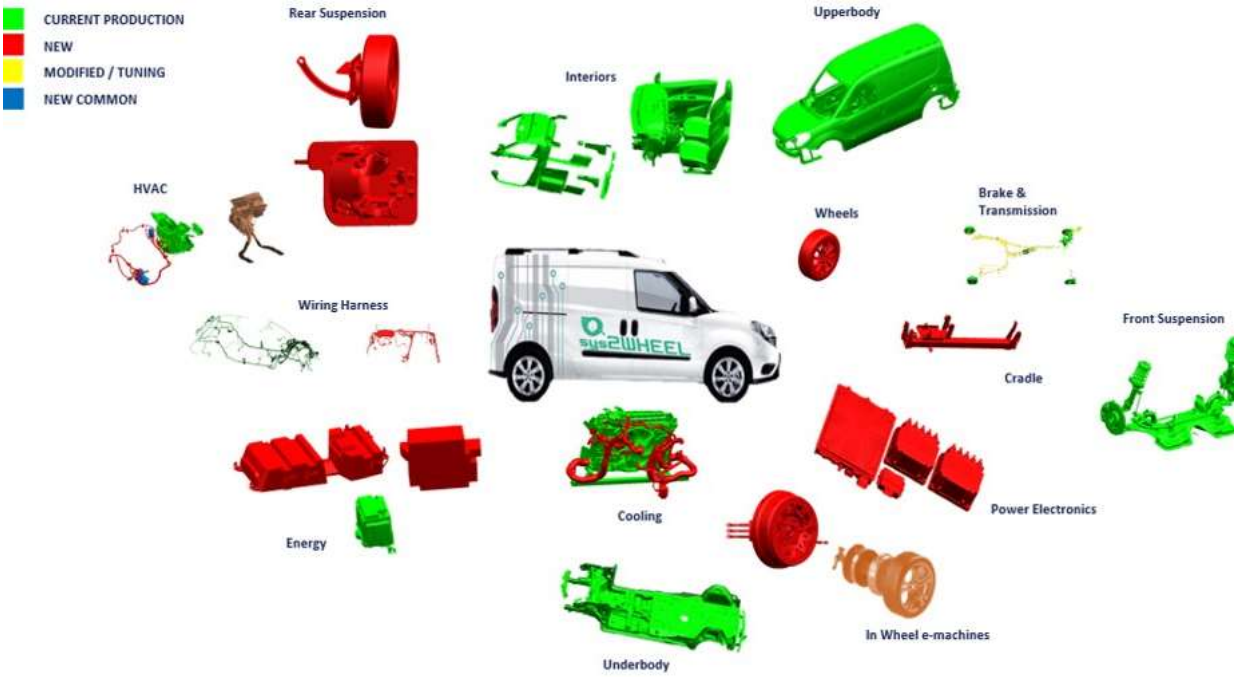


Figure 5. Visual BOM study

3.1. High Voltage (HV) Battery Design

One of the important activities carried out during retrofitting the vehicle is designing two separate battery packs. Available volume analysis for each battery pack is performed. One battery pack is located under vehicle body while the other one is located under engine hood as shown in the following figure due to increasing the range beside balancing center of gravity (CoG) of the vehicle. The total battery capacity hereby reaches to 89 kWh. The range of the vehicle is expected to be increased by ~20% with that additional battery pack under engine hood thanks to in-wheel drive technology.

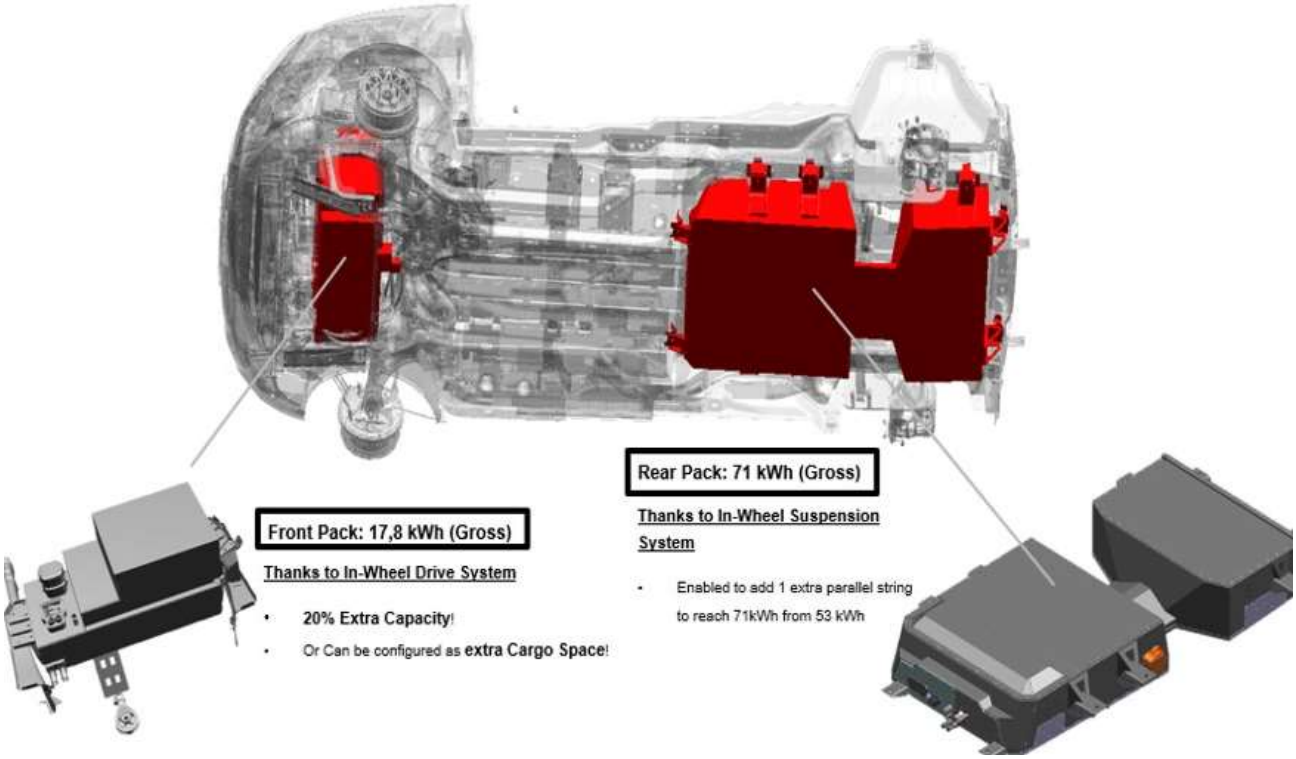


Figure 6. Location of HV battery packs

3.2. Integration of HV Components

Positioning of HV components such as DC/DC converter, onboard charger, e-machines, inverters, PCU, battery packs, A/C compressor etc. is one of the major activities since there are hoses of cooling layout and one of the battery pack mounted under engine hood where HV components are to be placed. Battery pack under engine hood is designed with an idea of providing some fixation points on itself in order to mount some HV components closer to each other. Hence, HV wiring harness and also coolant hoses can be designed as short as possible. The inverters are located at the bottom of battery pack to make them closer to e-machines as shown in the following figure.



Figure 7. Placement of inverters and e-machines

Mounting of in-wheel e-machines to the donor vehicle, which is designed for central e-drive, requires a new mechanical adaptor named as knuckle, designed to fix e-machines to vehicle chassis as depicted in the following figure.

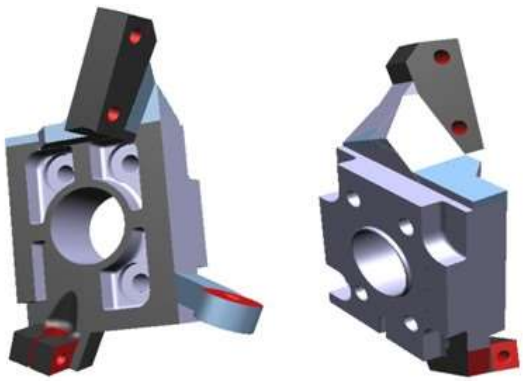


Figure 8. Knuckle parts

Positioning the rest of HV components such as DC/DC converter, onboard charger, power distribution unit (PDU), cooling system components are fulfilled in detail. In case of placement the components, some significant points are considered as below:

- Keeping HV components as close as to HV battery under engine hood to shorten the paths of HV cables,
- Keeping wiring harness of the signalization as short as possible,
- Avoiding any interference with vehicle body parts and providing enough space for coolant hoses,
- Positioning HV components for considering the coolant water inlet /outlet,
- Mountability and serviceability

3.3. Thermal Management Architecture

Thermal system design and cooling layout definition are key points to sustain optimum temperature for all HV components. Loop water temperature is regulated according to high voltage components' best efficiency working temperatures. Furthermore, cooling layout is designed attentively since packaging and using the space inside engine compartment efficiently are significative to finalize the battery pack under engine hood. Finalization of thermal architecture is illustrated in the following figure.

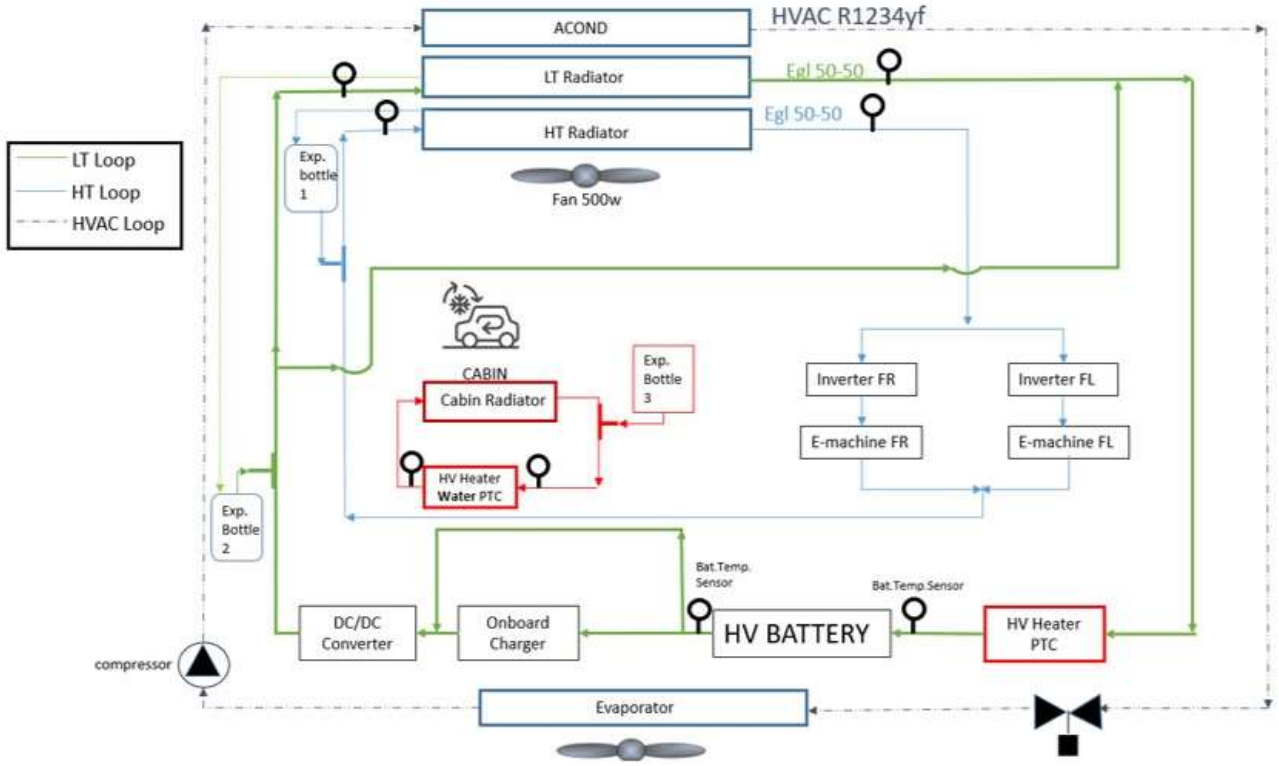


Figure 9. Thermal management architecture

Three cooling circulations are designed for the thermal management of the vehicle. High temperature (HT) circulation is employed to stabilize the operating temperature of inverters and e-machines which are mostly needed to cool down during driving the vehicle.

Low temperature (LT) circulation is utilized for providing optimum temperature for HV batteries and the rest of HV components such as DC/DC converter and onboard charger. A heater is placed before HV battery cause of considering cold weather condition. There are several two-way valves and those are being used for switching the coolant flow through different circulation lines when the specific by-pass conditions are met. Heaters and circulation pumps are controlled by electric vehicle control unit (EVCU) software.

According to the finalization of thermal management architecture, vehicle cooling layout studies are performed attentively since there isn't so many space left especially under engine hood. Therefore, coolant hoses can have interference with the rest of vehicle parts.

For retrofitting vehicle, the same vehicle body is being used with donor one. However, the transformation of traditional vehicle to a particular EV based on in-wheel e-drive and in-wheel suspension systems requires some modifications and new designs for brackets and fixing structures to mount new parts onto the vehicle body.

The vehicle has to have also completely new thermal management architecture and cooling layout. Every single part is evaluated for mounting point of view and relevant brackets are designed and prototyping process is completed. Finally, full vehicle integration is finalized as shown in Figure 10.

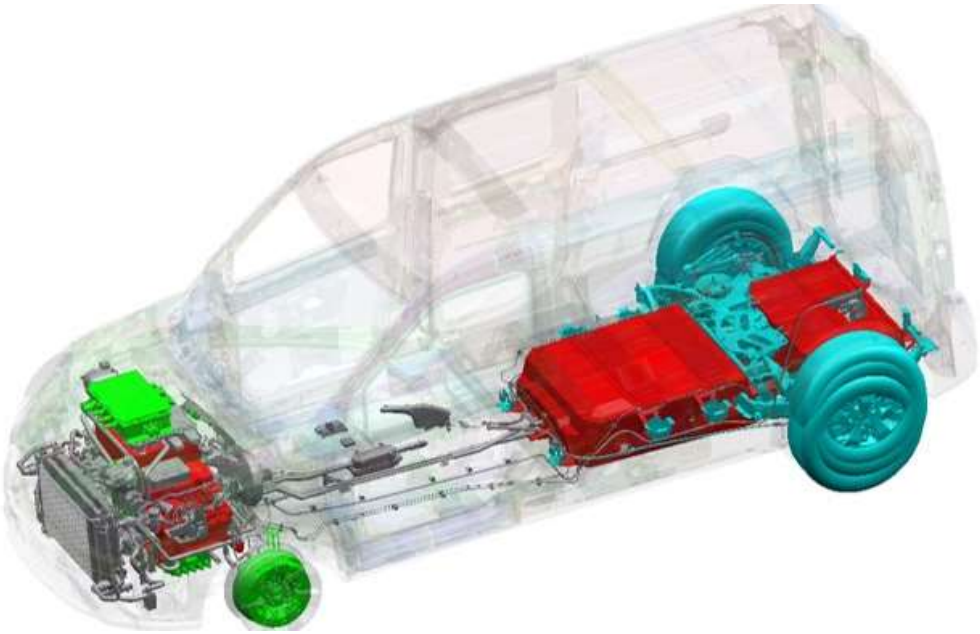


Figure 10. Full vehicle integration

3.4. Vehicle Network Architecture

Network architecture can be different depending on implementing time sensitive networking (TSN) or not. Due to using various electronic control unit (ECU) such as EVCU, PCU and gateways network architecture may be varied. Regarding to capability of each ECU, some management such as torque vectoring, thermal management etc. can be handled on specific ECUs. Moreover, some gateways can be eliminated if those ECUs are capable to provide required interfaces such as local interconnect network (LIN), pulse width modulation (PWM), Ethernet, controller area network (CAN) etc.

Since the number of electronic control units is being increased especially over the last decade, one of this study objective is to implement TSN which provides faster and more reliable data communication inside the vehicle. TSN communication is employed between battery management system (BMS) and EVCU as depicted in Figure 11.

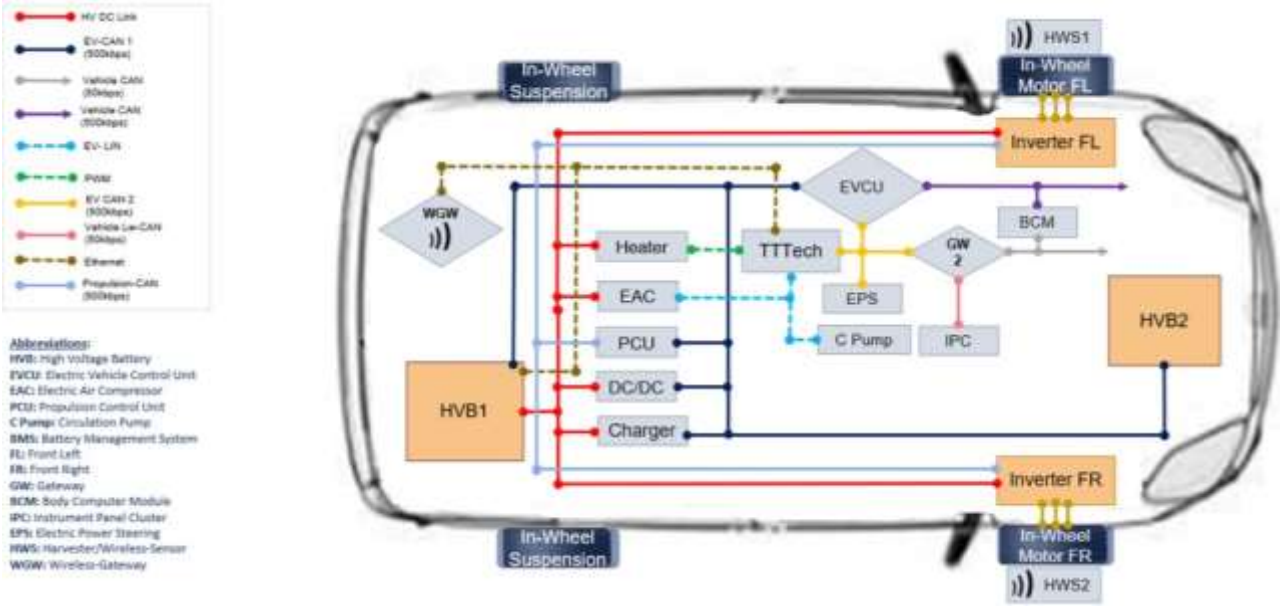


Figure 11. Vehicle network architecture

TTTech TSN controller mainly has Ethernet interface role between BMS & EVCU and WiFi-gateway & EVCU communications. It is also utilized to provide CAN, PWM, LIN interfaces for the rest of the vehicle network communication.

In addition to high voltage (HV) battery pack under vehicle, a front battery pack is placed under engine hood where ICE and associated powertrain components were located in the donor vehicle before.

PCU controller is defined as main controller for the propulsion system which consists of two M700 e-machines driven by two inverters. Harvester units are mounted to collect and transmit data from the front wheels. This information is used as an input for advanced control algorithm.

Heaters and circulation pumps are involved for the cooling system and they are controlled by thermal management algorithm inside EVCU. EVCU is also acting as supervisory controller on top of the whole system.

4. CONCLUSION

In this study, retrofitting a light commercial vehicle with in-wheel e-drive and suspension systems are represented. Thanks to in-wheel technology, reducing the vehicle complexity and mass production cost becomes easier to reach. Moreover, eliminating ICE and associated powertrain components under engine hood in the donor vehicle provides extra space that could be employed for the storage or implementing additional battery pack.

Additional battery pack with 18 kWh capacity is designed and placed under hood which directly contributes to increase the vehicle range. The range is expected to be increased by ~20% with that additional battery pack. Besides increasing the range, it provides an improvement on balancing CoG due to main battery pack is mounted under vehicle body close to rear wheels. Thanks to in-wheel suspension system, it is achieved to eliminate conventional rear suspension components which leads to enlarge the battery pack under vehicle body.

Thermal management is one of the major consideration during retrofitting the vehicle. It is crucial to have optimum temperature inside the cooling circulations in order to ensure the efficiency of HV components. Moreover, coolant hoses are designed carefully since using the space under engine hood has an impact on finalizing the front battery pack.

As a future work, performance comparison of donor vehicle and retrofitting one is proposed. In this regard, IWMs and in-wheel suspension systems could be evaluated from a different perspective. As such, in-wheel powertrain opens opportunity for novel vehicle designs and architectures, adding safety and control functions.

ACKNOWLEDGEMENTS

This project has received funding the European Union's Horizon 2020 research and innovation program under grant agreement No: 824244.

REFERENCES

[1] Haibo, C., Zhiguo, Y., Mingwei, K. et. al. (2013) "Development status of electric vehicle drive motors", Small & Special Electrical Machines, 41, 4, pp.52-57.

[2] Fengjun, Z. (2014) "Research on integrated control strategy of distributed drive electric vehicles based on two-tier structure", Beijing Institute of Technology, Beijing.

[3] Sun, Y., Li, M., Liao C. (2017) "Analysis of wheel hub motor drive application in electric vehicles", MATEC Web Conferences, 8 March 2017.

[4] URL1: Newsletter Sys2Wheel (2021), In-wheel motor technology increases performance of vans. SYS2WHEEL. https://sys2wheel.eu/wp-content/uploads/2020/05/Newsletter-Sys2wheel_1_finaldocx.pdf, 10.03.2021.

[5] Ahmed, A.A., Abumandil, R.S. (2019) "Full vehicle suspension system with in-wheel electric motors", European Academic Research, 7, 1, pp.228-238.

[6] Soret, A., Guevara, M., Baldasano, J.M. (2014) "The potential impacts of electric vehicles on air quality in the urban areas of Barcelona and Madrid (Spain)", 99, 1, pp.51-63.

[7] Bicek, M., Pepelnjak, T., Pusavec, F. (2019) "Production aspect of direct drive in-wheel motor", 52. CIRP Conference on Manufacturing Systems, 81, 1, pp. 1278-1283.

[8] Ifedi, C.J., Mecrow B.C., Brockway, S.T.M. et. al. (2011) "Fault tolerant in-wheel motor topologies for high performance electric vehicles", IEEE Int. Electr. Mach. Drives Conf., pp. 1310-1315.

HVAC İÇ ISI DEĞİŞTİRİCİSİ IÇIN YENI PERFORMANS DOĞRULAMA SÜRECİ

Şemsettin Melih Akyol, Kağan Bayraktar

[1,2] TOFAS Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., ARGE, Bursa, Türkiye
[1] Şemsettin Melih Akyol, melih.akyol@tofas.com.tr

ÖZET

Mevcut ürün geliştirme sürecinde, klima gazını şartlandıran klimatik bankolarında yapılan, borulardaki basınç kayıplarını ölçen performans testleri, yüksek geliştirme maliyetlerine neden olmaktadır. Yüksek maliyetleri nedeni ile de proseslerin iyileştirme sürecinde, parça geometrisinin her bir iyileştirme adımı sonrasında değil, sadece son ürün doğrulaması olarak yapılıyordu. Bu da son testlerde oluşan olası problemlerde hem zaman kaybı hem de maliyetli testlerin tekrarlanması sonucunda proje maliyetlerine olumsuz etkilemektedir. Bu çalışmada boru için basınç kayıplarını, klimatik banko gerektiren klima gazı ile yapmak yerine basit düzenekler ile hava ile değerlendirileceği fiziksel bir doğrulama süreci geliştirilmiştir. Hava kullanımı durumunda yeni basınç kayıp hedeflerin belirlenmesi için de AMESIM programında boruların modellenmesi ve model sonuçlarının kalibrasyonu yapılmıştır. Yeni doğrulama yöntemi ile ilk proses parçasında banko testleri olmadan gerekli iyileştirmeler belirlenmiş ve sonuç ürün banko testlerinin problemsiz sonuçlandırılması sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: İç ısı değiştirici, Basınç kaybı, Ürün geliştirme maliyeti, 1D AMESIM, Hava ile test bankosu

NEW PERFORMANCE EVALUATION PROCESS FOR HVAC INTERNAL HEAT EXCHANGER

ABSTRACT

In actual product development process, pressure drop performance of internal heat exchanger measured with final product on high cost validation bench with complete refrigeration system without any interim physical check. Possible negatives results time losses and higher spending. In the study, a new validation test developed with using air as a fluid which aids simple bench test using pressured dry air already exist in production plants. All internal design changes from of tool to of tool of process parts can be validated with this new method. To define pressure-drop targets with air, AMESIM 1D model developed and calibrated. New process applied on MHEV program with a sufficient final validation result.

Keywords: Internal heat exchanger, Pressure drop, Product development cost, 1D AMESIM, Air test bench

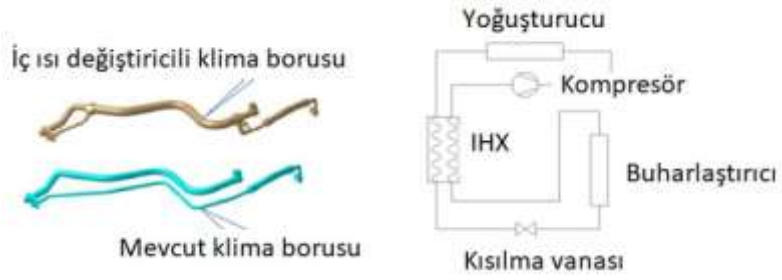
1. GİRİŞ

Otomobil firmaları R1234yf gazına geçiş süreci ile araçların klima sistemlerinde de performans arttırıcı çözümleri devreye almak zorunda kaldı. R1234yf ile sistem kapasitesindeki düşüşü telafi etmek için otomobil firmalarının tercih ettiği en yaygın uygulama, sıvı hattı ile emiş hattı arasında ısı transferi sağlayan iç ısı değiştiricisi (IHX) ilavesidir.

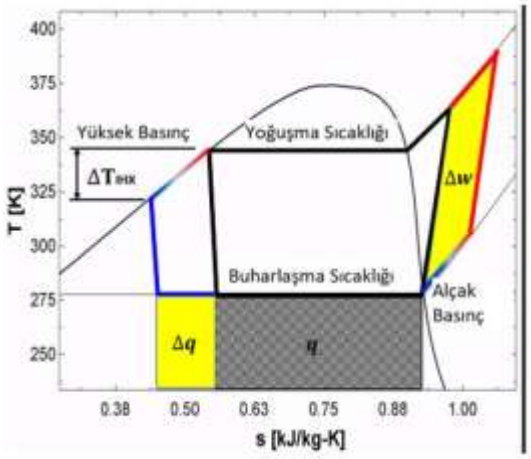
Performans etkisinin yanında özellikle, benzinli turbo motor araçlarda su soğutmalı yoğuşturucuya geçiş ile birlikte IHX kullanımı da zorunlu hale gelmiştir. Kurutucu/filtre ile entegre yapıda olan geleneksel boru-kanatçık tipi yoğuşturucularda, aşırı soğutma boruları da bulunmaktadır. Plaka-plaka tip olan su soğutmalı yoğuşturularda ise kurutucu/filtre ayrık bir parçadır ve sistemde aşırı soğutma ancak iç ısı değiştirici kullanımı ile sağlanabilmektedir. IHX kullanılmadığı durumda ise kısılma vanasına çift fazlı akış girme riski bulunmaktadır.

IHX şekil 1'deki gibi iç içe geçmiş iki borudan oluşmaktadır. İçteki borudan emiş hattından gelen soğuk buhar kompresöre doğru akarken, dışarıdaki borudan da yoğuşturucudan çıkan doymuş sıvı termostatik genleşme valfine doğru akar. IHX'in görevi ise buharlaştırıcıdan çıkan soğuk buharı kullanarak, termostatik genleşme valfine giren sıvının daha fazla soğumasını sağlamak ve bu sayede buharlaştırıcıdaki ısı alma kapasitesini arttırmaktır. Şekil 2'deki iç

ısı değiştiricili bir termodinamik çevrimde aşırı soğuma ile buharlaşma entalpisindeki artış Δq ile, karşılığında ise yoğuşturucudan atılması gereken ısıdaki artış Δw ile gösterilmiştir [1].



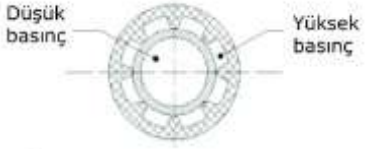
Şekil 1. araçlarda iç ısı değiştiricisi uygulaması



Şekil 2. iç ısı değiştiricisi ile termodinamik çevrim [1]

Huguang ve diğerleri [2], IHX kullanımı ile kompresördeki enerji tüketiminin %16 oranında azaltılabildiğini belirledikleri araç üzeri testlerinde, IHX'in soğutma kapasitesine pozitif etkisinin araç rölantide iken daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. Rölantide çalışan araçta IHX'li klima sistemi ile 2.5 ºC daha soğuk hava üflerken, sürüş şartında ilk 30 dakikada iyileşme görülmemiştir. Akyol ve diğerleri [3] çalışmasında ise R1234yf yüklü bir sistemin soğutma kapasitesi, sisteme 400mm'lik bir IHX iç ısı değiştirici ilave edildiğinde, kompresör yüksek devirde iken %3.5, rölantide kompresör düşük devir iken ise %11 arttığını ölçmüştür.

Seybold ve diğerleri [4] yaptığı çalışmada 350 mm'lik bir IHX kullanımı ile soğutma kapasitesinin %7 oranında arttığını tespit etmiştir. IHX boyu 700mm'e çıkarıldığında soğutma kapasitesi ancak %8'e çıkmıştır. Bu sonuç, IHX kapasite seçiminin optimumda olması gerektiğini göstermiştir. Bunun en önemli nedenlerinden biri de basınç kayıplarının optimize edilmesidir. Mastrullo ve ark. [5] düşük basınç gaz akışındaki basınç kayıplarının STK soğutma tesir katsayısını daha fazla etkilediğini belirlemişlerdir. Yu-Lin [6] tez çalışmasında ise düşük basınç hattında zig-zag iç boru yapısı oluşturulması veya iç yüzeye ilave kanatçık eklenmesi durumlarında ısı transferinde artış sağlanmasına rağmen, düz boru geçildiğinde sistem STK'sının daha yüksek olduğunu ölçmüştür. Isı değiştirici düşük basınç hattı tasarımında yaygın çözüm hem basınç kayıplarını hem de sıcak motor bölmesine ısı kayıplarını önlemek için iç taraftaki düz borudur.



Şekil 3. İç ısı değiştiricisi iç içe geçmiş boru yapısı

Yüksek basınç hattı ise Şekil' 3 de ki gibi, ısı transfer yüzeyini arttıracak kanatçıklı bir yapıda ekstüzyon çekilmekte ve alçak basınç hattı üzerine kaynatılmaktadır. Yaygın olarak 10 ile 15 arasında mikro-kanal yapıda üretilmektedir. Yüksek basınç tarafındaki basınç kayıpları STK üzerinde etkisi düşük olsada, mikrokanal yapısı ve IHX giriş ve çıkış bölgelerinden flanşlardaki dirsek geçişler ani genleşme ve daralmalar nedeni ile proseste oluşacak geometrik sapmalardan çok fazla etkilenmektedir. Sistemde oluşacak bir tıkanıklık teorik beklentinin üzerinde STK'yı düşürebilir.



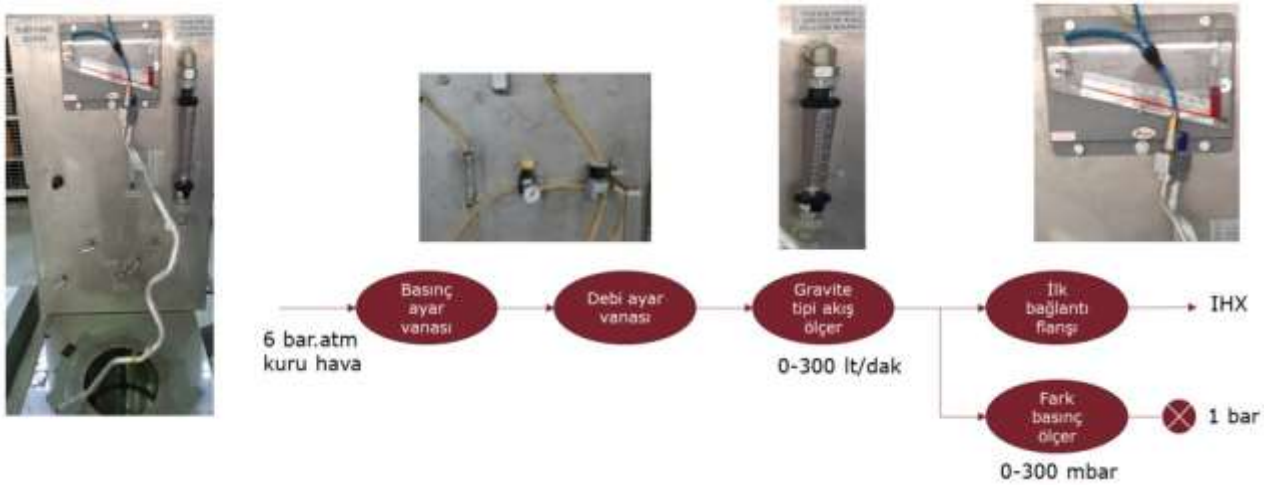
Şekil 4. Soğutucu gaz ile iç ısı değiştirici doğrulama testleri giriş şartları

IHX ürün performans doğrulaması, kapalı bir soğutucu gaz çevrimi ile, giriş ve çıkışta akışkan koşullarının Şekil 4'deki gibi kontrol edilebildiği büyük ölçekli bankolarda yapılmaktadır. Yüksek basınç sıvı ve düşük basınç buhar hattındaki basınç kayıplarını ve toplam ısı transferi hedefleri kontrol edilmektedir. Düzeneklerin hazırlanması ve testler toplamda, 1 haftalık bir süre ve yüksek maliyetler ile yapılmaktadır. Performans doğrulamaları, maliyetlerinin yüksek olması sebebi ile proses geliştirme sürecinde değil, son ürün onay testleri olarak planlanmaktadır. Proses geliştirme süreci ise parçalar üzerinden fiziksel ölçü kontrolleri ile ilerlenmekte, tasarım parametrelerin uygun seçilip seçilmediği, proseste yapılan iyileştirmelerin performans çıktısı için yeterli olup olmadığı bilinmemektedir.

Çalışmamızda, literatürden farklı olarak, mikro kanal yapısı ve giriş/çıkış flaş dirsekleri ile ölçüsel sapmaların kritik olduğu yüksek basınç hattında, prosesten kaynaklı hataların, erken fazlarda ölçülebilmesi hedeflenmiştir. Maliyet ve süreyi minimize etmek içi boru içinden akışkan olarak soğutucu gaz yerine hava geçirilerek fiziksel basınç kayıplarının ölçüleceği bir banko geliştirilmiştir. Hava ile yapılan testlerin anlamlılığını ve hedeflerini belirlemek için de 1D AMESIM yazılımında hava akışı için modelleme yapılmıştır. Gemin [7], soğutma çevriminde IHX'in TXV duyargası öncesine taşındığı durumdaki soğutma kapasite ve COP'yi değerlendirdiği tez çalışmasında AMESIM yazılımını kullanmıştır. Fakat analizinde kullandığı 1D modeli, basınç kayıpları özelinde olmadığı için dirsekler, flanşlar gibi geometrik yapılı içermeyen düz boru kabulü ile hazırlamıştır. Komple soğutucu gaz kapalı çevriminin 1D modeli yapıldığı durumlarda, analiz sürelerini kısaltmak için düz boru kabulü yaygın olarak kullanılmaktadır. Çalışmamızda IHX elemanının basınç kayıpları özelinde olduğu için geometrik yapıların tam modellemesi yapılmıştır.

2. METOT

Şekil 5'te fabrika basınçlı hava tesisatını kullanarak, boru içi basınç kayıplarının ölçüldüğü tesisat verilmiştir. Basınç ayar vanası ise 6 bar basınçlı hava 1 bar'a düşürülmektedir. Debi ayar vanası ile akış kontrol edilmekte ve gravite tip akış ölçer ile ölçülmektedir. Akış ölçer 350 l/dak hava akışını (volumetrik) ölçebilmektedir. Akış ölçer sonrasında hat, statik basınç ölçümü için 2 paralel hatta ayrılmaktadır. İlk hattın çıkışana IHX bağlantısı yapılabilecek flanş ve girişinde açma/kapama vanası bulunmaktadır. Paralel hatta ise su manometresine ulaşmaktadır. Manometre 300 mbar'a kadar bağıl basıncı, atmosferik basınçtan farkı ölçmektedir. Su manometresinde okunan değer IHX içindeki toplam basınç kaybını vermektedir. Basınç değerleri seri hat üzerindeki manometreden okunması durumunda dinamik basınç etkisi de ölçülebilir. Test sonuçları ortamdan bağımsızdır, dikkat edilmesi gereken hava tesisatlarındaki kaçaklardır. Test başlangıcından önce IHX girişindeki vana kapatılarak ve basınçlı tesisat üzerinde ses dinlenilerek, sistemde kaçak olmadığı doğrulanmalıdır.



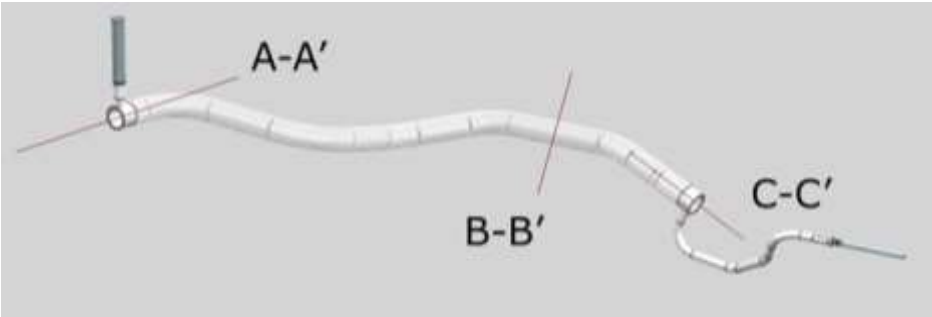
Şekil 5. Hava ile boru içi basınç kayıplarının ölçüldüğü tesisat şeması

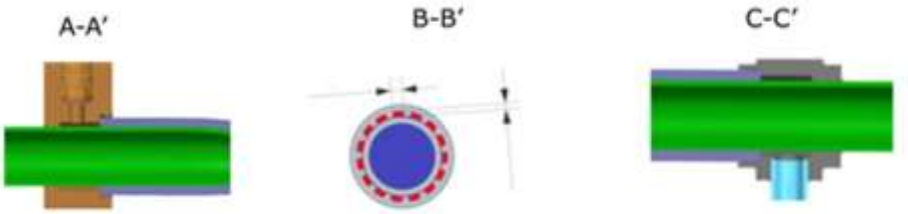
Test debisinin belirlenmesinde Reynold benzerlik ilkesinden faydalanılmıştır. Reynold benzerlik ilkesine göre soğutucu akışkan ile bankoda yapılan testlerde ulaşılan Reynolds değerini sağlayan hava debisi, 1 nolu denklem kullanılarak belirlenmiştir. Çalışmamızda türbülanslı akış koşullarında Re=9000 değeri için 50 lt/dak. hacimsel hava akış debisi giriş şartı olarak seçilmiştir.

$$Re=(u*D_h/\nu)_{R1234yf}=(u*D_h/\nu)_{hava} \quad (1)$$

Şekil. '6 da çalışmamızda değerlendirdiğimiz iç ısı değiştiricisi yüksek basınçlı sıvı hattı kritik kesit ölçüleri verilmiştir. Hat üzerindeki akış soldan sağa 4 bölgede incelenmiştir.

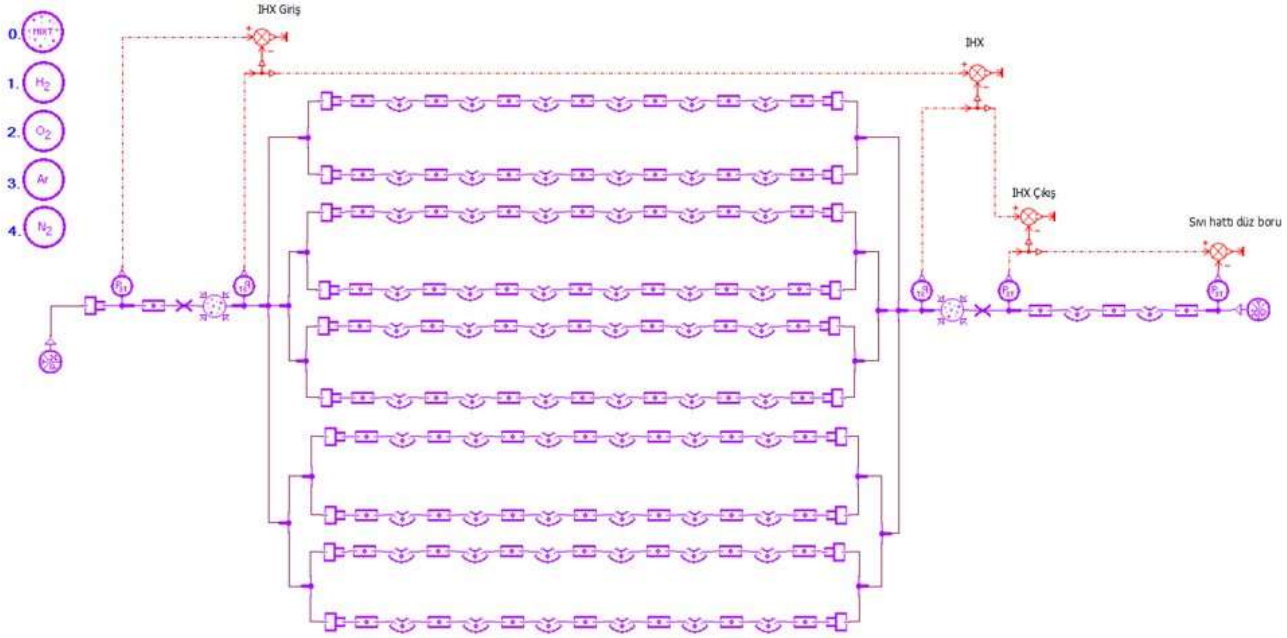
1) A-A' kesitinde belirtilen IHX'e soğutucu akışkan giriş flanşı, düz boru dar kesitten geçerek bir hacim doldurma
2) B-B' kesitinde belirtilen mikro-kanal yapılı boru içi akışı, ani daralma ile giriş ve ani genişleme ile çıkış
3) C-C' kesitinde belirtilen çıkış flanşı, hacimden düz boruya dar bir kesitten geçerek ani genişleme
4) Düz boru akışı





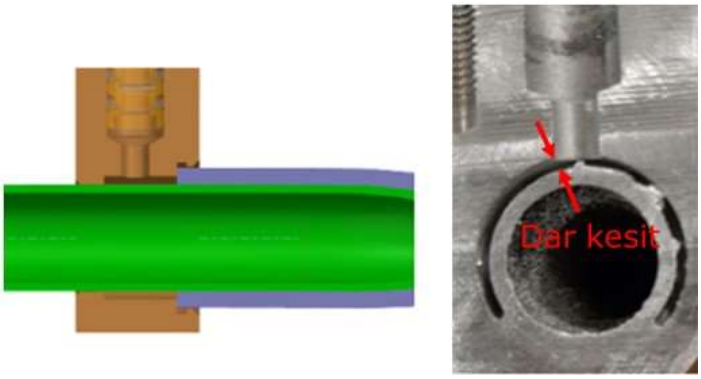
Şekil 6. İç ısı değiştiricisi kritik kesitler

Şekil 7'de akışkan hava olması durumunda yüksek basınç hattının AMESIM yazılımında 1D modeli verilmiştir. AMESIM programında, Pnömatik veya Gaz Karışımı kütüphaneleri kullanılarak modelleme yapılabilir Çalışmamızda, daire veya kare harici farklı kesitler için, hidrolik çap kullanılarak, düz boru akışları modellenebildiğinden Gaz Karışımı kütüphanesi seçilmiştir. Pnömatik kütüphanedeki adyabatik, ısı transferi içermeyen, düz boru modülünde yalnız dairesel kesit için modelleme yapılabilmektedir.



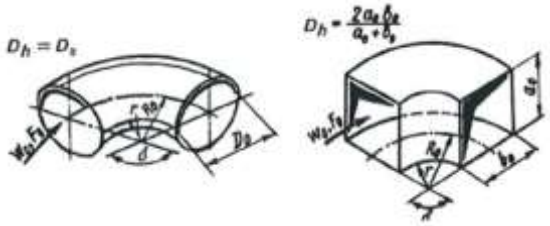
Şekil 7. İç ısı değiştirici AMESIM 1-D modelleme

Düz boru ile flanş arası geçişlerde, ani genişleme veya daralma modülleri yerine, kesit daralması modülü kullanılmıştır. Kullanım nedeni, hacim içerisinden geçen buhar hattının, Şekil 8'deki gibi düz boru girişinde, dar bir kesit oluşturmasıdır. Dar kesit modülündeki basınç kayıplarının ani genişleme veya daralmaya göre daha etkili ve test sonuçları ile daha uyumlu olduğu görülmüştür.



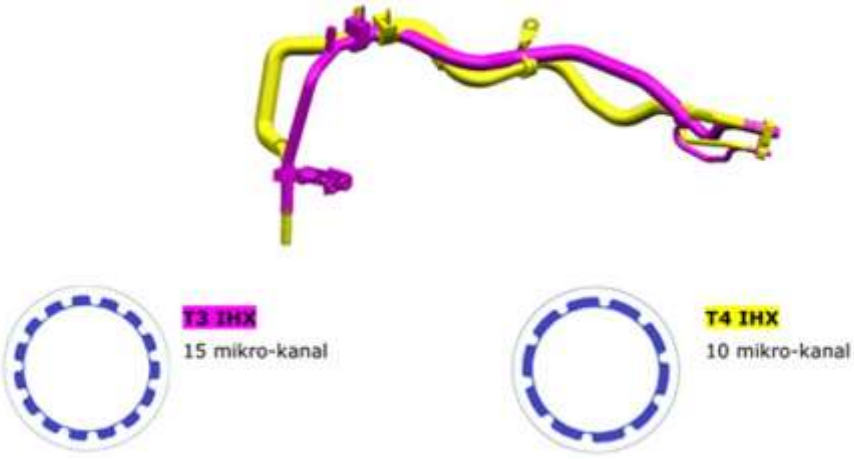
Şekil 8. IHX giriş / çıkış flanşları ile düz boru bağlantıları arasındaki dar kesit arası akış

IHX bölgesinde her bir mikro-kanal ayrı hat olarak modellenmesi gereklidir. Nedeni, Şekil 9'da verildiği gibi, dirsek akış modüllerinde girdi ölçüsü olarak sadece hidrolik çap ve kesitin genişlik/yükseklik oranı girilebilmesidir. Toplam kesit alanına göre tek bir boru olarak modelleme yapıldığında, yüksek Reynolds sayısı nedeni, hatalı sonuçlar alınmaktadır. Çalışmamızda, referans üretim boruları 15 adet mikro-kanal yapılı yeni tedarikçinin boruları da 10 adet mikro-kanal yapısındadır.



Şekil 9. Gaz Karışım modülü dirsek elemanı parametreleri

Çalışmada referans olarak, farklı bir motor seçeneği için farklı bir tedarikçi tarafında devreye alınmış olan iç ısı değiştirişi alınmıştır. Şekil 10'da, T3 IHX referans parça, T4 IHX ise proses optimizasyonu için çalışılan parçanın karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 10. Çalışmada analiz edilen iç ısı değiştirici geometrileri

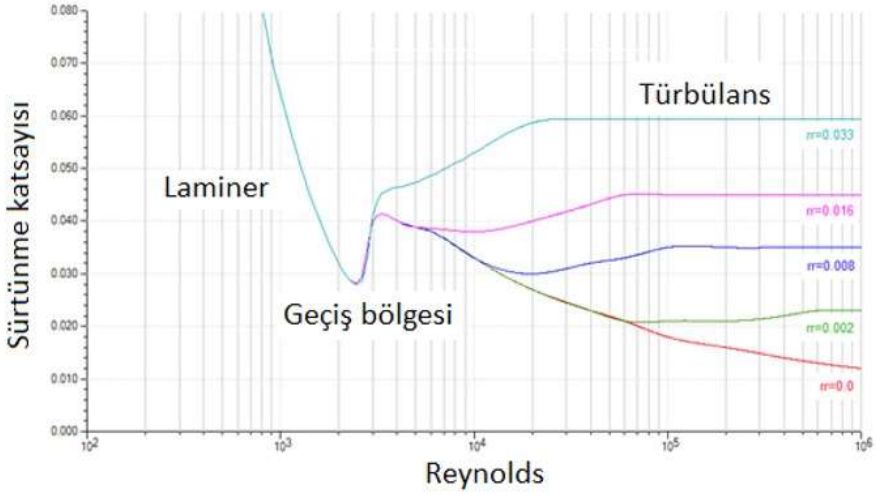
Amesim programı, boru içi akış basınç kayıp hesabında Re < 2500 laminer akış için 2 numaralı denklemi kullanmaktadır.

$$\frac{d(dm1)}{dt} = \frac{A}{L} \cdot \Delta P \pm \frac{32 \cdot \mu \cdot \vartheta \cdot A}{D^2} \quad (2)$$

Re > 2500 türbilanslı akış için 3 numaralı denklemi kullanmaktadır.

$$\frac{d(dm1)}{dt} = \frac{A}{L} \cdot \Delta P \pm \frac{ff \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A}{2\,D} \quad (3)$$

Türbülanslı akış için ff sürtünme katsayısı ise Şekil' 11 de ki gibidir. Grafikteki rr katsayısı bağıl yüzey pürüzlülüğü (yüzey pürüzlülüğü / hidrolik çap) ve alüminyum borular için yüzey pürüzlülüğü 6 µm alınabilir.



Şekil 11. 1D model hesaplarında kullanılan sürtünme katsayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi

3. SONUÇLAR

Mevcut T3 IHX borusunun deneysel test sonuçların 1D analiz sonuçlarına göre, +%30 sapmalı ölçülmüştür. Sapma nedeni hem 1D model sapması hem de üretim borusunun teknik resimden olan sapması sonucundadır. Genel olarak fiziksel ölçüm sonuçları AMESIM 1D hesaplarına göre yüksek çıkmaktadır. Hem 1D hem de deneysel sonuçlara bakılarak toplam basınç kayıplarının %30'ünün IHX girişinde, %40'ının IHX içinde, %15'inin IHX çıkışında, %15'ininde sıvı hat borusu içerisinde gerçekleşmektedir.

Çalışmamızda analiz ettiğimiz T4 iç ısı değiştiricisi, mevcut üretimdeki referans model T3'e göre, daha kısa olması ve akış kesitinin daha büyük olması nedeni ile Eşitlik 2'ye göre, basınç kayıpları bakımından iyileşme beklenmektedir. Teknik resim ölçülerine göre yapılan 1D analizde T4 IHX borusu basınç kayıplarının T3 IHX'e göre ise %17 düştüğü hesaplanmıştır ve basınç kayıp hedef değerleri olarak alınmıştır.

T4 iç ısı değiştiricisi için, üretimden çıkan ilk parçaların test sonuçları belirlenen teknik hedef değerinden 3 kay yüksek çıkmıştır. Deneysel sonuçlar özellikle çıkış flanşında basınç kayıplarının yüksek olduğunu göstermektedir. 1D analiz sonuçlarında bu bölge için beklenen basınç kayıplarının 10 katı basınç kaybı ölçülmüştür. Parça kesilerek analiz edildiğinde, Şekil'12 deki gibi, akış flanştan düz boruya geçişte, 3 mm'ye kadar düşen bir ani kesit daralması görülmüştür. Proseste iyileşme istenerek 2. Seviye off tool parçada tekrar değerlendirilmiş ve T3 seviyesine ulaştığı doğrulanmıştır.

IHX boru iç akışında ise 10 mikro-kanal yapılı çözümün %30 daha basınç kayıplarını iyileştirici yönde olduğu görülmüştür.



Şekil 12. Flanş kesit daralması

Çalışmamızın çıktısı, erken fazda basınç ölçümü yapabileceğimiz bankonun geliştirilmesi ve bu banko ile yapılan proses iyileştirmeleri ile, soğutucu gaz ile yapılan banko testlerinin olumlu sonuçlanmasıdır. Yeni geliştirdiğimiz test ürün geliştirme sürecine entegre edilmiştir. Çalışmanın bir diğer önemli çıktısı da AMESIM 1D yazılımında hedeflerin belirlenebilmesi için, en uygun kütüphanenin Gaz Karışımı modülü olduğu ve fiziksel sonuçlara göre %20-%30 sapma ile çalıştığı da belirlenmiştir.

KAYNAKÇA

[1] Xiang, L., Cao, X., Xi, Z. (2005) "A theoretical investigation on the performance of refrigeration system with liquid-suction heat exchangers", Refrigeration and Air-conditioning, 4, pp. 38-42.

[2] Huguang, L., Lin, T., Ming, X., Wangrui, W., Meng, Z., Long, W. (2017) "Study on energy saving effect of IHX on vehicle air conditioning system" Earth and Environmental Science 121.

[3] Akyol, Ş.M. (2020) " Taşit Klima Sistemine İç Isi Değiştirici İlavesinin Ve Termostatik Valve Seçiminin Soğutma Performans Etkisinin İncelenmesi" , 3rd The International Conference on Materials Science, Mechanical and Automotive Engineerings and Technology, 24-26 June 2020, Nevşehir, pp 227-230

[4] Seybold, S., Hill, W., Robin, J. J. (2011) "Internal Heat Exchanger System Integration for R1234yf Refrigerant", SAE International Paper No. 2011-01-0128.

[5] Mastrullo, R., Mauro, A.W., Tino, S., Vanoli, G.P. (2007) "A chart predicting possible advantage of adopting a suction/liquid heat exchanger in refrigerating system" Applied Thermal Engineering, 27, 14-15, pp. 2443-2448

[6] Yu-Lin, C. (2014) "Role of Internal Heat Exchanger In Air Conditioning Systems", University of Illinois at Urbana-Champaign, in Mechanical Engineering Department, Master of Science Thesis

[7] Gemin, S. (2014) "Transient and steady-state Mobile Air Conditioning operation with the Inclusion of and Internal Heat Exchanger" University of Windsor, Department of Mechanical, Automotive, and Materials Engineering, Degree of Master of Applied Science Thesis

MISALIGNED ADAPTATION TOOL DEVELOPMENT FOR A DYNAMIC TEST BENCH

Aysun Aydoğdu, Tahsin Kahraman

VALEO Otomotiv Sistemleri End. A.Ş.
Demirtaş Organize Sanayi Bölgesi , Yeni Yalova Yolu Caddesi , No:614 16245 Osmangazi, BURSA
Aysun Aydoğdu, aysun.aydogdu@valeo.com
Tahsin Kahraman, tahsin.kahraman@valeo.com

ABSTRACT

As a high level of supplier having wide range of OEM customers, Valeo need to find solutions to fullfill customer requirements.
One of OEM customers required addition of high level of misalignment to the existing dynamic test bench of Valeo. This was needed to have the reproduction of failure related to the misalignment.
The Valeo dynamic test bench is a bench that gives torsional movement under rotation simulating the vehicle conditions. Unlike the vehicle, bench crank and GB shafts are operated from the same direction and well aligned on the bench with bearings.
The existing test bench was not fullfill the misalignment requirement and a new test bench was an extremely expensive solution. A smart design was performed to fullfill customer requirement on existing test bench by developing systems preventing the bench damage from radial loads due to misalignment.
This study explains the developed systems on this smart design to prevent the existing bench damage.

Keywords: Misalignment on test bench, adaptation tool, prevent the bench from damage

1. EXISTING ADAPTATION TOOL

1.1. Adaptation tool to assemble the test part to the bench

The torsional movement is given by the angle between inner group (bench internal shaft + FFW extended tool +FFW) and the outer group (bench external shaft + outer house + cover + shaft extended + torsional shaft). All the parts rotate also at vehicle rpm.

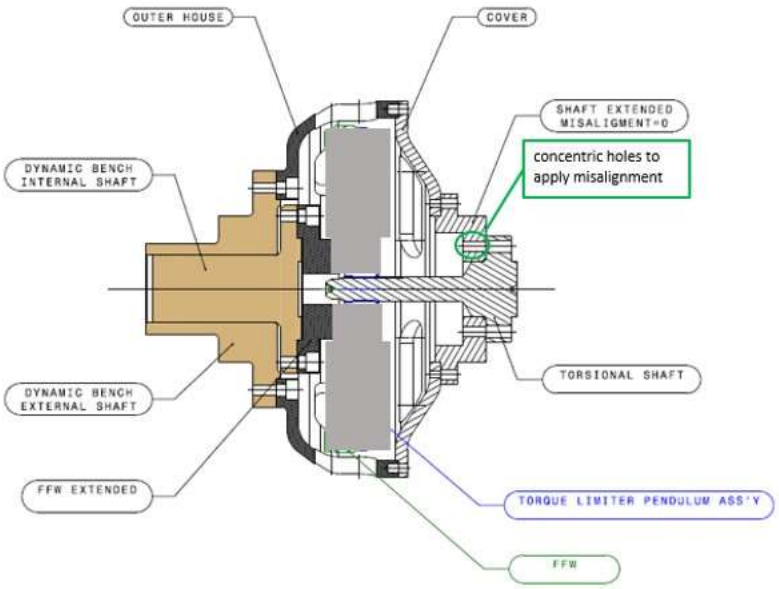


Figure 1. Adaptation tool before the development

1.2. Misalignment addition to the system

The misalignment applied by adding 1.0/1.5/2.0 mm concentricity to the holes on the part 'shaft extended'. In this way, the torsional shaft axis misaligned from the dynamic bench internal shaft.

The radial loads due to misalignment cause damage at bench internal and external shafts and at their bearings.

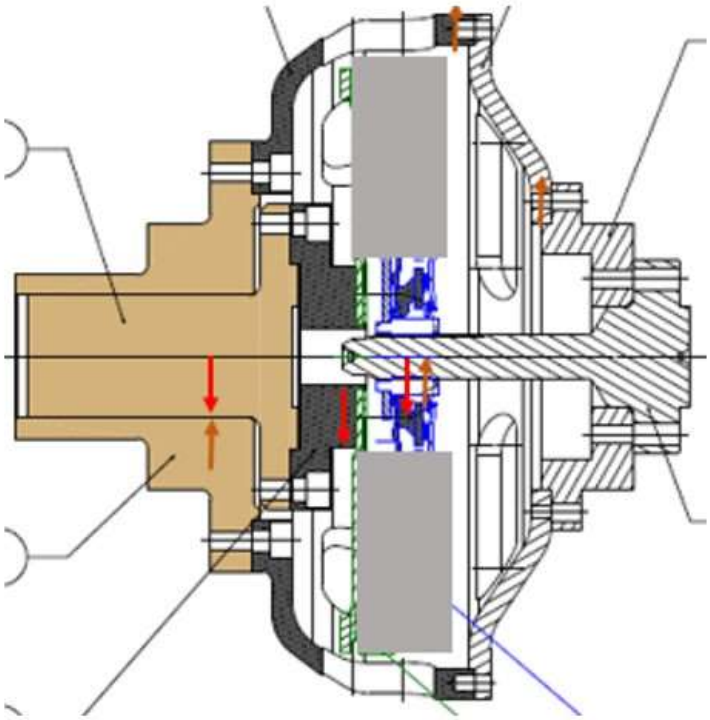


Figure 2. Radial loads due to misalignment

2. IMPROVEMENTS

The full functional system analyzed in terms of loading, weight, COG, balance and burst and developed. Dimensional adjustments done to be able to answer several applications.

2.1. Bearing addition to the adaptation system

The bearing adapted to support inner rotating group and the outer rotating group against bending and the radial loads. Bearing type chosen as XV70 Crossed roller bearing having two inner rings and resistant to both radial and axial loads (part no 14).

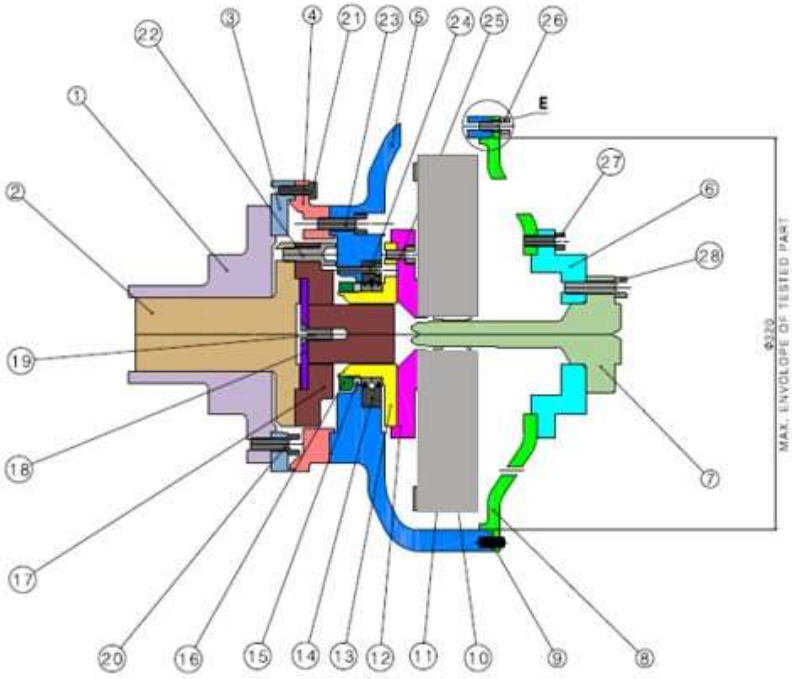


Figure 3. Bearing (part no 14) addition to the system

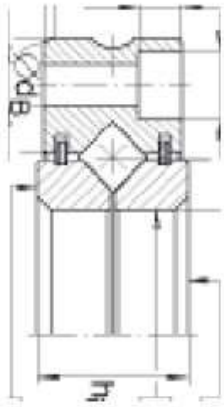


Figure 4. XV70 bearing

2.2. Hub-shaft clearance added between outer rotating group and the inner rotating group

The bearing itself was not sufficient as the bending will be transferred to the bench inner shaft and outer shaft. In addition, the bearing life would be short due to bending caused by misalignment. For that reason, hub-shaft clearance (part no 13 & 17) added between outer rotating group and the inner rotating group to prevent the bending transferred to the bench inner and outer shaft. Hub-shaft clearance designed as T spline to be used for higher torques in the future.

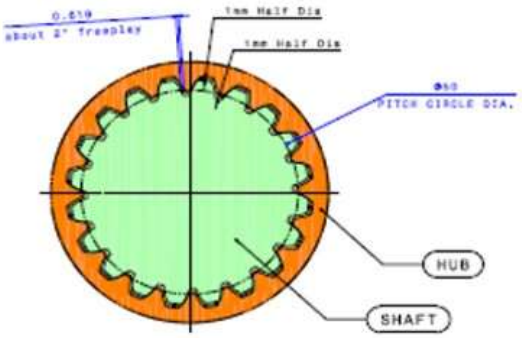


Figure 5. T spline hub-shaft clearance

2.3. Weight reduction and center of gravity adjustment of the system

The components have modified to reduce the weight of the adaptation to the bench supplier permitted value. The more the weight, the more the bending at the bench inner and outer shafts due to moment of inertia.

The components have modified as the Center of Gravity of the system brought closer to the bench. The longer the COG, the more the bending at the bench inner and outer shafts due to moment of inertia.

2.4. Dimensional Adjustments

The outer house dimension is increased to be able to use for higher diameter test parts for other OEM customers (part no 5).

The crank- shaft adaptation spacer (part no 12) is added to allow assembling different products.

Conical edges are added for easy mounting after the system misaligned – Detail E

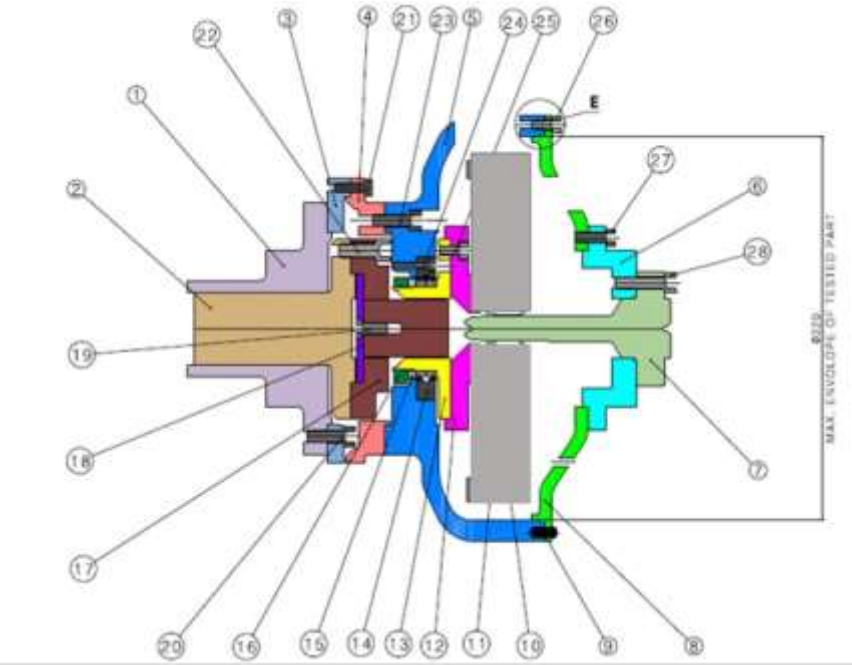


Figure 6. Developed adaptation system with dimensional adjustments

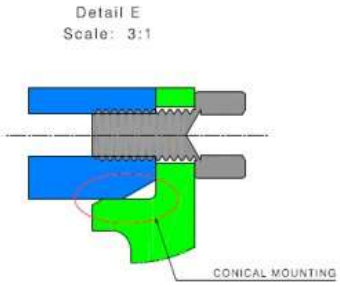


Figure 7. Detail E – Conical edge for easy mounting after the misalignment

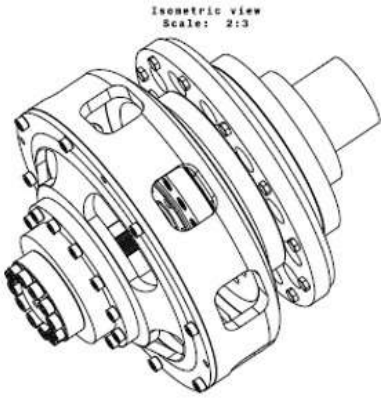


Figure 8. Isometric view of the system

2.5. Easy balance system

The misalignment creates unbalance at the system. As the system rotates at 6000 rpm, the balance is very important. The system designed so that the balance can done at the VALEO balance machine after the system assembled and the balanced assembly can be mount easily to the bench.

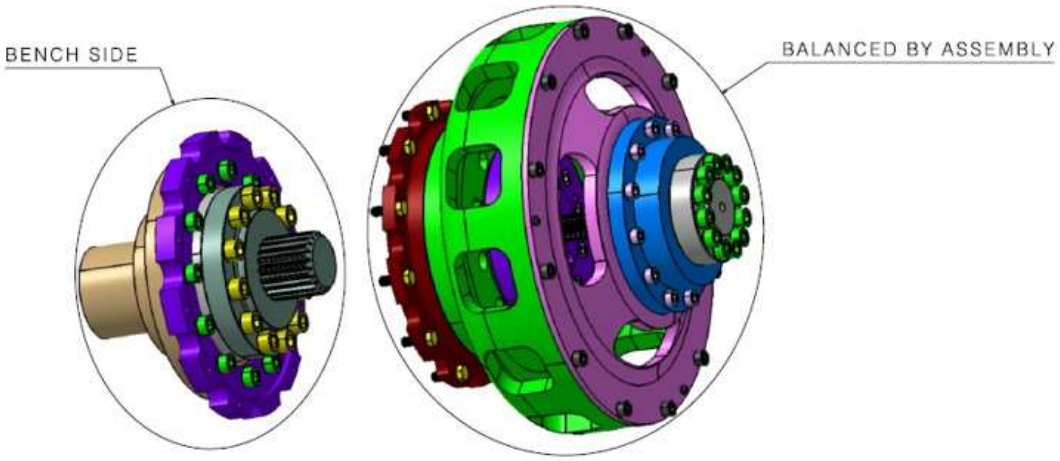


Figure 9. Easy balance system

2.6. FEA to guarantee no burst

The FEA done to guarantee that the system do not burst at 6000 rpm. Outer house (part n°5) holes modified according to FEA team proposal to improve system burst resistance.

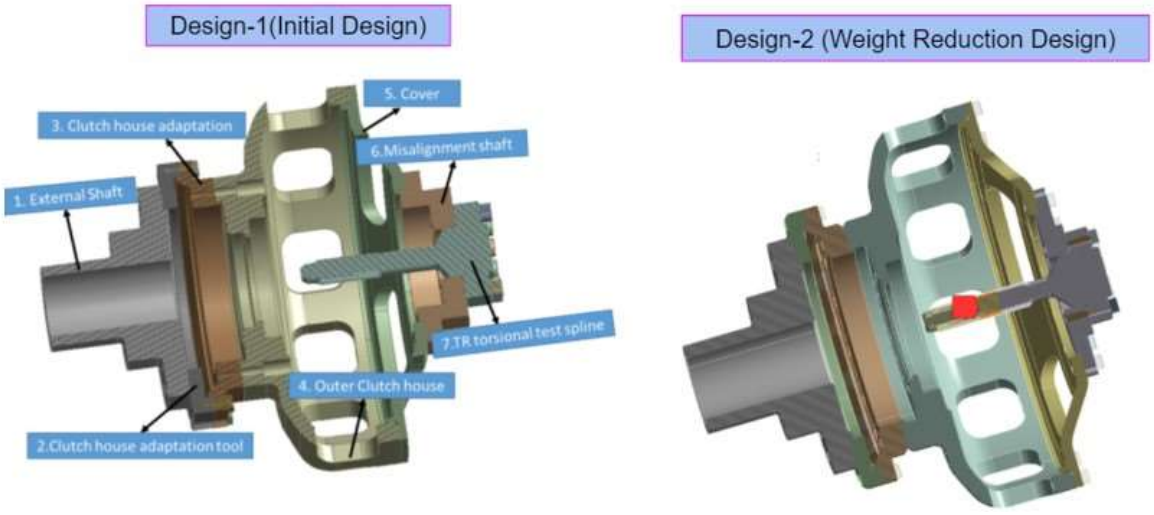


Figure 10. FEA to guarantee no burst

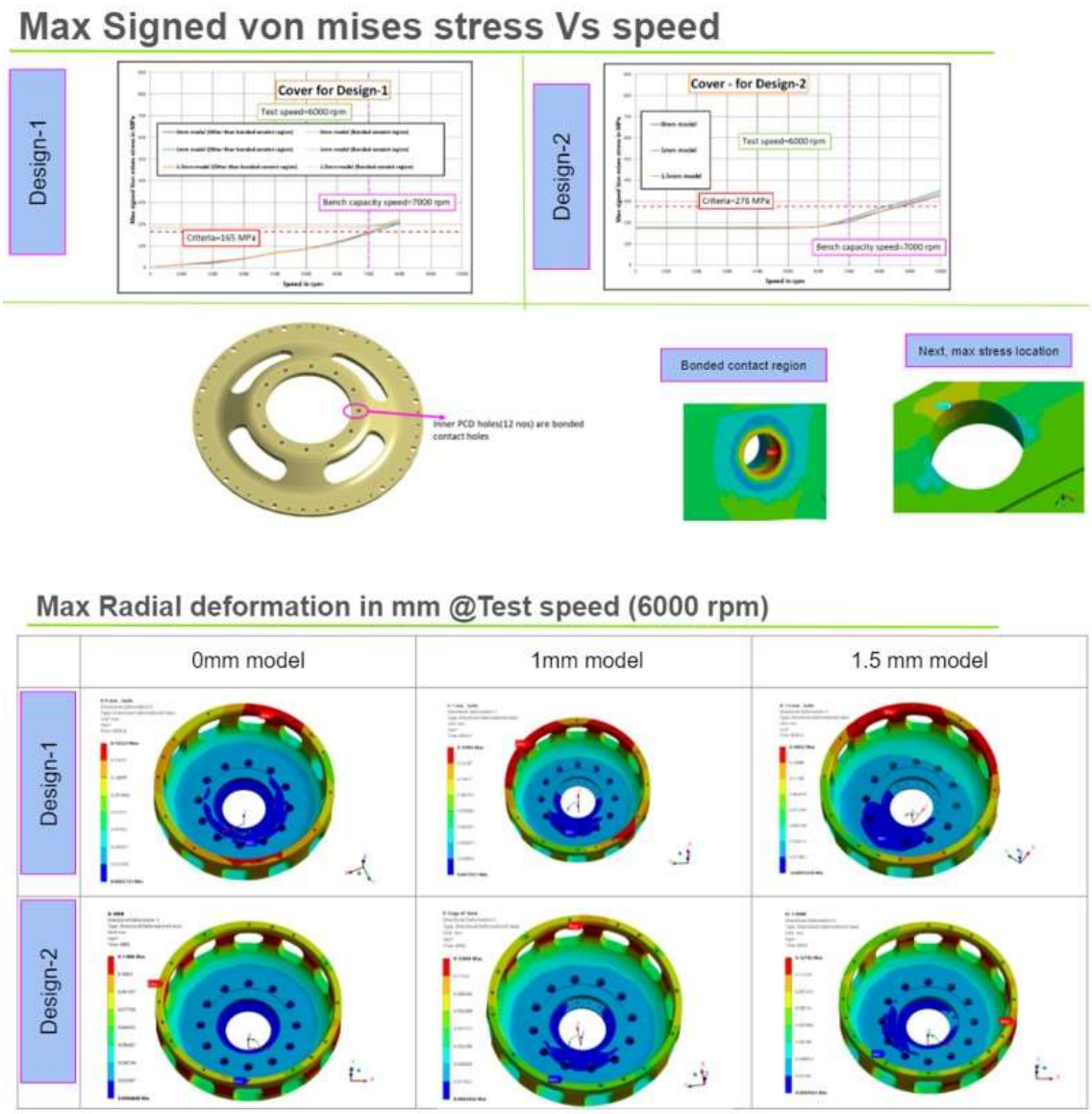


Figure 11. FEA results for components

Components	Mis-alignment value	SSEQV for Design-1 @ 6000 rpm	SSEQV for Design-2 @ 6000 rpm	Criteria in MPa for Design-1	Criteria in MPa for Design-2
Clutch house adaptation	0mm	155	113	621 (40CrNiMo7)	276 (6061-T6-Aluminium)
	1mm	162	114		
	1.5mm	164	114		
Outer clutch house	0mm	197	176	165 (AlMg1)	
	1mm	197	176		
	1.5mm	197	173		
Cover	0mm	199	180		
	1mm	197	181		
	1.3mm	197	182		
Mis-alignment shaft	0mm	159	151	415 (1140 steel)	
	1mm	165	155		
	1.3mm	163	162		
TR Test spline shaft	0mm	104	98	980 (18NiCrMo5)	980 (18NiCrMo5)
	1mm	101	111		
	1.3mm	102	111		

Table 1. FEA values in MPa for components

Design suggestion after FEA applied to the part outer house:

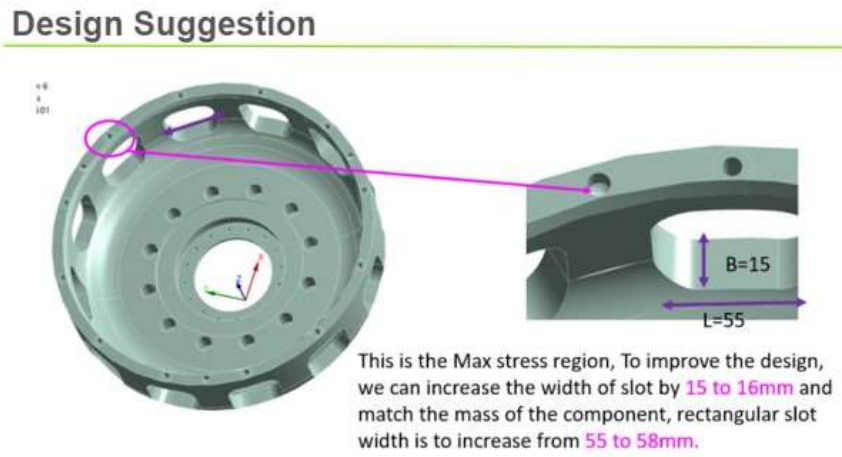


Figure 12. FEA team design proposal

The below result is presented for 6000rpm.

Component	SSEQV for Design-2	SSEQV for Improved design	Criteria in Mpa
Clutch house adaptation	113	114	276
Outer clutch house	176	153	
Cover	180	179	
Misalignment shaft	151	152	
TR Torsional test soline	98	99	980
Burst speed in rpm	7500	8150	
Note: Early Bursted component is Outer clutch house for both the design.			

Table 2. FEA values in MPa after the design proposal

3. CONCLUSIONS

The customer expectation was met by without launching a new test bench investment. The smart design worked with limited investment. The durability test done successfully at 6000 rpm with high misalignment at vehicle torque without any burst and without any damage to the test bench.

Different size products of other customers can be tested also with this developed adaptation.

ACKNOWLEDGEMENTS

I would like to thank my colleagues and VALEO experts Mr. Patrick Le-Moal and Mr. Elie Geffroy for their expert advices and for their supports in this development.

REFERENCES

[1] ASME Y14.5-2009, Dimensioning and Tolerancing, Engineering Drawing and Related Documentation Practices, The American Society of Mechanical Engineering, 207 pages.

BENZİNLİ BİR BİNEK ARACIN GERÇEK SÜRÜŞ EMİSYONLARININ VE ŞEHİR MERKEZLERİNDEKİ ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Fevzi Buğra Aksop

Tofaş Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., ARGE / Güç Sistemleri Müdürlüğü, Bursa, Türkiye

bugra.aksop@tofas.com.tr

ÖZET

Taşıt kaynaklı egzoz gazı emisyonları; hava kirliliğini ve iklim değişikliğini, dolayısıyla insan sağlığını olumsuz etkileyen en önemli faktörlerden biridir. Gün geçtikçe sınırlayıcı hale gelen emisyon kurallarının yanı sıra birçok ülke yüksek emisyonlu taşıtların şehir içlerinde dolaşımını kısıtlamış, şehir merkezlerine girebilecek taşıtlar için çeşitli kurallar koymuştur. Bu gelişmeler sonucunda taşıtların emisyon salınımlarının iyileştirilmesi ve bu emisyonların doğru bir şekilde ölçülmesi de otomotiv sektöründeki önemli konulardan birisidir. Taşıtların gerçek sürüş şartlarındaki emisyonlarının ölçüldüğü ve son yıllarda kullanımı gün geçtikçe artan Gerçek Sürüş Emisyonları (RDE) testi; şehir içi, şehir dışı ve otoban olmak üzere bir taşıtın potansiyel kullanım durumlarının çoğunu temsil eden çevrimlerden oluşur. Bu çalışmada, benzinli binek bir taşıtın gerçek sürüş emisyonlarını ve nüfusun yoğunlukta olduğu şehir merkezlerindeki emisyonlarının etkisini incelemek amacıyla seçilen referans taşıt ile bir dizi RDE testi gerçekleştirilmiş ve egzoz gazı emisyonları gerçek sürüş koşullarında ölçülmüştür. Test sonuçları, şehir içi egzoz gazı emisyonları odağında değerlendirilmiş ve sonuçlar karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

Anahtar kelimeler: Emisyon, gerçek sürüş emisyonları, RDE, şehir içi

STUDY OF REAL DRIVING EMISSIONS OF A GASOLINE PASSENGER VEHICLE AND ITS EFFECT IN CITY CENTERS

ABSTRACT

Exhaust gas emissions originating from road vehicles; one of the most important factors that negatively affect air pollution and climate change, and therefore human health. In addition to the emission rules, which are becoming more and more restrictive day by day, many countries have restricted the circulation of high-emission vehicles in cities and have set various rules for vehicles that can enter city centers. As a result of these developments, improving the emissions of vehicles and measuring these emissions accurately is one of the important issues in the automotive sector. The Real Driving Emissions (RDE) test, in which the emissions of vehicles are measured in real driving conditions and the use of which has increased in recent years; consists of cycles that represent most of the potential use cases of a vehicle: urban, extra-urban and highway. In this study, a series of RDE tests were carried out with the selected reference vehicle in order to examine the actual driving emissions of a gasoline passenger vehicle and the effects of emissions in densely populated city centers and exhaust gas emissions were measured under real driving conditions. The test results were evaluated on the focus of urban exhaust gas emissions and the results were examined comparatively.

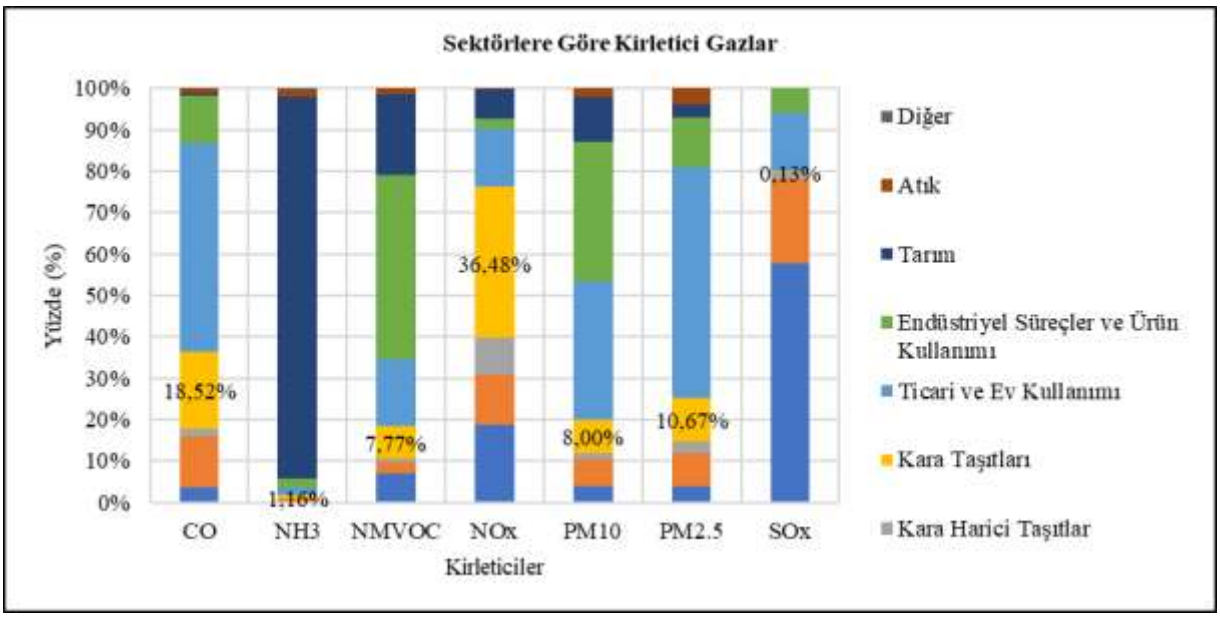
Keywords: Emission, real driving emissions, RDE, urban

1. GİRİŞ

İnsan sağlığı, covid-19 virüsünün hayatımıza girmesiyle bir kez daha önemi anlaşılan ve insanlığın üzerinde durması gereken bir konu olarak karşımıza çıkmıştır. Pandemi süreci ile birlikte devletler, sağlık kuruluşları, sivil toplum örgütleri gibi toplumun bütün kesimleri daha sağlıklı bir yaşam için insan sağlını tehdit eden koşullar karşısında önlemler almaya başlamış, geçmişte aldığı önlemleri de daha agresif bir şekilde uygulamayı sürdürmüştür.

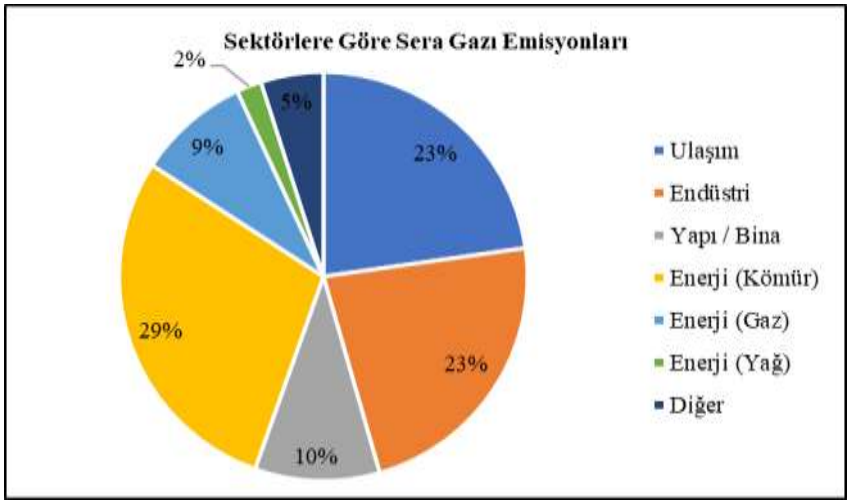
İnsan sağlını etkileyen en önemli konuların başında hava kirliliği gelmektedir. Hava kirliliği doğal nedenlerden meydana gelebileceği gibi sanayileşme, ulaşım, ısınma ve enerji üretimi gibi insan aktivitelerinden de meydana gelebilir. Ayrıca, nüfus artışı, artan şehirleşme ve sanayileşme hava kirliliğini beraberinde getirir. Hava kirliliğini oluşturan kirleticilerin başında; sülfür dioksit (SO_2), nitrojen oksitler (NO_x), ozon (O_3), karbon monoksit (CO) ve

partiküller (PN/PM) gelir. Bu kirleticilerin oluşumunda da fosil yakıtların kullanıldığı ulaşım sektörü başı çekmektedir. Fosil yakıtların yanması ve sonrasında neden oldukları egzoz emisyonları hava kirliliğini arttırarak insan sağlığını tehdit etmektedir. Dünya Sağlık Örgütü (DSÖ) verilerine göre 10 insandan 9'u yüksek seviyede kirletici içeren havayı solumaktadır. İç ortam ve dış ortam hava kirliliği, her yıl yaklaşık 7 milyon erken ölüme neden olmaktadır. Dünya'daki ölümlerin; kalp rahatsızlığından kaynaklıların %24'üne, felç kaynaklıların %25'ine, kronik akciğer kaynaklıların %43'üne ve akciğer kanseri kaynaklıların %29'una hava kirliliği neden olmaktadır (URL1).



Figür 1. Sektörlere göre kirletici gazlar (URL2)

İklim değişikliği de insan sağlığını etkileyen bir diğer önemli konudur. Karbon dioksit (CO_2), metan (CH_4) gibi sera gazı salınımları doğrudan insan sağlığına zarar vermese de sera etkisi ile iklim değişikliğine neden olmaktadır. Salınan sera gazlarının yaklaşık %50'si atmosferde birikerek konsantrasyonun artmasına ve sonucunda Güneş'ten gelen radyasyonun atmosferde birikerek atmosferin sıcaklığının artmasına neden olmaktadır (Soruşbay, b.t.). Sera gazı emisyonları da hava kirliliği ile benzer kaynaklardan ortaya çıkar. Bu nedenle ulaşım sektörü, sera gazı emisyonlarının artmasında da önemli bir kaynaktır.



Figür 2. Sektörlere göre sera gazı emisyonları (International Energy Agency, 2021)

Hava kirliliğinin azaltılmasına yönelik alınan önlemler iklim değişikliğinin önlenmesine belli bir seviyede katkı sağlasa da Avrupa Çevre Ajansı'nın verilerine göre sera gazı emisyonlarını azaltmayı hedefleyen iklim politikaları, hava kirliliğine neden olan emisyonların artmasına neden olmaktadır (European Environment Agency, 2019). Bu noktada, hava kirliliği ve iklim değişikliği gibi insan sağlığını etkileyen konular için uygulanacak entegre çözümler önem kazanmaktadır.

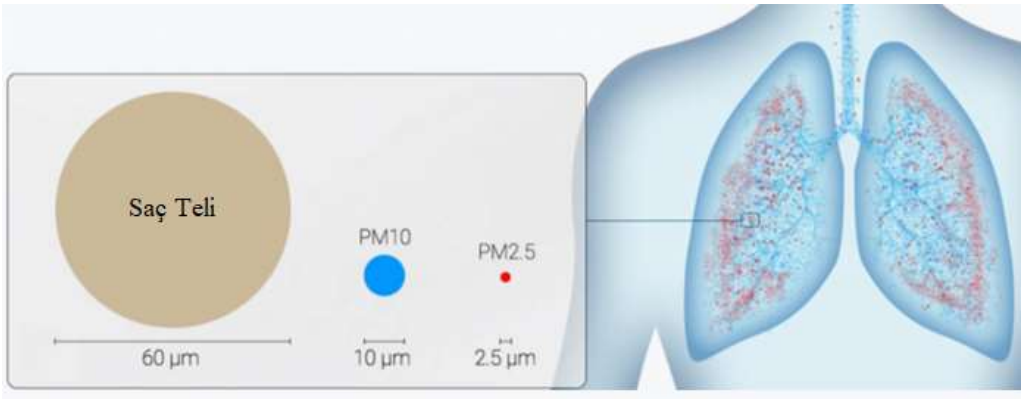
2. TAŞIT KAYNAKLI EMİSYONLAR

Kara taşıtlarındaki emisyonlar 3 alt kategoride incelenebilir. Büyük çoğunluğu oluşturan egzoz emisyonları; yakıtın yanması sonucu ortaya çıkar ve egzoz ile dışarı atılır. Evaporatif emisyonlar taşıtın yakıt sistemindeki buharlaşma sonucu salınan emisyonlardır. Aşınma emisyonları ise başta fren ve lastik olmak üzere taşıttaki mekanik aşınmaların neden olduğu emisyonlardır (European Environment Agency, 2016).

2.1. Taşıt Kaynaklı Egzoz Emisyonları

İçten yanmalı motorda yakıtın yanması sonucu ortaya çıkan zararlı gazların havaya salınması olarak tanımlanan egzoz emisyonları, taşıt kaynaklı emisyonlarının büyük çoğunluğunu oluşturur. Başta CO, CO_2, NO_X, HC ve PM/PN olmak üzere emisyon gazları, taşıtın sahip olduğu motora ve ilgili teknolojiye bağlı olarak farklı oranlarda doğaya salınırlar. Motordaki yanma reaksiyonunun ideal koşullarda açığa çıkan yanma ürünlerinden CO_2 emisyonları güncel emisyon standartları ile araç filoları kapsamında sınırlandırılır. ideal şartların sağlanamaması ve yanmanın tam olmaması sonucunda, yanma işlemi sonrası yan ürün olarak açığa çıkan CO, NO_X, HC ve PN emisyonları ise tekil olarak taşıt özelinde sınırlandırılırlar. Birbirleri ile kıyaslandığında benzinli araçlarda CO, CO_2 ve HC emisyonları, dizel araçlarda ise NO_X ve PN emisyonları daha yüksek oranlarda salınır. Bu emisyonların insan sağlığına ve çevreye çeşitli zararları söz konusudur.

- **Karbon dioksit (CO_2):** Doğrudan insan ve çevre için zararlı etkilere sahip olmasa da atmosferde birikerek sera etkisine neden olur. Sera etkisinin atmosfer sıcaklığı artışı ve iklim değişikliği gibi önemli sonuçları söz konusudur.
- **Karbon monoksit (CO):** Kandaki hemoglobine bağlanması yeteneği oksijenden fazla olduğundan, CO soluyan bir kişinin vücut hücreleri zamanla oksijen alamaz ve zehirlenme ve boğulmaya neden olur.
- **Azot oksitler (NO_X):** CO gibi kandaki hemoglobin ile birleşmesinin yanı sıra en önemli etkisi ciğerde nemle birleşerek nitrik asit (HNO_3) oluşturmalarıdır. Zamanla birikmesiyle solunum hastalıklarına yol açar.
- **Hidrokarbon (HC):** Solunum sistemi hastalıklarına ve kansere neden olmaktadır.
- **Partiküller (PM/PN):** Başta akciğer kanseri olmak üzere 1. derecede kanserojen etkiye sahiptir. PM10 (10 mikrometre çapında ve altındaki partiküller) akciğerlere kadar taşınıp solunum yolları hastalıklarına neden olurken, PM2,5 (2,5 mikrometre çapında ve altındaki partiküller) kan yoluyla bütün vücutta taşınabilir ve kalp hastalıklarına neden olabilirler.



Figür 3. Partikül emisyonlarının insan sağlığına etkileri

2.2. Şehir Merkezlerindeki Egzoz Emisyonları

Kara taşıtları, çalışma koşullarına göre farklı miktarda emisyon salınımlarına neden olurlar. İçten yanmalı motorlar, motora ilk hareketini vermek için gereken silindir içindeki yanma reaksiyonlarını başlatmak amacıyla fazla miktarda yakıt ile çalıştırılırlar. Motorun ideal çalışma rejimine gelene kadar geçen ve soğuk çalıştırma olarak tanımlanan bu periyotta motor normalden fazla miktarda emisyon açığa çıkarır. Benzer şekilde taşıtın trafikte, değişken hızlar ile hatta kimi zaman dur-kalk şeklinde hareket ediyor olması sürekli hareket haline göre daha fazla emisyon açığa çıkaran durumlardan biridir. Bu gibi fazla emisyon salınıma neden olan çalışma koşulları daha çok şehir içi ya da şehir merkezi olarak tanımlanan; insanların taşıtlarını genel olarak kısa mesafelerde kullandığı, trafiğin şehir dışı yerlere göre fazla olduğu, taşıtların park ve hareket hallerinin daha çok değişkenlik gösterdiği durumlarda karşılaşılır (Hooftman, Messagie, Van Mierlo ve Coosemans, 2018).

Tablo 1: Avrupa (EU-28) şehir merkezlerindeki hava kirliliği (Ortiz, 2020)

	PM10	PM2,5	O_3	NO_2	SO_2
Avrupa'daki (EU-28) şehir merkezlerinde AB standartlarının üzerinde hava kirliliğine maruz kalan insan popülasyonu	%15	%4	%34	%4	%<1
Avrupa'daki (EU-28) şehir merkezlerinde DSÖ standartlarının üzerinde hava kirliliğine maruz kalan insan popülasyonu	%48	%74	%99	%4	%19

Sayılar ülkelere göre farklılık gösterse de özellikle büyük şehirlerde yaşayan insan popülasyonu ile kara taşıtı sayısı doğru orantılıdır. Taşıt sayısının artması ile artan taşıt kaynaklı emisyonlar, insanların yaşamlarının büyük çoğunluğunu geçirdiği şehir merkezlerini daha da tehlikeli hale getirmektedir. Bu durum birçok devletin ve kuruluşun bu konuda önlem alması gerekliliğini doğurmuştur. Başta Avrupa ve Amerika'daki bazı büyük şehirler olmak üzere, devletler şehir merkezlerine giren içten yanmalı motora sahip taşıtlara çeşitli sınırlandırmalar getirmiştir. Bu kapsamda Düşük Emisyon Bölgeleri oluşturulmuş, belirli emisyon seviyesinin altındaki taşıtların bu bölgelere girişleri kısıtlanmış, bazılarının ise tamamen yasaklanmıştır. Bu kapsamda, taşıtların gerçek sürüş şartlarındaki emisyon seviyelerinin belirlenmesi ve doğrulanması gün geçtikçe önemli hale gelmiştir (Amundsen ve Sundvor, 2018).

2.3. Emisyon Standartları

Taşıt kaynaklı emisyonlar, zararlı etkileri nedeniyle emisyon standartları ile kontrol altında tutulmaya çalışılmaktadır. Emisyon standartların önemli bir parçası olan emisyon testleri; taşıtların yaşam döngülerinin geliştirme, tip onay, üretim doğrulama ve hizmet içi kullanım gibi farklı aşamalarında uygulanan testlerdir. Geliştirme fazındaki testler taşıt üreticisinin inisiyatifinde olup, güncel emisyon kurallarına uygun araç üretmek amacıyla yapılır. Tip onay aşamasından itibaren yapılan çoğu test regülasyonlar tarafından belirlenen ve onay merciiler tarafından denetlenen testlerdir. Tip onay belgesi alınıp üretimine başlanan taşıt, üretim aşamasında ve hizmet içi kullanıma başladıktan sonra da farklı kontrollere tabiidir. Bu kontrollerde gerçekleştirilen testler emisyon regülasyonları tarafından belirlenir.



Figür 4. Binek bir taşıtın yaşam döngüsündeki emisyon süreç ve testleri

Günümüzde otomotiv sektöründe birden fazla emisyon standardı bulunsa da temel olarak hepsi Avrupa, Amerika gibi belli başlı standartları temel alır. Ülkeler kendi emisyon standartlarını uygulayabilecekleri gibi farklı standartları da kabul edip uygulayabilirler. Türkiye'nin de kabul ettiği Avrupa emisyon standardı, Avrupa Birliği (AB) ve Avrupa Ekonomik Alanı (AEA) üyesi ülkelerde satılan taşıtların emisyon konusundaki kurallarını, "Euro" standartları adı altında tanımlamaktadır. Avrupa standardı emisyon limitleri, hafif yolcu taşıtları için Euro 1 emisyon seviyesi ile birlikte 1992 yılında hayata geçirilmiştir. İlerleyen yıllarda gelişen teknolojiye ve artan hava kirliliğine bağlı olarak limitler giderek azalmış ve taşıtlardan daha az emisyon salınımları hedeflenmiştir.

Güncel Euro 6 emisyon seviyesi, farklı alt seviyeler sahiptir. Bu seviyeler aynı emisyon limitlerine sahip olsa da her birinin uyması gereken farklı prosedürleri vardır. Şasi dinamometresinde gerçekleştirilen Tip 1 Egzoz Emisyonu Testi'nde Euro 6C ile birlikte Yeni Avrupa Sürüş Döngüsü'nden (NEDC) Dünya Genelinde Uyumlaştırılmış Hafif Hizmet Taşıtları Test Döngüsü'ne (WLTC) geçilirken, Euro 6D-Temp ile beraber Gerçek Sürüş Emisyonları (RDE) testi de uygulanmaya başlamıştır. Euro 6D-Final ile beraber ise NO_X gazının Uygunluk Faktörü (CF) 2,10'den 1,43'e düşmüştür (Commission Regulation 2017/1151, 2017).

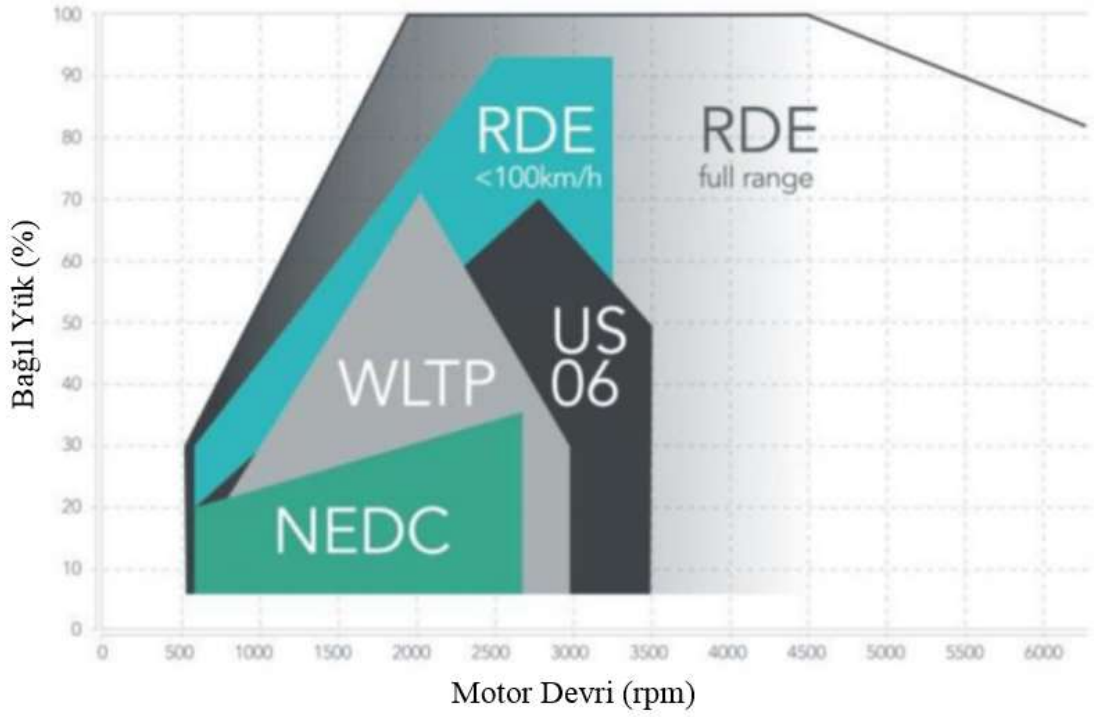
Tablo 2. Euro 6 alt emisyon seviyeleri

	Euro 6B	**Euro 6C**	**Euro 6D-Temp**	**Euro 6D-Final**
Emisyon Limiti	A (1)	A (1)	A (1)	A (1)
Tip 1: Egzoz Emisyon Testi Çevrimi	NEDC	WLTC	WLTC	WLTC

Tip 1A: Gerçek Sürüş Emisyonları (RDE) Testi	Yok	Yok	Var	Var
CF NO_X (2)	-	-	2,10	1,43
CF PN (3)	-	-	1,50	1,50
(1): Bütün emisyon seviyelerinin aynı limitlere tabi olduğunu ifade etmek amacıyla kullanılmıştır. *(2): RDE testindeki NO_X emisyonu uygunluk faktörü* *(3): RDE testindeki PN emisyonu uygunluk faktörü*				

2.4. Gerçek Sürüş Emisyonları (RDE) Testi

Euro 6D-Temp emisyon seviyesi ile hayatımıza giren RDE testi, diğer emisyon testlerinden farklı olarak yolda, gerçek sürüş şartlarında, taşıtın gerçekte saldığı emisyonları ölçtüğü için gün geçtikçe önemi artan bir testtir. Başta şasi dinamometresinde gerçekleştirilen Tip 1 Egzoz Emisyonu Testi olmak üzere laboratuvardaki emisyon testleri, standart kapalı bir ortamda gerçekleştirilir ve sabit hız-zaman profilleri kullanılarak taşıtların emisyonları ölçülür. RDE testinde ise, gerçek yol şartlarında sabit hız-zaman profilleri tekrar edilemeyeceği için teste etki eden süre, hız, sıcaklık, rakım, ivmelenme gibi parametreler için tanımlanan farklı sınırlar dahilinde test gerçekleştirilir. Ayrıca, emisyonlara etki eden fakat laboratuvarda uygulanması mümkün olmayan trafik, sıcaklık, rakım ve yol eğim ve kuvvetleri gibi değişikliklerin etkileri de dikkate alınarak emisyon ölçümü daha geniş ve gerçekçi bir aralıkta gerçekleştirilir.



Figür 5. Farklı emisyon testi çevrimlerinin yük-devir haritası

Şehir içi, şehir dışı ve otoban olmak üzere 3 ayrı fazdan oluşan RDE testinin başlıca sınır koşulları Tablo 3'te verilmiştir. Bu sınırlar içerisinde gerçekleştirilen her test geçerli sayılır.

Tablo 3. RDE testi limitleri (Commission Regulation 2017/1151, 2017)

	Şehir İçi	**Şehir Dışı**	**Otoban**
Süre	Toplam: 90 – 120 dak		
Mesafe	> 16 km	> 16 km	> 16 km
Dağılım	% 29 - 44	% 23 - 43	% 23 - 43
Hız	≤ 60 km/s	> 60 km/s ve ≤ 90 km/s	> 90 km/s
Ortalama Hız	15 – 40 km/s	-	-
Sıcaklık	≥ 0°C ve ≤ 30°C		
Rakım	0 – 700 m		

3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Çalışma kapsamında seçilen referans taşıt ile bir dizi RDE testi gerçekleştirilmiştir. Taşıtın gerçek sürüş emisyonları şehir içi, şehir dışı ve otoban fazlarında test edilmiştir.

3.1. Referans Taşıt

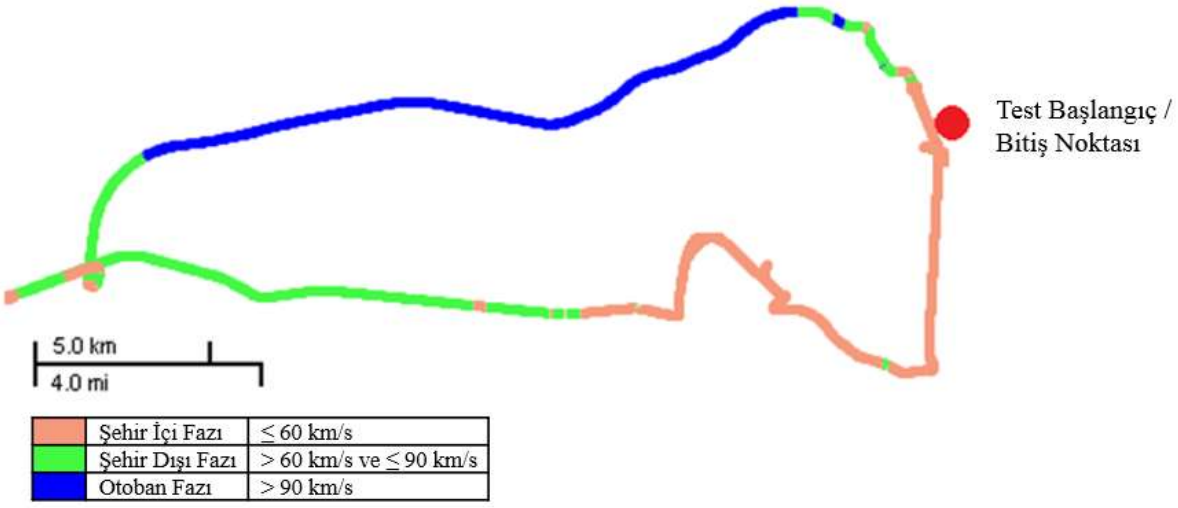
Testlerde referans taşıt olarak benzinli bir içten yanmalı motora sahip sedan bir binek taşıt kullanılmıştır ve tekrarlanabilirlik açısından bütün testler aynı taşıt, ekipman ve test personeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Gerçek kullanım koşullarını daha gerçekçi temsil etmesi açısından yaklaşık 15.000 kilometrelik bir taşıt seçilmiştir. Referans taşıtın özellikleri Tablo 4'teki gibidir.

Tablo 4. Referans taşıtın özellikleri

Yakıt Tipi	Benzin
Silindir Sayısı	4
Valf Sayısı	16
Silindir Hacmi	1,368 cc
Azami Güç	95 BG (70 kW) / 6.000 d/dak
Azami Tork	127 Nm / 4.500 d/dak
Yakıt Besleme	Çok Noktalı Püskürtme (MPI)
Emisyon Sınıfı	Euro 6D-Temp
Çekiş	Önden
Vites Tipi	Manuel
Vites Sayısı	6 İleri

3.2. RDE Test Rotası

Çalışma kapsamınki RDE testleri Bursa'da, önceden belirlenmiş bir test rotasında gerçekleştirilmiştir. Rota, regülasyona uygun olarak; sırasıyla şehir içi, şehir dışı ve otoban fazlarında oluşmakta ve aynı noktada başlayıp, sonlanmaktadır.



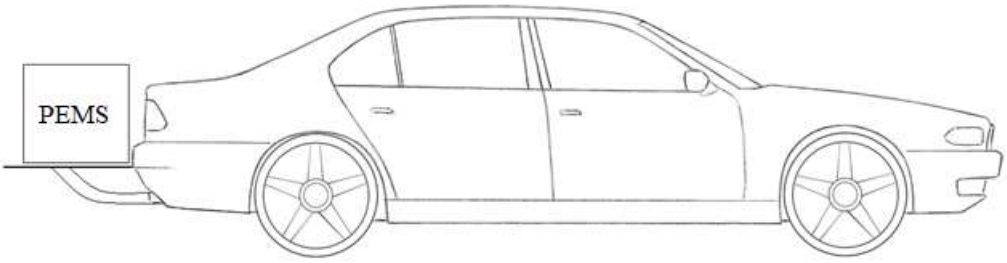
Figür 6. RDE test rotası faz gösterimi

3.3. RDE Test İçeriği

Gerçekleştirilen RDE testleri, ilgili Avrupa Komisyonu (EC) emisyon standardına uygun olarak;

- Testlere soğuk başlangıç şartında; taşıtlar 23°C ortam sıcaklığında şartlandırıldıktan sonra başlanmıştır
- Testler 90 ila 100 dakika arasında sürmüştür
- Testler 73 ila 75 kilometrelik mesafelerde gerçekleşmiştir
- Testler her bir faz 20 ila 25 kilometre arası ve %30 ila %40 arası faz dağılımı olacak şekilde gerçekleşmiştir
- Testler 10 ila 25°C ortam sıcaklığında ve 40 ila 160 metre rakım arasında gerçekleştirilmiştir

RDE testlerinde emisyon ölçümü, portatif emisyon ölçüm cihazı (PEMS) ile gerçekleştirilmiştir. Cihaz, taşıt arkasına takılan bir aparat yardımı ile taşıta monte edilmiştir. Egzoz çıkışına bağlanan bağlantı ile egzoz gazı, dışarı salınmadan önce cihazın ölçüm yapabileceği şekilde yönlendirilmiştir.

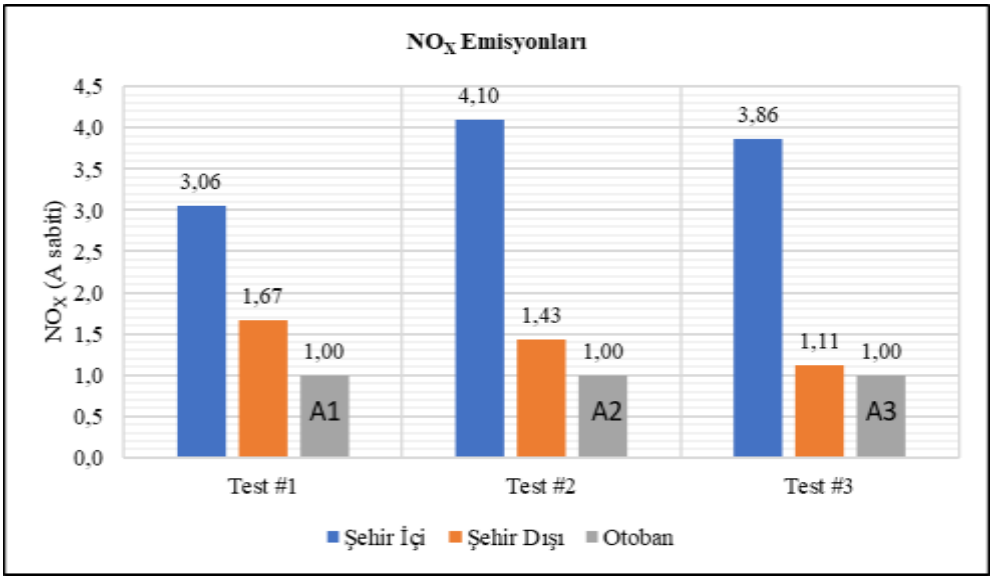


Figür 7. PEMS takılı RDE test taşıtı

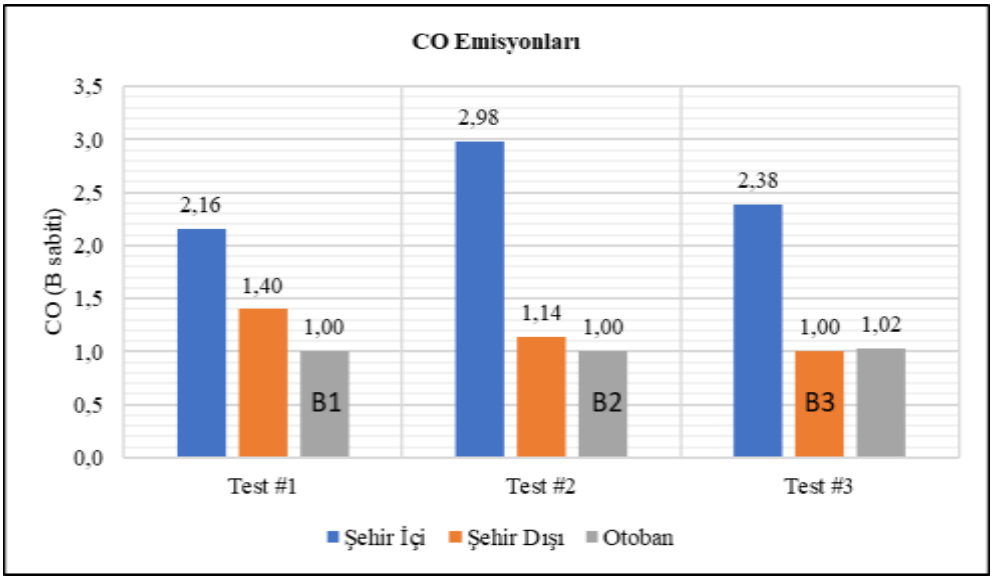
Güncel Euro 6 emisyon standartları gereği binek taşıtların RDE testlerinde ölçülen emisyon gazları NO_X, CO, CO_2 ve PN'dir. Manifolda püskürtmeli benzinli motorlu binek taşıtlarda PN ölçümü yapılmadığı için çalışma kapsamındaki testlerde NO_X, CO ve CO_2 gazları ölçümü gerçekleşmiştir.

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

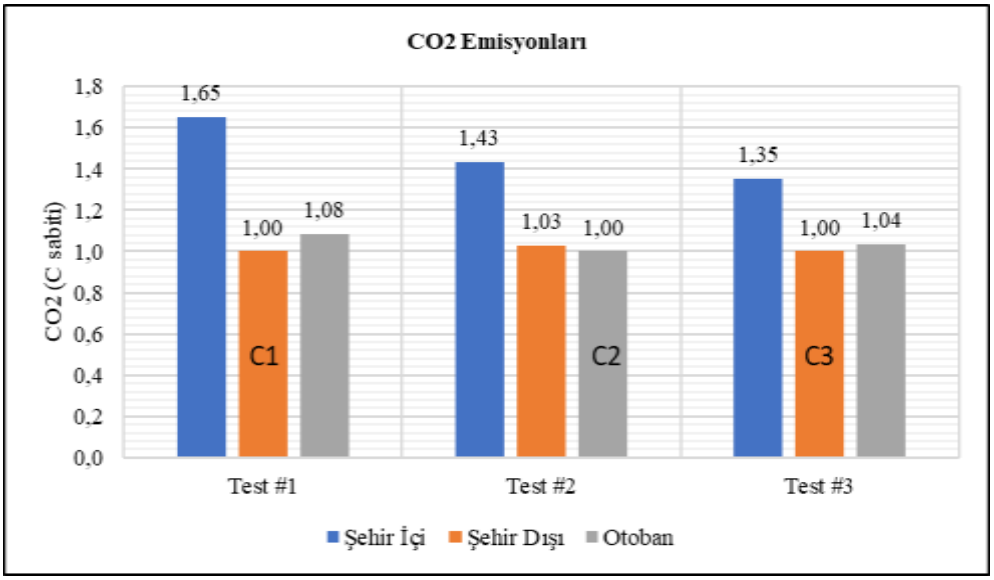
Çalışma kapsamında üç ayrı RDE testi gerçekleştirilmiştir. Test sonuçlarında elde edilen NO_X, CO ve CO_2 emisyonları değerleri, her biri için kendine özgü limite sahip olması ve test sonuçlarının tamamının bu limitlerin altında sonuçlanmasından dolayı okuyucuya kolaylık sağlaması açısından, Figür 8, 9 ve 10'da şehir için, şehir dışı ve otoban fazları ayrı ayrı olacak şekilde, karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. NO_X emisyonları A, CO emisyonları B, CO_2 emisyonları ise C katsayısı kullanılarak verilmiştir. Her bir testteki en düşük faz emisyon sonucuna ilgili katsayı tanımlanmış, diğer fazlar bu katsayıya göre oranları şeklinde verilmiştir. Örneğin; Test #1'in en düşük NO_X emisyonuna sahip olan otoban fazı sonucu A1 ile ifade edilmiş, şehir dışı NO_X emisyonu 1,67 A1, şehir için NO_X emisyon sonucu 3,06 A1 olarak gösterilmiştir. Sonuçlar bu şekilde incelendiğinde her bir zararlı gaz için şehir içi emisyonları, diğer faz emisyonlarına göre seviyeleri kolaylıkla görülebilir.



Figür 8. NO_X emisyonları



Figür 9. CO emisyonları



Figür 10. CO_2 emisyonları

Sadece Test #2 CO emisyonları ile Test #1 CO_2 emisyonlarının en düşük değerleri şehir dışı fazlarında görülürken, diğer bütün emisyonlarının en düşük değerleri otoban fazında görülmüştür. Bir taşıtın en düşük faz sonuçlarına göre şehir için emisyonları incelendiğinde ise;

- NO_X emisyonları şehir içlerinde ortalama 3,67 kat
- CO emisyonları şehir içlerinde ortalama 2,51 kat
- CO2 emisyonları şehir içlerinde ortalama 1,48 kat

fazla çıktığı görülmüştür.

CO_2 emisyonlarının sera etkisi ile dolaylı olarak insan sağlığına zarar vermesi, CO_2'in şehir içi/dışı fark etmeksizin zararlı etkisini sürdürebileceği anlamına gelir. Bu açıdan bakıldığında test sonuçlarında CO_2 emisyonlarının en düşük şehir içi etkisine sahip oluyor olması, CO_2'in avantajlı durumunu bir anlamda önemsiz hale getirir. Fakat NO_X ve CO gibi salındığı ortamda direkt olarak solunum yolu ile insan sağlığına etki eden emisyonların, insan popülasyonunun fazla olduğu şehir içlerinde yüksek oranlarda salınması, taşıt kaynaklı egzoz emisyonlarının şehir içlerindeki durumunun kritikliğini bir kez daha gözler önüne serer.

Emisyon salınımları güncel emisyon standartlarına uygun olsa da taşıt kaynaklı egzoz emisyonlarının şehir içlerindeki fazla salınımları insan sağlını tehdit etmeye devam etmektedir. Karayollarında seyahat eden ve günümüz emisyon

kontrol teknolojilerine çok uzak hatta hiçbir emisyon kontrolüne sahip olmayan eski taşıtların insan sağlığını daha çok tehdit eden bölgelerde kullanımının kontrol edilmesi, bu gibi emisyon salınımı fazla olan taşıtların şehir merkezlerindeki düşük emisyon bölgelerine girişlerinin kısıtlanması, şehirlerdeki düşük emisyon bölgelerinin sayılarının arttırılması gibi mevcut durumu kontrol altına almak adına çeşitli önlemler alınabilir. Gelecekteki taşıt kaynaklı emisyonlarının şehir merkezlerindeki insan sağlığına zararlarını önlemek için ise hibrit ve elektrikli taşıtların yaygınlaştırılması ve kullanımı teşvik edilmesi bir çözüm olarak gözükebilir. Elektrikli taşıtların hiçbir durumda egzoz emisyonu salmamaları, hibrit taşıtların ise özellikle ilk çalıştırma, trafik, düşük hız gibi içten yanmalı taşıtlar için fazla emisyon salınan durumlarda elektrik motoru ile çalışması şehir içlerindeki taşıt kaynaklı egzoz emisyonlarını düşürebilecek ve insan sağlığına olumlu olarak etki edebilecek çözümler olarak gözükmektedir.

TEŞEKKÜR

Çalışma kapsamındaki testlerin gerçekleştirilmesindeki emeklerinden dolayı Tofaş Emisyon Laboratuvarı personeline teşekkürlerimi iletirim.

REFERANSLAR

[1] Amundsen, A.H., Sundvor, I. (2018), Low Emission Zones in Europe, Requirements, Enforcement and Air Quality. Institute of Transport Economics, Norwegian Centre for Transport Research.

[2] Commission Regulation (EU) 2017/1151 (2017), Commission Regulation (EU) 2017/1151 of 1 June 2017 supplementing Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council on type-approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information, amending Directive 2007/46/EC of the European Parliament and of the Council, Commission Regulation (EC) No 692/2008 and Commission Regulation (EU) No 1230/2012 and repealing Commission Regulation (EC) No 692/2008. European Commission. https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX%3A02017R1151-20200125. 18.03.2021.

[3] European Environment Agency (2016), Explaining Road Transport Emissions: A Non-Technical Guide. Publications Office.

[4] European Environment Agency (2019). The European Environment State and Outlook 2020: Knowledge for Transition to a Sustainable Europe.

[5] Hooftman, N., Messagie, N., Van Mierlo, J., Coosemans, T. (2018), A Review of the European Passenger Car Regulations – Real Driving Emissions vs Local Air Quality. Renewable and Sustainable Energy Reviews.

[6] International Energy Agency (2021), Global Energy-Related CO2 Emissions by Sector, Paris https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/global-energy-related-co2-emissions-by-sector. 03.03.2021.

[7] Ortiz, A.G. (2020), Air Quality in Europe: 2020 Report. European Environment Agency.

[8] Soruşbay, C. (b.t.), İçten Yanmalı Motorlarda Egzoz Gazları Emisyonu Ders Notu. İstanbul Teknik Üniversitesi

[9] URL 1: World Health Organization (2018), 9 Out of 10 People Worldwide Breathe Polluted Air, but More Countries are Taking Action. https://www.who.int/news/item/02-05-2018-9-out-of-10-people-worldwide-breathe-polluted-air-but-more-countries-are-taking-action. 21.02.2021.

[10] URL 2: European Environment Agency (2019), National Emissions Reported to the Convention on Long-range Transboundary Air Pollution. https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/data/national-emissions-reported-to-the-convention-on-long-range-transboundary-air-pollution-lrtap-convention-13. 24.02.2021.

TASARIMI GERÇEKLEŞTİRİLEN MEKANİK KONTROLLÜ VE FİŞEK REZİSTANS KONTROLLÜ TERMOELEMANLARIN PERFORMANS ANALİZİ

Hasan GÜNGÖR, Selin EFE KAYABAŞI, Ömer OKUMUŞ

Kırpart Otomotiv Parçaları Sanayi ve Tic. A.Ş, Ar-Ge Merkezi, Bursa, Türkiye
Correponding Author: Selin EFE KAYABAŞI, selin.efe@kirpart.com.tr

ÖZET

Binek araçlarda motorun belli bir çalışma sıcaklığında optimum performans göstermesi istenir. Bu sıcaklığın sağlanması için motor soğutma sisteminin tasarımı önemlidir. Motor soğutma sisteminde yer alan termostat bu sıcaklığa göre soğutma sıvısının geçiş güzergahını belirlemektedir. Sistemin olması gerektiği sıcaklık koşullarının hızlı bir şekilde sağlanamaması yakıt tüketimini ve emisyon değerlerini artırmaktadır. Günümüzde yapılan yasal düzenlemeler ile yüksek emisyon oranları istenmemektedir. Bu nedenle içten yanmalı motorlardan çevreye salınan zararlı gazların emisyon değerlerinin azaltılmasına yönelik çözümler üzerinde çalışılmaktadır. Bu çalışmada sistemde termostatın hızlı bir şekilde soğutma sıvısı sıcaklığını algılayarak soğutma sıvısının yönünü doğru ve uygun zamanda yönetebilecek 4 farklı termoeleman tasarımı gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen tasarımların tepki süresi testleri ve CFD analizleri yapılarak performansları karşılaştırılmıştır. 4 farklı tasarımdan çanak yapısının iki kısmında diş formlarının olduğu ve fişek rezistansın kullanıldığı tasarımın ısı iletiminin en iyisi olduğu ve aynı zamanda geleneksel silindirik termoeleman yapısına göre yüksek ısı iletimi sağladığı görülmüştür. Termoeleman üzerine yapılan çalışmalar, sonrasında çanak yapısının iki kısmında diş formlarının olduğu ve fişek rezistansın kullanıldığı tasarım seçilerek, binek araçlarda kullanılan termostat çalışmaları şeklinde genişletilecektir.

Anahtar Kelime: Termostatlarda tepki süresi, ısı iletimi, map kontrollü termostat, termoeleman

PERFORMANCE ANALYSIS OF THE DESIGNED MECHANICALLY CONTROLLED AND CARTRIDGE RESISTANCE CONTROLLED THERMOELEMENTS

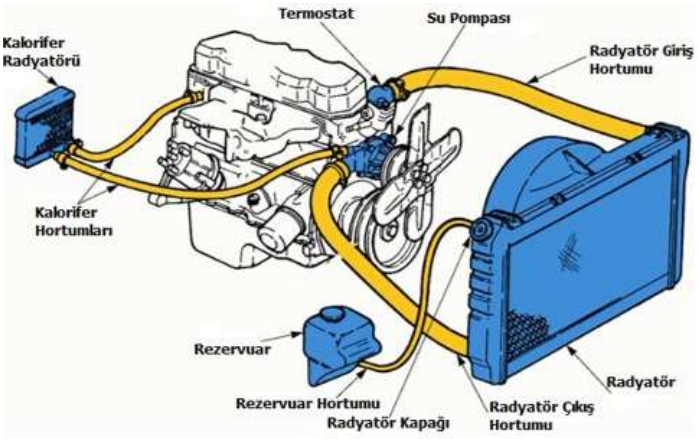
ABSTRACT

In passenger cars, the engine is required to show optimum performance at a certain working temperature. The design of the engine cooling system is important to maintain this temperature. The thermostat in the engine cooling system determines the passage route of the coolant according to this temperature. Failure to provide the system temperature conditions quickly increases fuel consumption and emission values. With today's legal regulations, high emission rates are not desired. For this reason, solutions are being studied to reduce the emission values of harmful gases emitted to the environment from internal combustion engines. In this study, 4 different thermoelement designs have been carried out in the system, allowing the thermostat to detect the temperature of the coolant quickly and manage the direction of the coolant at the right time. The performance of the designs has been compared by performing reaction time tests and CFD analysis. It has been observed that there are tooth forms in two parts of the bowl structure from 4 different designs and the design using the cartridge resistor is the best heat conduction and at the same time provides high heat conduction compared to the traditional cylindrical thermoelement structure. The work on the thermoelement will then be expanded into the thermostat studies used in passenger vehicles, by selecting the design with tooth forms in two parts of the bowl structure and using the cartridge resistor.

Keyword: Response time on thermostat, heat transfer, map controller thermostat, thermoelement

1. GİRİŞ

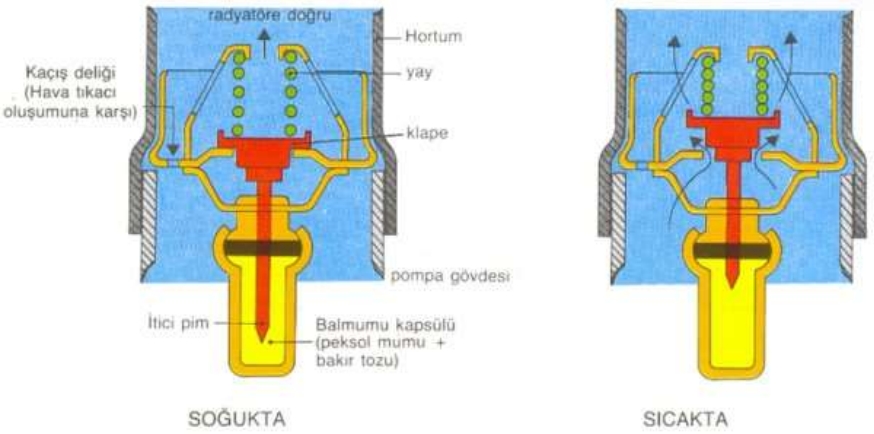
Sıvı soğutmalı içten yanmalı motorlarda çalışma sırasında yüksek sıcaklık oluşabilmektedir. Motor soğutma sistemi, motor bloğundaki geçitlerden soğutucu sıvı göndererek çalışır. Soğutma suyu bu geçitlerden geçerken ısıyı absorbe eder. Motor soğutma sisteminde yer alan radyatör, termostat ve su pompasının görevi motorun çalışması için gerekli olan soğutma sıvısı sıcaklığını sağlamak ve kontrol altında tutmaktır. Isınarak rayatöre gelen soğutma sıvısı radyatör kısmına gelen hava akışı ile soğutulur. Sistemde, araç çalışır vaziyette iken bu döngü sırasıyla radyatör, su pompası ve termostat bileşenlerinin soğutma sıvısına etkimesi ile devam eder. Şekil 1' de örnek bir motor soğutma sistemi verilmiştir. Sistemde su pompası soğutma sıvısının kanallarda dolaşımını sağlarken soğutma sıvısını uygun sıcaklığın üzerinde kaldığını kontrol edilmesi için termostat bulunmaktadır.



Şekil 1. Motor soğutma sistemi [1]

Bir binek otomobilde 80˚C-120˚C çalışma sıcaklığı aralığında ideal motor performansı beklenmektedir. Günümüz soğutma sistemleri çevre sıcaklığının -25˚C 45˚C arasında olması koşuluyla motoru sabit bir sıcaklıkta tutar. Motor sıcaklığının sabit tutulamaması yakıt ekonomosine zarar verir ve emisyon değerleri artar [3,4].

Bu çalışmada motor soğutma sisteminde yer alan motor sıcaklığını düzenleyen termostat ve termoeleman üzerinde durulmuştur. Geleneksel termostatta, termoelemana gelen soğutma sıvısı sıcaklığı yükseldikçe termoeleman içinde vaks genleşmeye başlar ve termoeleman pistonu hareket eder; bu sayede termostat gövdesinden geçen sıvı debisi artar. Sıcaklık düştüğünde termostat gövdesinde hareket eden iç gruptaki yay, pistonu başlangıç konumuna geri iter ve termostat gövdesinden geçen soğutucu sıvı debisini düşürerek soğutma devresini kapatır (Şekil 2).



Şekil 2. Termostat çalışma prensibi [1]

Soğutucu sıvı akışının termoeleman ile temas etmediği durumlarda ısı transferinin gecikmesinden dolayı termostatın sistemde devreye girmesi zaman alabilmektedir. Bu durum termostat tepki süresini uzatmaktadır. Mekanik kontrolün kullanıldığı geleneksel termostat teknolojisinde termostatın açık olduğu durumda soğutma sıvısı olması gereken

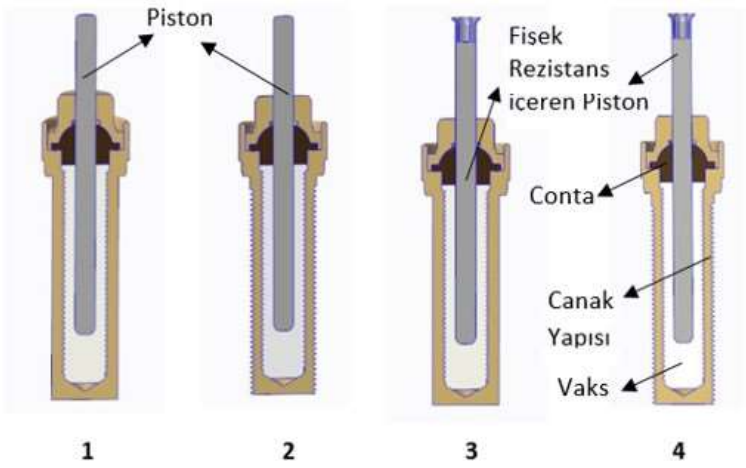
sıcaklığın altında ise soğutma sıvısı sirkülasyonunun motor sisteminde dönmesi ve temoelemanın içindeki vaksa etkimesi uzun zaman alabilmektedir. Bu durum günümüz motor teknolojilerinde istenmeyen bir özelliktir. Motorun sıcaklık değerine göre soğutma sistemini yönlendiren termostat mekanizmasının bilgiyi kısa sürede alıp uygulaması motor performansına ve ömrüne pozitif etki yaratacaktır.

Literatürde yapılan çalışmalara bakıldığında motor teknolojilerinin bu yönde iyileşme kaydedilerek ilerleyeceğine yönelik ve bu çalışmaların sağlayacağı avantajlara yönelik yayınlar yer almaktadır [2-4].

Kırpart binek araçların çalışma sıcaklığını güvenli bir şekilde yüksek seviyeye çıkarmak ve böylece yanmaya eşlik eden dış faktörleri optimize etmek için fişek rezistansın ve diş formlarının kullanıldığı yeni bir termoeleman teknolojisi geliştirilmiştir. Isı transferini kısa sürede yüksek oranda gerçekleştirmesi üzerine yapılan bu çalışma ile zor bir proses olan metal üzerinde diş formu oluşturma işlemi gerçekleştirilmiştir. Bu yapı ve kullanılan fişek rezistans ısı iletimine geleneksel silindirik termoelemana göre oldukça avantaj sağlamıştır. Bu teknolojinin farklı tasarımlar ile karşılaştırmalı test ve CFD analizi sonuçları ele alınmıştır. Bu aşamadan sonra tasarlanan termoelemanın binek araçlarda kullanılan termostat ve ECU ile haberleşmesi üzerine çalışmalar sürdürülecektir.

2. GEOMETRİK MODEL

2 adet mekanik kontrollü ve 2 adet fişek rezistans kontrollü termoeleman tasarımı gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen termoeleman tasarımlarının kesit görüntüleri Şekil 3' te verilmiştir. Aynı kontrol tipine sahip termoelemanların birbirine göre geometrik model farklılıkları mevcuttur. Tablo 1' de tasarlanan termoelemanların birbirinden farklılıkları ile birlikte geometrik modellerinin açıklamaları yer almaktadır. Bu tasarımlarda aynı tip ve miktarda vaks karışımı kullanılmıştır. Tasarımların, iç hacmi aynı olmakla birlikte çanak yapısına eklenen diş formları vaks yapısının duvar kalınlığını etkilemektedir ve çanak yapısının geometrisine göre farklılık göstermektedir.



Şekil 3. Gerçekleştirilen termoeleman tasarımlarının kesit görüntüleri

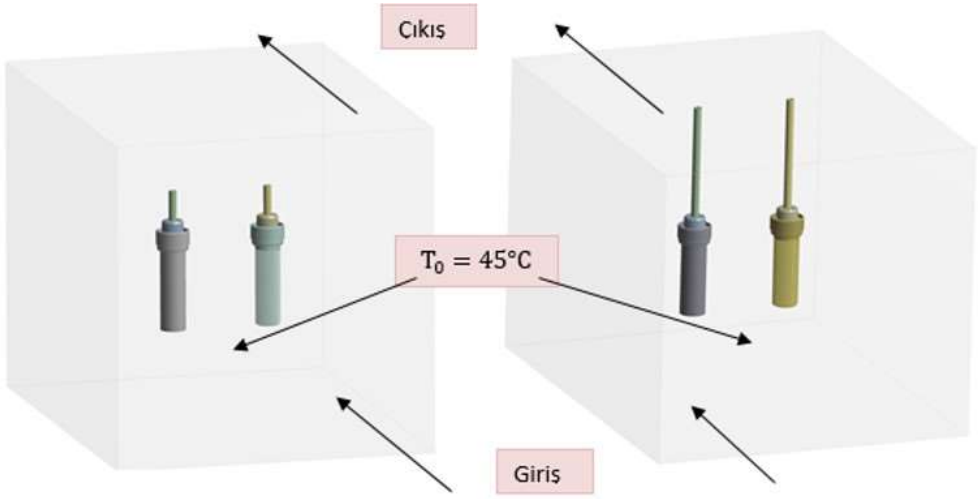
Tablo 1. Oluşturulan tasarımlar

Tasarım Numarası (Şekil 1)	Açıklama
1	Çanak yapısının iç kısmına diş açılmış mekanik kontrollü termoeleman
2	Çanak yapısının iç ve dış kısmına diş açılmış mekanik kontrollü termoeleman
3	Çanak yapısının iç kısmına diş açılmış fişek rezistans kontrollü termoeleman
4	Çanak yapısının iç ve dış kısmına diş açılmış fişek rezistans kontrollü termoeleman

3. ANSYS CFX MODÜLÜNDE OLUŞTURULAN FİZİKSEL MODEL

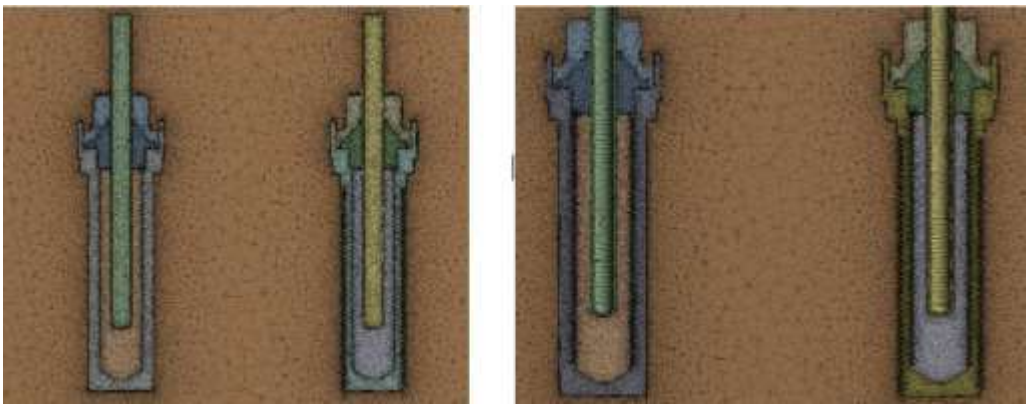
Gerçekleştirilen tasarımların prototiplerinin oluşturulup deneysel yöntemlerle doğrulanması gerekir fakat günümüzde tek başına yeterli bir yöntem değildir. Bu çalışmada, oluşturulan termoelemanların tasarımının yanında termoelemanların çalışacağı ortamı ve test şartlarını simüle edebileceğimiz fiziksel modeller üzerine Ansys' in CFX modulünde sistem tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Şekil 4' te mekanik kontrollü termoelemanlar ve fişek rezistans kontrollü termoelemanlar için oluşturulmuş fiziksel modeller yer almaktadır. 4 farklı termoeleman tasarımının 3 boyutlu modelleri ile CFD analizleri gerçekleştirilmiştir. Giriş ve çıkış sınırları şekilde belirtildiği gibi tanımlanmıştır. Termoelemanın çalıştığı ortamı simüle edebilmek için dikdörtgen prizma şeklinde bir alan oluşturularak giriş ve çıkış şartları tüm yan duvarlara simetrik olarak tanımlanmıştır. Analiz zamana bağlı olarak çözümlenmiştir. Toplam süre 70 sn ve zaman adımı olarakta 0,1 sn tanımlanmıştır. Başlangıç durumunda ilk sıcaklık 45 ˚C (T_0) seçilmiştir ve akışkan 1 m/s hızda (V_g) su tanımlanmıştır.



a. Mekanik kontrollü termoeleman modeli **b.** Fişek rezistanslı termoeleman modeli

Şekil 4. Fiziksel model



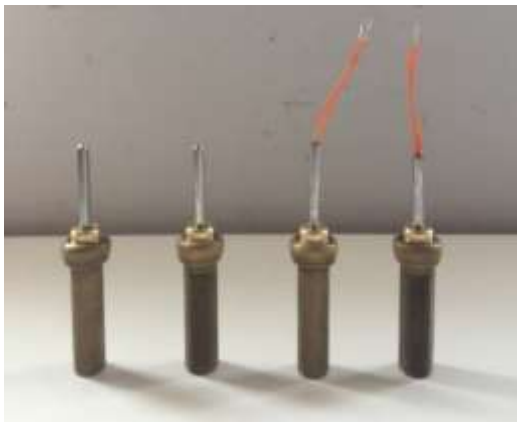
a. Mekanik kontrollü termoeleman modeli ağ yapısı **b.** Fişek rezistanslı termoeleman modeli ağ yapısı

Şekil 5. Fiziksel modelin ağ yapısı

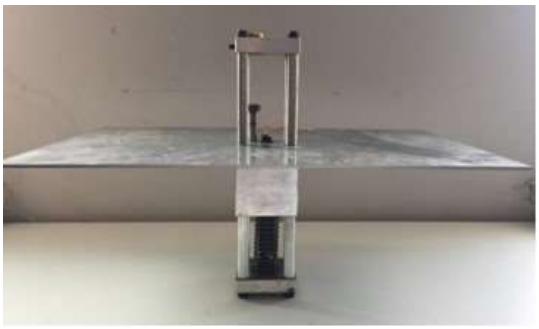
Tanımlanan şartlara ek olarak fişek rezistanslı termoeleman modellerinin fişek rezistans kısmına 9,6 Watt' lık elektrik gücü tanımlanmıştır. Fiziksel modelin malzeme özellikleri ve çalışma koşulları tanımlanmasının ardından ağ yapısının oluşturulması için mesh atama işlemi gerçekleştirilmiştir (Şekil 5). Analizde tüm modellerin merkezlerindeki noktaların sıcaklık değişimleri incelenerek 70 sn' ye kadar analizleri gerçekleştirilmiştir [5-6].

4. TASARIM DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI

3 boyutlu tasarımı ve Ansys CFD analizleri gerçekleştirilen 4 farklı termoeleman tasarımının numune üretimleri gerçekleştirilmiştir (Şekil 6). Gerçekleştirilen tasarımların herbirinin test edilebileceği ve fişek rezistans kullanılan termoeleman numunelerinde bulunan elektrik kablolarının su ile temasını önleyen bir fikstür tasarımı yapılarak termoelemanların tepki süresi testi gerçekleştirilmiştir (Şekil 7). Termoelemanlar sırası ile test fikstürüne yerleştirilerek önce 45 ℃ sıcaklıkta soğutma sıvısı ile doldurulmuş termal banyoya daldırılarak 10 dk beklenir. Daha sonra 75 ℃' ye ayarlanmış, içerisi soğutma sıvısı ile havuza daldırılarak termoelemanın maksimum açma değerine karşılık gelen zaman hesaplanır ve kaydedilir. Mekanik kontrollü termoelemanların test prosedürüne ilave olarak fişek rezistans kontrollü termoelemanlarda sisteme DC güç kaynağı ilave edilerek termoelemanın fişek rezistansına 12 V' luk bir gerilim uygulanmaktadır (Şekil 8).



Şekil 6. 4 farklı termoeleman tasarımının numuneleri



Şekil 7. Test fikstürü



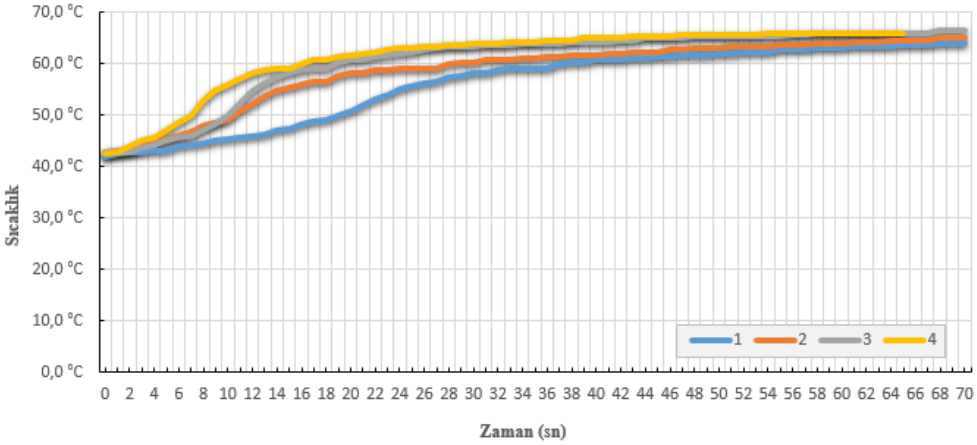
Şekil 8. Test banyosu ve DC güç kaynağı

5. SONUÇ VE TARTIŞMA

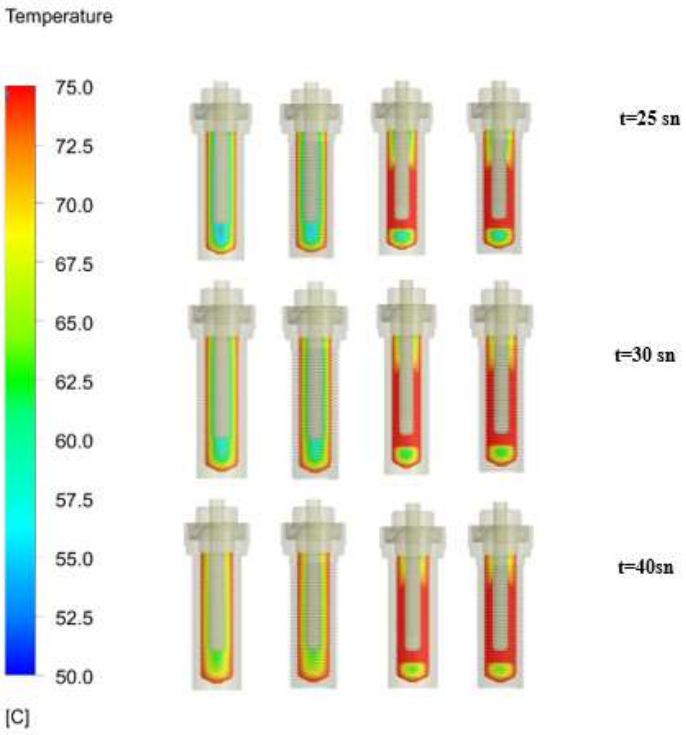
Tasarım 1 olarak oluşturulan termoeleman piyasada yaygın olarak kullanılan silindirik bir çanaktan ziyade proses zorluğu olan, iç yapısına diş formu oluşturulmuş çanak tasarımı ile gerçekleştirilmiştir. Bu tasarım referans tasarım

olarak seçilmiştir. 2, 3 ve 4 numaralı tasarımlarda bu tasarım üzerinden değişikliklere giderek oluşturulmuştur. Tasarım 1 ve 2 pistonun kullanıldığı ve mekanik kontrollü tasarımlar iken aralarındaki geometrik fark tasarım 2'nin çanak yapısının dışında da diş formunun bulunmasıdır. Tasarım 3 ve 4 'te benzer geometrik formlar seçilerek kontrol tipinin farklı olduğu, piston yerine fişek rezistansın kullanıldığı tasarımlar gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada tasarlanan termoelemanların tasarım doğrulama çalışmaları, test çalışmaları ve Ansys CFX modülünde CFD analizleri ile yapılmıştır. Şekil 9' da test esnasında kaydedilen zaman, sıcaklık ve termoeleman açma verilerinden; 4 farklı tasarım için 0-70 sn aralığındaki verilerden yararlanılarak oluşturulan zaman –sıcaklık grafiği verilmiştir. Şekil 10' da Ansys CFD analizinde 70 sn kadar gerçekleştirilen analiz sonuçlarının 25 sn, 30 sn ve 40 sn için termoelemanın içindeki vaksın sıcaklık dağılımını veren kesit görüntüleri verilmiştir. Test sonuçları ve CFD analiz sonuçları karşılaştırılmalı olarak Tablo 2' de verilmiştir.



Şekil 9. Test sonuçları ile oluşturulmuş sıcaklık-zaman grafiği



Şekil 10. 4 farklı termoeleman tasarımının farklı zamanlardaki Ansys analizi ile sıcaklık dağılımı

Tablo 2. Oluşturulan tasarımların vaks sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması

Tasarım Numarası	Test Sonucu (25 sn)	CFD Analiz Sonucu (25 sn)	Test Sonucu (30 sn)	CFD Analiz Sonucu (30 sn)	Test Sonucu (40 sn)	CFD Analiz Sonucu (40 sn)
1	55,6 ˚C	55,90˚C	58,1˚C	57,89˚C	60,7˚C	63,12˚C
2	59˚C	55,98˚C	60,3˚C	58,2˚C	61,6˚C	63,76˚C
3	62,3˚C	62,63˚C	63,3˚C	64,67˚C	64,3˚C	65,28˚C
4	63˚C	63,50˚C	64˚C	65,46˚C	65˚C	65,96˚C

Elde edilen verilere bakıldığında termoelemanın çanak yapısında kanatçık formuna benzetebileceğimiz diş formlarının eklenmesi, mekanik ve fişek rezistans kontrollü termoelemanlarda ısı iletimini artırdığı görülmüştür. Diş formlarının ısı iletimini artırmasının yanı sıra termoeleman içerisinde yer alan vaks kapsülünün çanağın iç duvar yapısına konumlanan kalınlığın azalmasına etki etmektedir. Bu durum ısı iletimini artıran bir etkidir (Tablo 2).

Kontrol tipinin değiştiği durumlar incelendiğinde fişek rezistansın kullanıldığı termoeleman tasarımlarında ısı iletiminin daha fazla olduğu görülmektedir. Termoelemanın içerisinde yer alan vaks elemanına ek olarak 12 V ‘luk bir gerilim ile ısıtılması vaks yapısının ergimesine katkı sağlayarak ısı iletimini artırdığı görülmektedir (Tablo 2).

Bu çalışma ile geleneksel silindirik çanak yapısına diş formlarının ve fişek rezistansın eklenmesinin ısı iletimini artırdığı ve bu durumda termoelemandan beklenen çalışma sıcaklığı derecesine daha kısa sürede ulaşabileceği görülmektedir (Şekil 9). Gerçekleştirilen tasarımlar ile Kırpart zor bir proses olan termoeleman çanak yapısına diş formunu uygulama yeteneği kazanmıştır. Yeni motor teknolojilerine adapte olabilecek termoeleman tasarımı geliştirmiştir.

KAYNAKLAR

[1] www.motordersi.com

[2] "Map-Controlled Automotive Thermostat Market Analysis by 2026: Top Players Like Fishman Tt Borgwarner, Bg Automotive, Magal", WebNewswire [New Delhi], Feb. 2019.

[3] S. Klopstein, S. Lauer, F. Maassen " Interpretation tools and concepts for the heat management in the drive train of the future", SAE International, 0650 2011.

[4] J. Knauf "Influence of Advanced Technology for Thermal Management on SUV", SAE International, 0238,2016.

[5] ANSYS, Inc., ANSYS-CFX Solver Theory Guide, Release 12.1 (2009).

[6] ANSYS, Inc., Thermal Analysis Guide, Release 2020R1 (2020).

TAKVİYELİ ALÜMİNYUM KARE TÜPLERİN ENERJİ ABSORBE ETME KABİLİYETİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Muhammet Muaz YALÇIN[1,3], Ömür KAVAS[2], Kenan GENEL[2]

[1] Iğdır Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Iğdır, Türkiye
[2] Sakarya Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Sakarya, Türkiye
[3] Correponding Author: Muhammet Muaz YALÇIN, myalcin@sakarya.edu.tr

ÖZET

Metalik tüpler yüksek enerji absorbe etme kabiliyetleri nedeniyle birçok sanayi dalında sıklıkla kullanılmaktadır. Eksenel yük altında katlanarak deforme olan tüpler ortaya çıkan çarpışma enerjisini absorbe ederek, kullanıldıkları ana yapıda oluşacak hasarı engellemekte veya azaltmaktadır. Bu çalışmada 6063 serisi alüminyum alaşımı kare kesitli tüplerin enerji absorbe etme kabiliyetleri incelenmiştir. Bu kapsamda, T4 ve T6 olmak üzere iki farklı ısıl işlem durumundaki tüpler kullanılmıştır. Ayrıca ön deformasyon ve köpük takviyesinin enerji üzerindeki etkilerinin görülebilmesi için tüplere içeriden cidar ezme işlemi uygulanmış ve köpük olarak ta PVC köpük kullanılmıştır. Boş ve işlemsiz tüpe oranla; cidar ezme işleminin yüksek dayanıma sahip T6 ısıl işlemli tüplerde %10 daha yüksek enerji sağladığı görülmüştür. Bu değerin T4 ısıl işlemli tüplere nazaran daha yüksek oranda olması ayrıca dikkat çeken bir husus olmuştur. Ayrıca köpük takviyeli numunelerde, boş tüp ve PVC köpüğün absorbe ettikleri enerjilerin toplamının köpük takviyeli numuneden daha düşük olduğu görülmüştür. Tüp cidarı ile köpük arasında deformasyon esnasında ortaya çıkan bu etkileşimin T4 ısıl işlemli numunelerde T6 ısıl işlemli tüplere oranla %38 daha yüksek olduğu anlaşılmıştır. Son olarak, özgül enerjinin en yüksek değerini cidar ezme işlemi uygulanmış T6 ısıl işlemli tüpün PVC köpük takviye edilmesi durumunda 14,8 J/g olarak elde edilmiştir.

Anahtar kelimeler: metalik tüp, özgül enerji, PVC köpük, alüminyum

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE ENERGY ABSORBING CAPABILITY OF REINFORCED ALUMINUM SQUARE TUBES

ABSTRACT

Metallic tubes are frequently used in many industries due to their high energy absorbing ability. Tubes that deform by folding under axial load absorb the collision energy and prevent or reduce damage to the main structure they are used in. In this study, the energy absorption capabilities of 6063 aluminum alloy square tubes were investigated. In this context, tubes with two different heat treatment conditions, T4 and T6, were used. In addition, the effects of pre-deformation and foam reinforcement on the absorbed energy were investigated by applying internal wall crushing to the tubes and reinforcing PVC foam. Compared to the base tube; It has been observed that the wall crushing process provides 10% higher energy in T6 heat treated tubes. It is also noteworthy that this value is higher than T4 heat treated tubes. In addition, it was observed that the sum of the energies absorbed by the empty tube and PVC foam was lower than the foam reinforced sample. It was understood that this interaction between the tube wall and the foam during deformation was 38% higher in T4 samples than in T6 tubes. Finally, the highest value of the specific energy was obtained as 14.8 J/g in the case of PVC foam reinforcement of the T6 heat-treated tube with the wall crushing process.

Keywords: metallic tube, specific energy, PVC foam, aluminum

1. GİRİŞ

Tüp yapıların eksenel ve açılı yükler altında sergilediği deformasyon davranışı oldukça ilgi çekicidir. Kendi cidarı üzerinde katlanarak akordeon benzeri şekilde deforme olan tüpler, oldukça yüksek enerji absorbe kabiliyeti sunmaktadır. Bu kapsamda yapılmış çalışmaların büyük bir kısmının son yıllara ait olması, konunun önemini

göstermesi açısından önemlidir. Tüp yapılarla ilgili çalışmalarda ağırlıklı olarak metalik tüpler tercih edilmekle birlikte kompozit (Palanivelu ve ark, 2010) ve hibrid (Cheol ve ark, 2002) yapılarda kullanılmaktadır. Tüplerin enerji absorbe etme kabiliyetlerinin tüp geometrisi (Bambach ve ark, 2009; Guillow ve ark, 2001; Marzbanrad ve ark, 2009) ve yükün türü ve uygulanma açısına (Gao ve ark, 2016; Li ve ark, 2015; Mete ve ark, 2018; Yalçın ve ark, 2019) ait parametrelerle doğrudan ilişkilidir. Kare kesitli ve çok köşeli ince cidarlı yapıların eksenel zorlanma altında enerji ve kuvvet değerlerindeki değişim ve deformasyon davranışları detaylı olarak incelemiştir (Abramowicz ve Wierzbicki, 1989). Deformasyon davranışının detaylıca incelendiği bir çalışmada (Singace ve ark, 1995) kuvvet altındaki deformasyon sırasında tüp cidarının ortalama eksenin içine ve dışına doğru yönlendiği rapor edilmiştir. Metalik tüplerin deformasyon davranışlarının deneysel ve sayısal olarak incelendiği çalışmalar da bulunmaktadır. Bu çalışmalarda sadece takviyesiz tüplerdeki gibi çap ve cidar kalınlığı oranları (D/t) değil, ayrıca içeriden farklı yoğunluktaki metalik köpük (Ahmad ve Thambiratnam, 2009; Zarei ve Kröger, 2008) ve polimer esaslı köpük (Alia ve ark, 2015; Mozafari ve ark, 2015) türlerinin kullanıldığı kompozit yapılar da incelenmiştir. Bu çalışmalarda, takviye olarak kullanılan köpük malzemelerin mekanik özelliklerinden faydalanılmıştır. Enerji verimliliği açısından önemli bir değerlendirme parametresi de tüp yapıların özgül enerji absorbe etme kabiliyetleridir. Bu kapsamda en düşük ağırlıkla en yüksek enerjinin absorbe edilmesi temel hedef olarak zikredilebilir. Dolayısıyla tüp yapının absorbe edeceği enerji değerini artıracak her türlü takviyenin, yapının toplam ağırlığına oranının takviyesiz duruma göre daha yüksek olması gerekmektedir. Bu nedenle de genellikle nispeten çok daha düşük yoğunluğa sahip polimer esaslı köpükler birçok çalışmada tercih edilmiştir (Chen ve ark, 2002; Ouellet ve ark, 2006; Yalçın ve Genel, 2019). Bu çalışmalarda takviyeli tüplerin ortalama ezilme kuvvetlerinde artış olduğu, bu artışa paralel olarak özgül enerji absorbe etme kabiliyetinin de iyileştiği gözlenmiştir.

Bu çalışmada, farklı ısıl işlem durumlarındaki 6000 serisi kare kesitli alüminyum tüplerin enerji absorbe etme kabiliyetleri deneysel olarak incelenmiştir. Bu kapsamda tüp cidarları iç yüzeylerinden bölgesel olarak ezilerek bölgesel dayanım artışları sağlanmış ve bunun enerji ve deformasyon üzerindeki etkileri incelenmiştir. Ayrıca takviye elemanı olarak PVC köpük kullanılarak tüp cidarı ile köpük arasındaki etkileşime bağlı enerji artışları da irdelenmiştir.

2. DENEYSEL ÇALIŞMA

2.1. Malzeme Özellikleri ve Numune Hazırlama

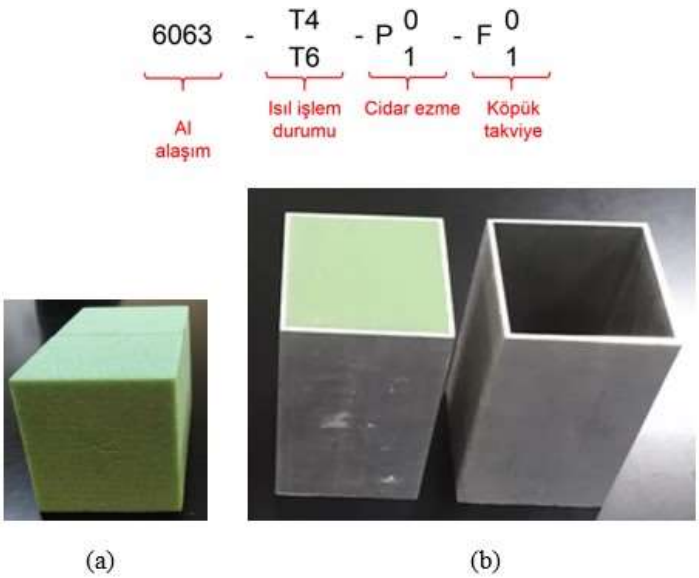
Deneysel çalışmada, T4 ve T6 ısıl işlem durumundaki 6063 alüminyum alaşımı kare kesitli tüpler kullanılmıştır. Her iki ısıl işlem durumundaki tüp yapıların mekanik özelliklerinin belirlenebilmesi amacıyla numunelerden standartlara uygun olarak çıkarılan çekme numuneleri, Instron marka çekme cihazı kullanılarak test edilmiştir. Yapılan çekme deneyi sonucunda elde edilen mekanik özellikler Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Alüminyum malzemelere ait mekanik özellikler

	Elastiklik Modülü (GPa)	Akma Dayanımı (MPa)	Çekme Dayanımı (MPa)	Uzama (%)	Sertlik (HB)
T4	69	90	160	21	50
T6	69	172	212	12	75

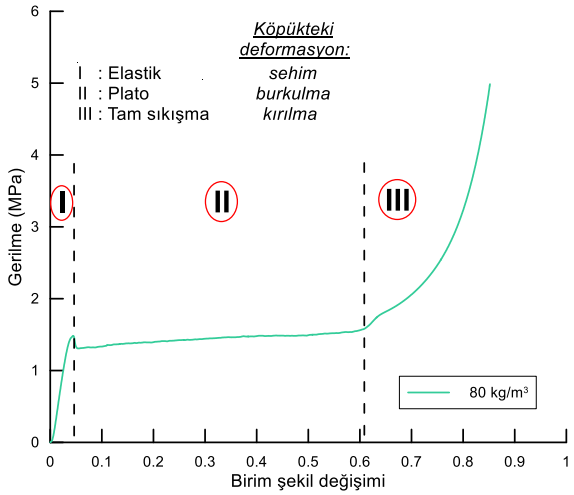
Deneysel çalışmada kullanılan kare kesitli alüminyum tüpler sırasıyla 2 mm cidar kalınlığına, 106 mm uzunluğa ve 60 mm kenar ölçüsüne sahiptir. Deney esnasında presin plakalarının tüpün tüm kesitine aynı anda temas etmesi numunelerde oluşacak deformasyonun düzgünlüğünün sağlanması açısından önemlidir. Bu nedenle tüplerin alt ve üst yüzeyleri CNC freze yardımıyla işlenerek geometrik düzgünsüzlüklerden kaynaklanabilecek problemlerin önüne geçilmiştir.

Kare kesitli tüplerin içeriden takviyesinde yüksek enerji sönümleme kabiliyetine sahip C70 ticari kodlu 80 kg/m3 yoğunluğa sahip PVC köpük kullanılmıştır. PVC köpük takviyeler, 56 mm kenar uzunluğunda kare kesitli ve 106 mm uzunluğunda (tüp içine boşluksuz geçecek şekilde ve tüp uzunluğunda) olacak şekilde plakadan işlenmiştir. Şekil 1a'da tüplere yerleştirilmek üzere hazırlanan PVC köpüğe ait görüntü verilmiştir. Numuneler isimlendirilirken aşağıdaki sistem kullanılmıştır. Numunelerin ısıl işlem durumları isimlerindeki T4 ve T6 parametreleri ile gösterilmişken cidar ezme işlemi ve köpük takviyesi sırasıyla P ve F harfleriyle simgelenmiştir. Bu iki parametreden herhangi birinin tüp yapıda bulunmaması "0" bulunması durumu ise "1" değeriyle gösterilmiştir. Şekil 1b'de takviyesiz ve takviyeli alüminyum tüplere ait numune görüntüleri verilmiştir.



Şekil 1. (a) Takviye elemanı PVC köpük, (b) takviyesiz ve takviyeli tüp numuneler

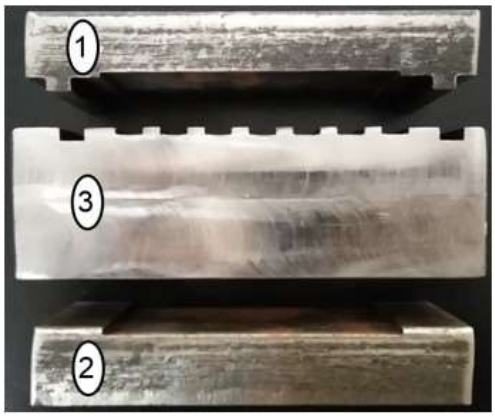
PVC köpüğün mekanik özelliklerinin belirlenebilmesi amacıyla basma deneyleri yapılmış ve elde edilen gerilme-birim şekil değişimi eğrisi Şekil 2'de verilmiştir. Eğrinin farklı karakteristikteki üç farklı bölgeden oluştuğu görülmektedir. Gerilmenin hızla arttığı ilk bölge, uygulanan kuvvet etkisiyle köpükte meydana gelen elastik şekil değişimine karşılık gelmektedir. Bu aşamada köpüğün hücre duvarlarında yük kaldırıldığında eski haline dönen çok küçük deformasyonlar meydana gelmektedir. Plato bölgesi olarak ta isimlendirilen ikinci bölgede, gerilmenin yaklaşık sabit bir değerde kaldığı görülmektedir. Bu aşamada hücre duvarlarında burkulma ve eğilme gibi büyük oranda kalıcı deformasyonlar meydana gelmektedir. Ayrıca plato bölgesi köpüğün yük taşıma kabiliyetini de göstermesi açısından önemlidir. Devam eden süreçte, hücre duvarlarındaki kırılmalarla meydana gelen tam sıkışma durumuna bağlı olarak gerilmenin hızla arttığı üçüncü bölge ortaya çıkmaktadır.



Şekil 2. PVC köpüğe ait gerilme-birim şekil değişimi eğrisi

2.2. Cidar Ezme İşlemi

Kare tüpün iç yüzeylerinin bölgesel olarak ezilmesinde Şekil 3'te görülen aparat kullanılmıştır. Bu işlem için özel olarak tasarlanan ezme aparatı şekilden de görülebileceği üzere üç parçadan meydana gelmektedir. 1 ve 2 numaralı parçalar sırasıyla üst ve alt destek plakalarını, 3 numaralı parça ise ana gövdeyi göstermektedir. Çok sayıda cidar ezme işlemi uygulanması aparatta aşınmaya ve hasara (tekrarlı yüklemeden dolayı) sebep olabileceğinden, aparatın imalatında ısıl işlem sonrasında yüksek tokluk ve aşınma direnci (yaklaşık 54 HRC sertlik) sunan DIN 1.2767 soğuk iş takım çeliği kullanılmıştır.



Şekil 3. Kare tüp cidarlarının içeriden ezilmesinde kullanılan aparat

Alüminyum kare tüplerin iç yüzeylerindeki ezme işlemi, Şekil 3'te 3 numara ile gösterilen ana gövdeye 10 mm aralıklarla işlenmiş 6 mm genişlikteki 6 adet diş yardımıyla gerçekleştirilmektedir. Alüminyum tüp, cidar ezme işlemi için üç adımda hazırlanmaktadır:

1- tüp 3 numaralı ana gövde üzerine yerleştirilir,
2- ana gövde 2 numaralı alt parçanın üzerine konulur,
3- 1 numaralı üst parça ana gövdenin üzerine oturtulur,

Bu işlemlerin ardından hidrolik prese yerleştirilen aparat cidar ezme işlemine hazır hale gelmektedir. Cidar ezme işleminin tüpün tüm yüzeylerinde özdeş olması (aynı konumda ve derinlikte) deney sonuçlarının güvenilirliği için oldukça önemlidir. Ezme bölgelerinin tüm yüzeylerde aynı konumda olması, üst parçada bulunan iki adet merkezleme tırnağı ile sağlanmaktadır. Bu sayede tüpün sağa/sola hareket etmesi, aparata yerleştirildikten sonra ve cidar ezme işlemi sırasında da engellenmiş olmaktadır. Dolayısıyla tüpün hareketiyle farklı yüzeylerdeki ezme bölgeleri arasında oluşabilecek bir kaçıklığın da önüne geçilmektedir. Eşit ezme derinliğinin sağlanması için ise aparat imal edilirken üst parça ile ana gövdedeki dişlerin üst yüzeyleri arasında önceden belirlenen 1,7 mm boşluk bırakılmıştır. Bu sayede, her bir yüzeydeki ezme bölgelerinin derinliği cidar kalınlığının %15'ine karşılık gelen 0,3 mm derinlikte olmaktadır. Bu değerin belirlenmesinde yazarların önceki çalışmalarından faydalanılmıştır (Yalcin ve Genel, 2019). Hidrolik presle sıkıştırma işlemi başladığında tüpün alt kısmına herhangi bir kuvvet iletilmemesi gerektiğinden ana gövde ile alt parça arasında 3 mm boşluk işlenmiştir. Bu sayede de ezme işlemi sırasında kare tüp alt parçaya temas etmeden askıda kalmakta ve işlem sırasında tüpün alt kısmına herhangi bir kuvvet etki etmemektedir. Şekil 4'te kare kesitli tüpün cidar ezme işlemi uygulandıktan sonraki görüntüsü verilmiştir.



Şekil 4. Cidar ezme işlemi uygulanmış kare kesitli tüp numune

Takviyesiz ve farklı şekillerde takviye edilmiş tüp yapıların eksenel ezilme deneyleri 250 kN kapasiteli hidrolik pres kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Kuvvet-deplasman çiftine ait veriler deneylerle eş zamanlı olarak kaydedilmektedir. Deneylerde ilerleme hızı 1 mm/s olarak belirlenmiş ve tüm deneyler kamera yardımıyla kaydedilmiştir.

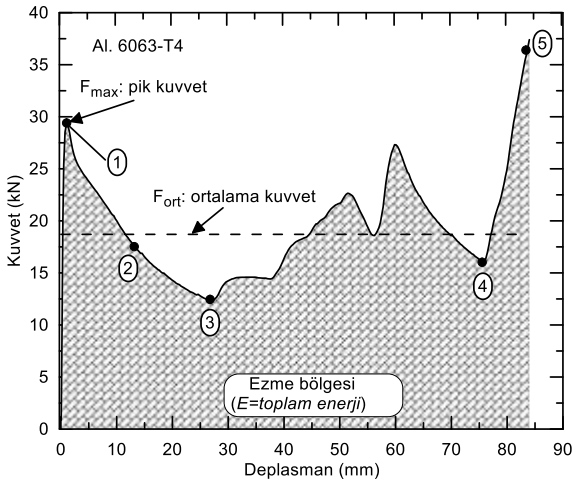
3. SONUÇLAR ve TARTIŞMA

Çalışmada her bir numune kombinasyonu için deneyler en az üçer kez tekrarlanmıştır. Deneylere ait kuvvet-deplasman eğrilerinde veri karmaşıklığına yol açmaması amacıyla yapılan deneylerden ortalama değere sahip olanlar verilmiştir. Tüm deneylerde deplasman değeri tüp uzunluğunun %65'i olarak belirlenmiştir. Bu değerin belirlenmesinde amaç,

numunenin fazla ezilmesiyle oluşacak numune hasarlarının ve bu durumda ortaya çıkan aşırı yüklerin deney cihazlarına verebileceği zararın önlenmesidir.

3.2. Kare Kesitli Tüplerin Deformasyonu

Eksenel yük altındaki kare kesitli tüplerin deformasyon davranışının detaylı bir şekilde incelenebilmesi amacıyla yapılan deneye ait kuvvet-deplasman eğrisi Şekil 5'te verilmiştir. Şekil 5'te görülen kuvvet eğrisinin, deneyin başlangıcında tüpte herhangi bir deformasyon olmamasına bağlı olarak, çok hızlı bir şekilde artarak 1 noktasına (F_{max}) ulaştığı görülmektedir. Bu kuvvet değeri, deneyin sonundaki sıkışmadan kaynaklanan aşırı kuvvet artışı göz ardı edilirse, katlanma sürecindeki en yüksek değer olarak karşımıza çıkmaktadır. Deneyin devamında, tüpün alt ucuna yakın bir bölgede ön-arka yüzeylerin dışa, sağ-sol yüzeylerin ise içe yönlenmesiyle başlayan deformasyonla birlikte kuvvetin hızla azalarak ilk katın tamamlandığı bir minimum değere ulaştığı görülmektedir. İlk kat oluşurken tüpün ön ve arka yüzeylerinin dışa doğru yönlendiği, sağ ve sol yüzeylerinin ise tam tersine içe doğru yönlendiği gözlenmiştir Bu minimum değer aynı zamanda ikinci katın da başlangıç safhası olduğundan, kuvvet değerlerinin arttığı ve eğrinin yukarı yönlü bir trende girdiği görülmektedir. Ancak eğrinin eğiminin bu aşamada ilk kat oluşumuna göre çok daha düşük olduğu dikkat çekmektedir. Bu durum, ikinci katlanmada tüp cidarının, ilk katlanmanın aksine, hali hazırda deforme olmuş olmasından kaynaklanmaktadır. Katlanma aşamasının tamamlandığı 4 noktasından sonra deneyin devam ettirilmesi durumunda kuvvetin, tüpün sıkışmasından dolayı başlangıç durumuna benzer şekilde, çok hızlı bir şekilde arttığı görülmektedir.



Şekil 5. Kare kesitli tüpe ait karakteristik bir deformasyon eğri

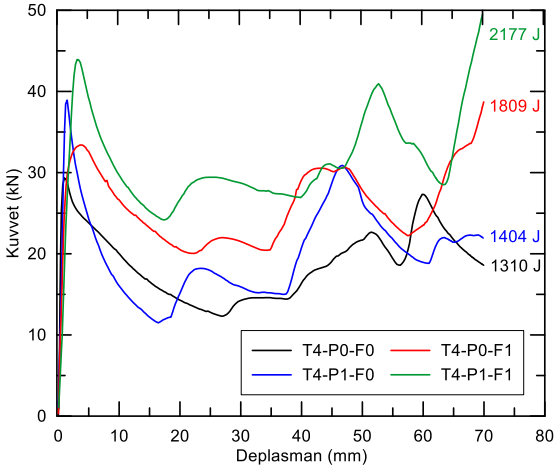
Kare kesitli tüpün eksenel yük altında absorbe ettiği toplam enerji, Şekil 5'te verilen eğrinin altındaki taralı alana karşılık gelmektedir. Enerji değerinin ezilme deplasmanına bölünmesiyle de ortalama kuvvet değeri hesaplanmaktadır.

3.2. T4 Tüplerin Deney Sonuçları

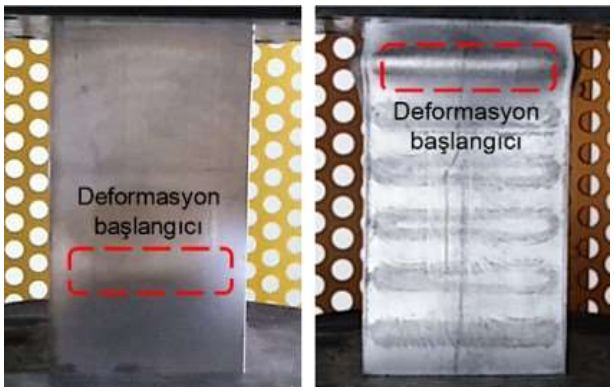
Bu kısımda 6063-T4 alüminyum alaşım tüplerin eksenel ezilme deneylerine ait sonuçlar verilmiştir. Bu kapsamda öncelikle boş kare tüpler ve bu tüplerin köpükle takviye edilme durumlarına ait deneyler gerçekleştirilmiştir. Sonrasında ise cidar ezme işlemi uygulanmış boş tüplerin ve bu tüplerin köpük takviyeli durumlarının eksenel ezilme deneyleri gerçekleştirilmiştir.

Şekil 6'da numunelerin eksenel ezilme deneylerine ait kuvvet-deplasman eğrileri verilmiştir. Eğriler incelendiğinde, numunelerin pik kuvvet ve minimum kuvvet değerlerinin birbirlerinden farklı olduğu dikkat çekmektedir. T4-P0-F0 numunesinde 30 kN olan pik kuvvet değerinin cidar ezme işlemi uygulanmış T4-P1-F0 numunesinde %32 artışla yaklaşık 40 kN değerine ulaştığı, minimum kuvvet deplasman değerinin de 27 mm değerinden 16 mm değerine gerilediği görülmektedir. Pik kuvvetteki ve minimum kuvvet deplasmanındaki bu farklılığın daha detaylı bir şekilde irdelenebilmesi için bu iki numunenin deformasyon aşamalarına ait görüntüler Şekil 7'de birlikte verilmiştir. Şekil 7'dan deformasyon başlangıç bölgesinin cidar ezme işlemi uygulanmış tüpte T4-P0-F0 numunesine göre uç kısma daha yakın gerçekleştiği görülmektedir. Deformasyonu nispeten daha kısa bir alanda oluşturmanın daha yüksek kuvvet gerektirmesi ve cidar ezme işlemiyle tüp cidarının artan dayanımı cidar ezme işlemi uygulanmış T4-P1-F0 ve T4-P1-F1 numunelerinde meydana gelen pik kuvvet artışını açıklamaktadır. Ayrıca pik kuvvetten sonra ulaşılan minimum kuvvete ait deplasman değerinin boş tüpe oranla daha düşük olması da, yine deformasyon başlangıç bölgesinin cidar

ezme işlemi uygulanmış numunedeki konumuyla doğrudan ilintilidir. Buna ek olarak, köpük takviye edilmiş T4-P0-F1 numunesinde pik kuvvetin yaklaşık 34 kN değerinde kaldığı görülmektedir. Dolayısıyla cidar ezme işleminin ilk pik kuvvet değeri üzerindeki etkisinin köpük takviyesinden daha baskın olduğu barizdir. Ayrıca köpük takviyesinde pik kuvvetin diğer numunelere nazaran daha yumuşak bir geçiş gösterdiği görülmektedir.



Şekil 6. T4 ısıl işlem durumundaki takviyeli ve takviyesiz tüplerin kuvvet-deplasman eğrileri



(a) (b)

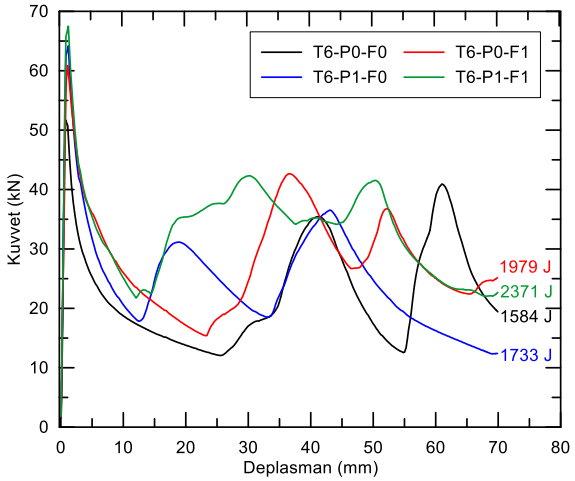
Şekil 7. Cidar ezme işlemi (a) uygulanmamış, (b) uygulanmış tüplerde deformasyon başlangıcı

Şekil 6'da verilen numunelerin absorbe ettikleri enerji değerleri incelendiğinde, 1310 J enerji absorbe etmiş olan T4-P0-F0 numunesi ile 1404 J enerji absorbe etmiş olan T4-P1-F0 numunesinin eğimlerinin birbirine oldukça yakın olduğu görülmektedir. Cidar ezme işlemiyle absorbe edilen enerjide 94 J değerinde bir artış (yaklaşık %7) sağlandığı anlaşılmaktadır. Ancak köpük takviye edilmiş T4-P0-F1 numunesi T4-P0-F0 numunesine oranla %38 daha yüksek enerji absorbe etmiştir. Köpük takviyesiyle elde edilen 499 J enerji değerinin, cidar ezme işlemiyle elde edilen 99 J'den yaklaşık 5 kat daha fazla olması dikkat çekici bir durumdur. Bu durum takviye elamanı olan köpüğün eksenel yüke karşı gösterdiği direnç ve deformasyon esnasında tüp cidarı ile girdiği etkileşimin toplam etkisi olarak tanımlanabilir (Reddy, Yalçın). Köpük takviyesinin cidar ezme işlemiyle ilişkisi T4-P1-F0 ve T4-P1-F1 numunelerin enerji değerleri karşılaştırıldığında açıkça görülmektedir. Bu numunelerdeki 773 J değerindeki enerji farkının, boş tüpün köpük takviye edilme durumuna (T4-P0-F1) oranla çok daha yüksek olması cidar ezme işlemiyle birlikte tüp-köpük etkileşiminin çok daha etkin bir hale geldiği anlaşılmaktadır. Ayrıca T4-P1-F1 numunesinin absorbe ettiği enerjinin, T4-P0-F0 numunesinin absorbe ettiği enerji (1310 J) ile cidar ezme işlemindeki (94 J) ve köpük takviyesindeki (499 J) kazançların toplamı olan 1903 J değerinden %14,4 daha yüksek bir değerde (2177 J) olması dikkat çekici bir durumdur.

3.2. T6 Tüplerin Deney Sonuçları

Bu bölümde, T4 ısıl işlem durumundan daha yüksek dayanıma sahip 6063-T6 tüplerin eksenel ezilme deney sonuçları verilmiştir. Numunelerin deney sıralamasında 6063-T4 tüplerdeki sıralama takip edilmiştir. Bu numunelere ait kuvvet-deplasman eğrileri Şekil 8'de verilmiştir. Kuvvet eğrileri incelendiğinde, numunelerin pik kuvvet değerlerinde önceki grup numunelere (6063-T4) benzer bir değişimin olduğu görülmüştür. T6 ısıl işlem durumundaki base tüpün (T6-P0-F0) pik kuvvet değeri, daha yüksek dayanımlı olmasına bağlı olarak, T4 ısıl işlem durumuna göre yaklaşık %70 daha

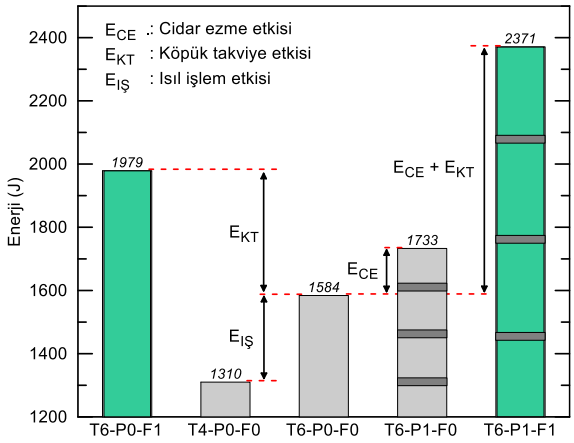
yüksek olmuştur. İlk katın tamamlandığı minimum kuvvet değerlerinin cidar ezme işlemi uygulanmış numunelerde işlem uygulanmamış tüplerden yaklaşık %50 daha küçük bir deplasmanda gerçekleştiği görülmektedir. Bu durum Şekil 7'de verilen deformasyon başlangıç konumlarıyla alakalı olarak açıklanabilir.



Şekil 8. T6 ısıl işlem durumundaki takviyeli ve takviyesiz tüplerin kuvvet-deplasman eğrileri

Şekil 8'de verilen enerji değerleri incelendiğinde cidar ezme işlemi uygulanmış T6-P1-F0 numunesinin T6-P0-F0 numunesine oranla yaklaşık %9,5 daha yüksek enerji absorbe ettiği anlaşılmaktadır. Bu farkın T4 ısıl işlem durumundaki aynı numune kombinasyonlarında daha düşük olması cidar ezme işleminin, T6 ısıl işlem durumunda T4 ısıl işlem durumuna oranla daha etkin olduğunu göstermesi açısından oldukça önemlidir. Nitekim ısıl işlem durumlarındaki farklılık enerji eğrilerine ait grafiklerden de açıkça görülebilmektedir. T4 ısıl işlem durumundaki numunelerin eğrilerinin verildiği Şekil 6'da bu numune kombinasyonlarına ait eğriler neredeyse çakışıkken, Şekil 10'da verilen eğrilerde bariz bir farklılık göze çarpmaktadır. Buna mukabil, köpük takviye edilmiş T6-P0-F1 numunesinde base tüpe oranla %25 daha yüksek enerji absorbe edildiği görülmektedir. Bu oranın T4 ısıl işlem durumunda %38 mertebesinde olması, tüp-köpük etkileşimin T6 ısıl işlem durumunda çok daha az etkin olduğunu göstermektedir. Bunun T6 ısıl işlem durumundaki tüplerde (daha yüksek dayanıma sahip) tüpün deformasyonu esnasındaki yönlenmelerine, köpüğün yoğunluğu itibariyle, yeteri kadar direnç gösterememesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Dolayısıyla yüksek dayanıma sahip tüplerin takviye edilmesinde daha yüksek yoğunluğa sahip polimerik veya metal köpüklerin kullanılması köpüğün absorbe edilen enerjiye olan katkısını artırabilir. Nitekim literatürde bu duruma uygun olarak, daha yüksek dayanıma sahip çelik tüplerin takviye edilmesinde polimerik köpüklerin yerine daha yüksek yoğunluklu metalik köpüklerin (alüminyum köpük gibi) tercih edildiği görülmektedir (Reid ve ark, 1986).

Şekil 9'da verilen bar grafikte T6 ısıl işlem durumundaki numuneler ile T4 ısıl işlem durumundaki boş tüpe ait absorbe edilen enerji değerleri ve enerji değerleri arasındaki farklılıklar ve bar grafikler yardımıyla gösterilmiştir. Grafikte ısıl işlem durumunun tüplerin absorbe ettiği enerji değerine etkisi EHT ile gösterilmiştir. Bu kapsamda karşılaştırılan T6-P0-F0 numunesinin T4-P0-F0 numunesine nazaran 21% oranında daha yüksek enerji absorbe ettiği görülmektedir. Bu farklılığın sebebini ısıl işlemle dayanımı artmış olan tüpün deformasyonu için daha yüksek kuvvetlere gereksinim duyulması şeklinde açıklamak mümkündür. Yine grafikte, köpük takviyesinin enerji değeri üzerindeki etkisi EFF ile gösterilmiştir. Bu etkinin, T4 ısıl işlem durumuna nispetle daha düşük kaldığı görülse de, EWC ile gösterilen cidar ezme işlemine göre enerji değerine daha yüksek oranda katkı sunduğu anlaşılmaktadır. T6-P1-F1 numunesinde elde edilen enerji değerinin T6-P1-F0 numunesinden 638 J (%35) daha fazla olduğu görülmektedir. Bu farklılığın T4 ısıl işlem durumunda %55 mertebesinde olduğu göz önünde bulundurulursa, cidar ezme işlemiyle enerjide sağlanan artışın tüp-köpük etkileşiminden kaynaklanan düşüşü telafi etmediği anlaşılmaktadır. Ayrıca T4 ısıl işlem durumundaki numunelere benzer şekilde, T6-P0-F0 numunesinin absorbe ettiği enerjinin cidar ezme işlemiyle ve köpük takviyesiyle sağlanan sırasıyla 149 J ve 395 J değerlerindeki enerji kazançlarıyla toplanması durumunda 2128 J değerinin elde edildiği görülmektedir. Bu değerin T6-P1-F1 numunesinin absorbe ettiği 2371 J değerinden %11,4 daha düşük olduğu, dolaysıyla bu numenlerde de iki bileşenin birlikte kullanılması durumunda, her ne kadar T4 ısıl işlem durumundaki kadar yüksek olmasa da, ekstra bir etkileşimin oluştuğunu göstermesi açısından önemlidir.



Şekil 9. T4 ve T6 ısıl işlem durumundaki tüplere ait enerji değerlerinin karşılaştırılması

3.3 Tüp-Köpük Etkileşimi

Metalik veya polimer esaslı farklı malzemelerden imal edilmiş köpükler, gözenekli yapıları nedeniyle imal edildikleri ham maddeye oranla çok daha düşük yoğunluktadırlar. Ayrıca oldukça düşük ve neredeyse sabit kuvvette uzun deformasyon deplasman değerleri sunmaktadırlar. Bu iki önemli fayda, köpüklerin tüp yapılarda takviye elemanı olarak sıklıkla tercih edilmelerine yol açmıştır. Bu kapsamda yapılmış birçok çalışmada köpüklerin, yapının toplam ağırlığını fazla artırmadan absorbe edilen enerjiye ciddi katkı sundukları rapor edilmiştir. Yazarların bu kapsamda yaptığı önceki çalışmalarda (Yalçın ve Genel, 2019), özellikle polimer esaslı köpüklerin absorbe edilen enerjiye aşağıda belirtilen iki mekanizma ile katkı sundukları anlaşılmaktadır:

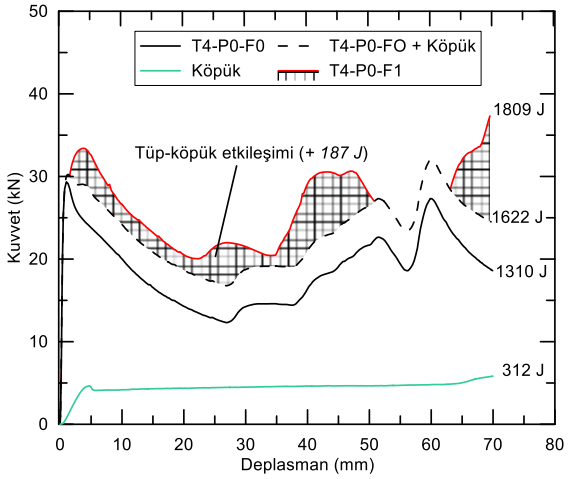
i- yapının maruz kaldığı eksenel yüke karşı göstermiş olduğu direnç,

ii- eksenel yük altında içeri ve dışarı yönlenerek deforme olan tüp cidarı ile girdiği etkileşim

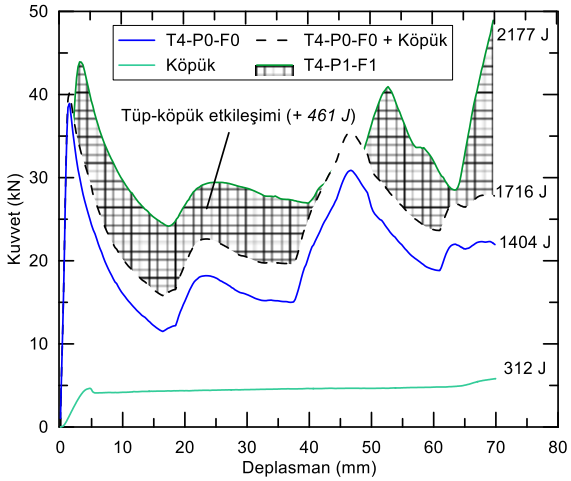
İlk madde de eksenel yüke karşı gösterilen direncin köpüğün yük taşıma kabiliyetini de gösteren plato bölgesiyle ilintili olduğu, bir başka deyişle köpüğün yoğunluğuyla orantılı olarak arttığı ifade edilebilir. Dolaysıyla artan yoğunluğun bu madde için olumlu etkisi olacağı söylenebilir.

İkinci madde ise kendi içerisinde, köpüğün deformasyon esnasında tüp cidarının içeri doğru yönlenme hareketini (köpüğe penetre olmaya çalışmasını) kısıtlaması ve içe yönlenen katlar arasında sıkışması şeklinde iki kısma ayrılabilir. Buna göre artan köpük yoğunluğuyla tüp cidarının içe yönlenme oranı daha fazla kısıtlanacağından azalacak, yönlenme oranının azalmasıyla da içe yönlenen katlar arasında sıkışan köpük miktarı düşecektir. Dolayısıyla artan köpük yoğunluğuyla, bu iki hususun ilkinin tüp yapının absorbe edeceği enerjiye katkısı pozitif, ikincinin katkısı ise negatif yönde etkilenecektir. Sonuç olarak, yukarıda zikredilen ilk madde artan köpük yoğunluğuyla artarken, ikinci maddenin optimum bir köpük yoğunluğunda maksimum katkıyı sunacağı anlaşılmaktadır. Bu durum yazarların bu kapsamda yaptığı önceki çalışmada çok daha detaylı olarak ele alınmıştır (Yalçın ve Genel, 2019).

Köpük takviye edilmiş tüp yapıların enerji değerleri incelendiğinde absorbe edilen enerjinin, boş tüp ve köpüğün absorbe ettiği enerji değerlerinin toplamından daha yüksek olduğu dikkat çeken bir husus olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu özel durum, tüple köpük arasında deformasyon esnasında literatürde "interaciton effect" olarak tanımlanan bir etkileşimin ortaya çıktığını göstermektedir. Bu etkileşimin daha açık bir şekilde görülebilmesi için T4-P0-F0 ve T4-P0-F1 numuneleri ile T4-P1-F0 ve T4-P1-F1 numunelerinin kuvvet-deplasman eğrileri Şekil Y'de birlikte verilmiştir. Şekil 10a'da verilen köpük takviyeli T4-P0-F1 numunesinin absorbe ettiği 1809 J enerji değeri, T4-P0-F1 numunesinin ve köpüğün ayrı ayrı absorbe ettikleri enerji değerlerinin toplamı olan 1622 J değerinden %11,5 daha yüksektir. Bu durum, tüp içerisine yerleştirilen köpüğün tüp cidarıyla deformasyon esansında girmiş olduğu etkileşimin yapıya 187 J ekstra enerji kazandırdığını göstermektedir. Benzer şekilde Şekil 10b'deki T4-P1-F0 numunesi ve köpüğün eksenel yük altında absorbe ettiği enerjilerin toplamı 1716 J iken, bu değerin T4-P1-F1 numunesinde 2177 J olduğu görülmektedir. Enerji değerleri arasındaki %27 oranındaki bu farkın (461 J) cidar ezme işlemi uygulanarak bölgesel olarak dayanımı artırılmış tüp cidarıyla köpüğün, deformasyon esnasında girdiği etkileşimden kaynaklandığı sonucuna ulaşılmaktadır.



(a)



(a)

Şekil 10. Tüp cidarı ile köpük arasında deformasyon sırasında meydana gelen etkileşim

Yukarıda belirtilen tüp-köpük etkileşimlerinin iki farklı numune grubunda farklı olduğu, cidar ezme işlemiyle bu etkileşimden sağlanan enerji artışının yaklaşık 2 kata ulaştığı görülmektedir. Numunelerde kullanılan PVC köpüğün özdeş olması, köpüğün eksenel yüke karşı gösterdiği direncin bütün numunelerde eşit olduğunu göstermektedir. Dolayısıyla numuneler arasındaki bu farkın, yapının deformasyonu esnasında tüp cidarının hareketiyle alakalı olarak ortaya çıkan tüp-köpük etkileşimiyle ilgili olduğu açıktır. Bahsedilen bu etkileşimdeki farklılık ise tüplerin deformasyon davranışlarındaki farklılıklarından kaynaklanmaktadır. Bu kapsamda cidar ezme işlemi uygulanmamış ve uygulanmış tüplere köpük takviye edilmesiyle elde edilen numunelerin (T4-P0-F1 ve T4-P1-F1) eksenel yük altındaki deformasyon görüntüleri Şekil 11'de birlikte verilmiştir. Şekil incelendiğinde, deformasyon esnasında köpük takviyeli her iki tüpün yüzeylerinin de içe ve dışa doğru yönlendiği görülmektedir. Kat oluşumu esnasında cidar ezme uygulanmamış tüpteki yönlenmenin, ön ve arka karşılıklı yüzeylerde dışa, sağ ve sol yüzeylerde ise içe doğru olduğu görülmektedir (Şekil 11a). Tüp içerisindeki köpük, içeri yönlenen yüzeylerle etkileşim içerisine girdiğinden (cidar hareketini kısıtlama, araya sıkışma) bu numunede her bir kat oluşumunda sadece iki yüzeyle etkileşim ortaya çıkmaktadır. Cidar ezme işlemiyle birlikte numunenin deformasyon davranışında bir değişim olduğu, bu numunede tüpün her yüzeyinin içeriye doğru yönlendiği görülmektedir (Şekil 11b). Dolayısıyla bu numunedeki takviye elemanı olan köpük, her bir kat oluşumunda tüpün dört yüzeyin tarafından da sıkıştırılmakta ve buna bağlı olarak ta bu yüzeylerle etkileşime girmektedir. Tüp geometrisinde ve kuvvetin uygulanmasında herhangi bir değişiklik yapılmadan, sadece cidar ezme işlemiyle sağlanan deformasyon davranışındaki bu değişim ayrıca önemli bir husustur.



Şekil 11. Cidar ezme işlemi (a) uygulanmamış, (b) uygulanmış tüplerde devam eden deformasyon davranışı

Tablo 2'de tüm numune kombinasyonlarına ait absorbe edilen enerji, ağırlık ve bu iki değerin oranlanmasıyla elde edilen özgül enerji absorbe (ÖEA) değerleri birlikte verilmiştir. Absorbe edilen enerji verimliliği için önemli bir gösterge olan ÖEA değerinin her bir ısıl işlem durumunda ki en düşük değeri boş tüplerde elde edilmiştir. Buna mukabil en yüksek değerlerin ise cidar ezme uygulanmış tüplerin köpük takviye edilmeleri durumunda elde edilmiştir. Her ne kadar en yüksek en yüksek ÖEA değeri T6 ısıl işlem durumunda elde edilmiş olsa da (%24), boş tüplere nazaran sağlanana artış açısından T4 ısıl işlem durumundaki tüpün daha verimli bir artış sunduğu dikkat çekmektedir (%37).

Tablo 2. Özgül enerji absorbe değerleri

Numuneler	Ağırlık, (g)	Enerji, (J)	Özgül Enerji, (J/g)
T4-P0-F0	133	1310	9.9
T4-P0-F1	133	1404	10.6
T4-P1-F0	160	1809	11.3
T4-P1-F1	160	2177	13.6
T6-P0-F0	133	1584	11.9
T6-P0-F1	133	1733	13.1
T6-P1-F0	160	1979	12.4
T6-P1-F1	160	2371	14.8

4. GENEL SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Farklı ısıl işlem durumlarındaki kare kesitli alüminyum tüplerin eksenel yük altında sergiledikleri deformasyon davranışı ve absorbe ettikleri enerji değerinin deneysel olarak incelendiği çalışmada düşük dayanıma sahip ısıl işlem durumunda takviye elemanı olarak kullanılan köpüğün absorbe edilen enerji üzerinde daha etkili olduğu görülmüştür. Ön deformasyon işlemi olan cidar ezme işleminin ise yüksek dayanıma sahip T6 ısıl işlem durumunda daha verimli olmuştur. Tüp-köpük etkileşiminin absorbe edilen enerji değeri üzerinde önemli bir etkisinin olduğu görülmüştür. Elde edilen sonuçlara göre, daha yüksek enerji verimliliğinin elde edilebilmesi için yüksek dayanıma sahip tüplerde daha yüksek yoğunluğa sahip köpükler kullanılabilir. Ayrıca pekleşme davranışının daha yüksek olduğu metalik tüpler kullanılması durumunda da cidar ezme işlemiyle daha yüksek ÖEA değerleri elde edilebilir.

REFERANSLAR

[1] Palanivelu, S., Paepegem, W. Van, Degrieck, J., Ackeren, J. Van. (2010), "Experimental study on the axial crushing behaviour of pultruded composite tubes", Polymer Testing, 29(2), pp.224–234.

[2] Cheol, K., Lee, J. J., Hyun, K., Cheol, M., Huh, J. S. (2002), "Axial crush and bending collapse of an aluminum/GFRP hybrid square tube and its energy absorption capability", Composite Structures, 57, pp.279–287.

[3] Bambach, M. R., Elchalakani, M., Zhao, X. L. (2009), "Composite steel–CFRP SHS tubes under axial impact", Composite Structures, 87(3), pp.282–292.

[4] Guillow, S. R., Lu, G., Grzebieta, R. H. (2001), "Quasi-static axial compression of thin-walled circular aluminium tubes", International Journal of Mechanical Sciences, 43, pp.2103–2123.

[5] Marzbanrad, J., Mehdikhanlo, M., Pour, A. S. (2009), "An energy absorption comparison of square, circular, and elliptic steel and aluminum tubes under impact loading", Turkish Journal of Engineering & Environmental Sciences, 33, pp.159–166.

[6] Gao, Q., Wang, L., Wang, Y., Guo, F., Zhang, Z. (2016), "Optimization of foam-filled double ellipse tubes under multiple loading cases", Advances in Engineering Software, 99, pp.27–35.

[7] Li, G., Zhang, Z., Sun, G., Huang, X., Li, Q. (2015), "Comparison of functionally-graded structures under multiple loading angles", Thin-Walled Structures, 94, pp.334–347.

[8] Mete, O. H., Yalcin, M., Genel, K. (2018), "Experimental and numerical studies on the folding response of annular-rolled Al tube", Thin-Walled Structures, 127, pp.798–808.

[9] Yalçın, M.M., Genel, K. (2019), "On the axial deformation characteristic of PVC foam-filled circular aluminium tube: Effect of radially-graded foam filling", Thin-Walled Structures, 144, 106335.

[10] Abramowicz, W., Wierzbicki, T. (1989), "Axial Crushing of Multicorner Sheet Metal Columns", Journal of Applied Mechanics, 56, pp.113–120.

[11] Singace, A. A., Elsobky, H., Reddy, T. Y. (1995), "On the eccentricity factor in the progressive crushing of tubes", International Journal of Solids and Structures, 32(24), pp.3589–3602.

[12] Ahmad, Z., Thambiratnam, D. P. (2009), "Dynamic computer simulation and energy absorption of foam-filled conical tubes under axial impact loading", Computers and Structures, 87(3–4), pp.186–197.

[13] Zarei, H. R., Kröger, M. (2008), "Optimization of the foam-filled aluminum tubes for crush box application", Thin Walled Structures, 46, pp.214–221.

[14] Alia, R. A., Guan, Z., Jones, N., Cantwell, W. J. (2015), "The energy-absorption characteristics of metal polymer foams", Journal of Sandwich Structures and Materials, 17(1), pp.74–94.

[15] Mozafari, H., Molatefi, H., Crupi, V., Epasto, G., Guglielmino, E. (2015), "In plane compressive response and crushing of foam filled aluminum honeycombs", Journal of Composite Materials, 49(26), pp.3215-3228.

[16] Chen, W., Lu, F., Winfree, N. (2002) "High-strain-rate compressive behavior of a rigid polyurethane foam with various densities", Experimental Mechanics, 42(1), pp.65–73.

[17] Ouellet, S., Cronin, D., Worswick, M. (2006), "Compressive response of polymeric foams under quasi-static, medium and high strain rate conditions", Polymer Testing, 25(6), pp.731–743.

[18] Yalçın, Muhammet M., Mete, O. H., Genel, K. (2019), "Axial crushing behavior of circular aluminum tubes", Materials Testing, 61(8), pp.749–754.

[19] Reid, S. R., Reddy, T. Y., Gray, M. D. (1986), "Static and dynamic axial crushing of foam-filled sheet metal tubes", International Journal of Mechanical Sciences, 28(5), pp.295–322.

[20] Yalçın, Muhammet Muaz, Genel, K. (2019), "On the axial crush performance of PVC foam-filled aluminum/CFRP hybrid circular tube", Sakarya University Journal of Science, 23(6), pp.1154–1162.

INTRODUCING STANDARD DEFINITION DIGITAL MAPS TO AUTONOMOUS LANE CENTERING TO IMPROVE FRONT CAMERA FUNCTIONALITY

Gürbey Ceken[1,2], Tom van der Sande[1], Henk Nijmeijer[1]

[1] Eindhoven University of Technology, Mechanical Engineering, Eindhoven, The Netherlands
[2] Corresponding Author: Gürbey Ceken, cekengurbey@gmail.com

ABSTRACT

This paper proposes a novel approach to increase the reliability of the lane detection and extend the driving horizon of a vehicle that is already equipped with a front camera, by improving the lane centering capabilities for the use cases where the front camera performance is not sufficient. A standard definition digital map software with GPS sensor is used as the input source. The geometrical route information from the digital map is transformed to ego vehicle coordinate frame and a lane construction method with weighted least squares polynomial regression is developed to generate map-based lane boundaries. An optimization approach is introduced to fuse the available camera-based lane boundaries with the obtained map-based lane boundaries. The resultant fused lane information is utilized to increase the system availability and the horizon length. The validation is performed on a simulated environment using real-life test data per pre-defined use case scenarios. The validation results confirmed that the lane centering functionality can be improved up to 20 meters.

Keywords: ADAS, Lane Centering, Digital Map, Camera

1. INTRODUCTION

A major portion of the road accidents is caused by unintentional lane change, emphasizing the significance of the lane keeping action in terms of safety [1]. Accordingly, lane keeping action has been one of the main focus for ADAS applications bringing a significant potential in preventing single-vehicle lane departure crashes [2]. Lateral assist functions like lane departure warning/prevention and lane keeping/centering assist systems are already commercialized with a high consumer acceptance by most of the vehicle manufacturers [3].

Autonomous lane centering aims to correct the deviation from the lane center by continuously monitoring the relevant vehicle states and generating the steering angle according to the lane information derived from sensor data. A brief layout of the system is given in Figure 1(a). The states of interest are the offset ε and the heading angle Ψ_h of the ego vehicle with respect the lane center curvature which are evaluated at characteristic parameters x_{bumper} and x_{lah}, namely the bumper and look ahead longitudinal distances. The ego vehicle states speed v_x and yaw rate w_z are also input to the lateral controller. An illustration of these states and parameters are presented in Figure 1(b).

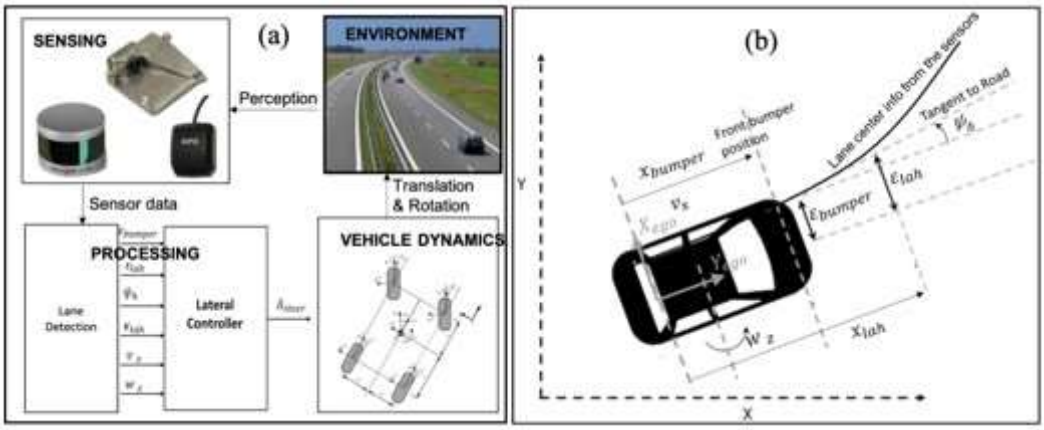


Figure 1. (a) Brief illustration of a lane centering system, and (b) ego vehicle states and parameters for lateral vehicle control.

In lane centering systems, it is assumed that sensory information that represents the lane center up to a certain distance, i.e. the "horizon", is provided and sufficient for the system to control the ego vehicle. In today's commercialized technology, the horizon can be generated by various sensor types such as a front camera, LIDAR or RADAR, where fusion of these sensor types is also applied in order to increase the availability and the reliability [4,5]. Amongst the various sensor types, front camera one of is the common type for the commercial lane centering systems by its low-cost with a sufficient horizon length and an acceptable reliability for most of the use cases [6,7]. For instance, the front camera has a high close to mid-range (<50m) lane positioning accuracy with an error margin smaller than 4 cm [8]. One of the main issues though, is that camera data is not always available. For example, when the view is blocked.

Recently, digital map-based techniques are also being implemented on advanced driving assistance systems, by constructing an electronic horizon consisting of various road features along the ego vehicle's driving path. In literature, there exist numerous studies and applications that utilize digital maps for lateral assist. Curvature estimation and traffic sign detection for speed adjustments is common among map based ADAS applications [9,10]. By the utilization of the high definition maps, identification of the lanes which is hard to detect especially at intersections becomes possible [4]. There are studies that show that the lane model geometry and high-level semantic information, such as lane connectivity, supports the automated driving actions with the path planning and decision making [5]. The road features obtained from the map can correct the camera detection, such as when the guardrails misguide the camera and cause a wrong lane estimation [11]. There are readily commercialized solutions that guide the vehicle in the correct lane to avoid last minute lane changes by detection of the junctions upfront [10].

The strategies mentioned above can be further extended by introducing new methods on the existing literature. One of the main issues is that either high resolution maps are required, or an accurate GPS system for accurate localization has to be used. This paper presents an innovative approach by creating a mathematical lane boundary representation from the map data, followed by fusion with the camera data. The aim is to improve the lane keeping functionality by utilization of the map's long and continuous horizon, while poor accuracy and refresh rate of the GPS is mitigated by the camera's close range in-lane localization accuracy. The target scenarios in which the camera lane detection can be degraded when the lane markers are missing or blocked due the road, whether or traffic conditions [3,12] are illustrated in Figure 2. The study also aims to achieve a feasible solution that can be implemented on entry level commercial ADAS packages, thus the sensor domain is configured to involve only a single front camera and SD (standard definition) map software with GPS localization. In vehicle odometer sensor information is also utilized during the study for ego vehicle state estimation and localization improvements by using conventional Kalman filtering methods, however details of this process are not mentioned in this paper. Under these objectives, the research question can be captured as: "How can SD map data be integrated to a camera-based lane centering system in order to extend the driving horizon and manage the scenarios that cannot be achieved with the front camera only?"

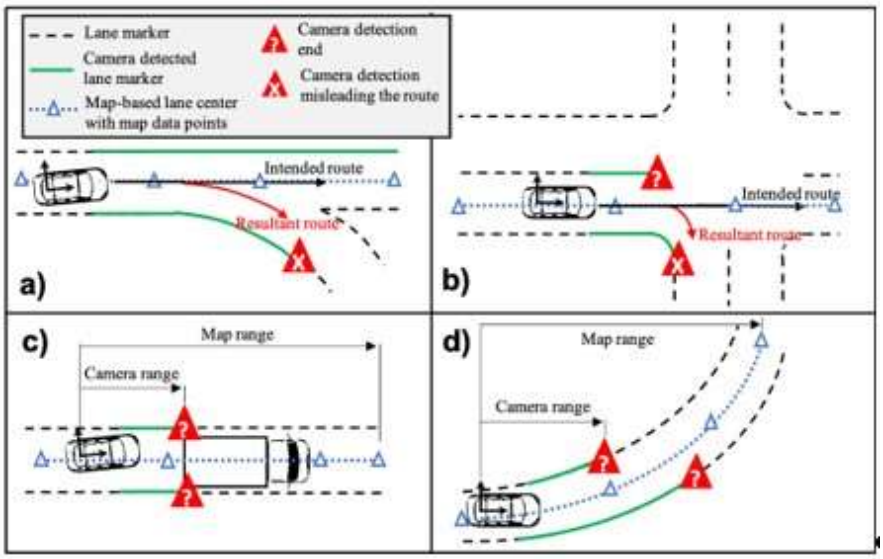


Figure 2. Common scenarios when the camera-based lane centering might fail to generate the lane center reference while the map-based system is capable of providing it: a) Right lane marker causing to deviate from the intended straight driving route due to a highway exit. b) A junction where the lane markers disappear in the center, misleading the ego vehicle by leading it along the right-hand marker curvature instead of guiding through the intended straight route. c) A large vehicle blocking the camera view, diminishing the driving horizon. d) A road segment with a high curvature causing the left and right lane markers to overlap and shift out of the camera view.

The outline of this paper is as follows; First the mathematical representation of camera-based lane data is introduced in section 2. Then the conversion of map data's World Geodetic System (WGS) localization to Cartesian coordinates is described in section 3.1. In section 3.2 this is followed by a map-based lane center construction process by using weighted polynomial curve fitting methods. The fusion of camera-based lane information with the constructed map-based lane center is given in section 3.3. Finally, the results on real-life driving data is presented in section 4 and the paper is finalized with a discussion part.

2. FRONT CAMERA BASED LANE CENTERING

A front camera is capable of generating ego lane information by detecting the lane markers with image processing. Resultant lane boundary information from the camera can be transformed to ego-vehicle based Cartesian coordinate frame, where the left and right lane boundaries can be represented as points lying on polynomial equations. Figure 3 illustrates the detection of the lane boundaries from the lane markers and transformation of the lane boundary information to the Cartesian coordinates. 3rd degree polynomials are commonly used [13] to express lane boundary coordinates since they provide sufficient accuracy for lateral control purposes.

The principal coordinate system is defined as the ego vehicle coordinate frame with an origin at the middle of the rear axle, and is shown in Figure 3. The axis $\mathbf{X}$ is the longitudinal direction heading straight from the origin, i.e. the middle of the rear axle, to the middle of the front axle [14]. The axis $\mathbf{Y}$ is perpendicular to $\mathbf{X}$, having the positive direction to the left of the ego vehicle.

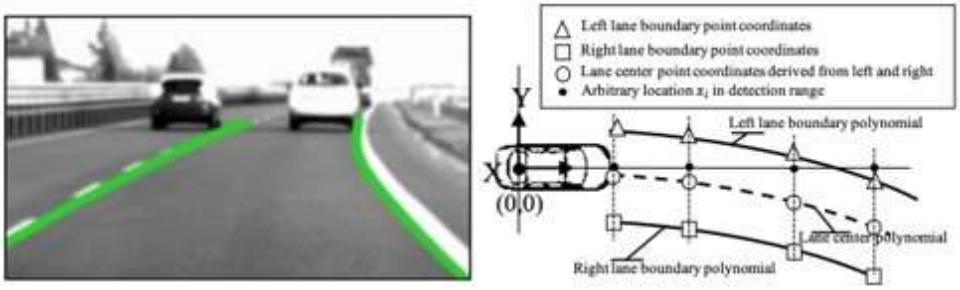


Figure 3. For ADAS purposed, the vehicle front camera can identify the lane markers to generate ego lane boundary data (left). For arbitrary longitudinal distances along the driving path, the lane boundary and lane center points can be located on the polynomial curves with respect to the ego vehicle coordinates (right).

The front camera provides separate polynomial coefficients for the left and right lane boundaries. The lane center line information can be virtually constructed by averaging the left and right lane boundary information. This way, lane boundary information is reduced to four polynomial coefficients provided by the camera (*cam*), where lateral position $y(x)$ of a lane boundary point can be estimated for any longitudinal distance x from the ego vehicle. Notice that at origin ($x = 0$), the lateral offset reduces to d.

$$y(x) = a_{cam}x^3 + b_{cam}x^2 + c_{cam}x + d_{cam} \tag{1}$$

Some important road features can also be derived from the 3rd degree polynomial equations. For instance, the 1st derivative of (1) results in the slope of the lane center line. This can be interpreted as the heading angle difference of the road with respect to the ego vehicle Ψ_h at any longitudinal distance x.

$$\Psi_h(x) = \frac{dy(x)}{dx} = 3a_{cam}x^2 + 2b_{cam}x + c_{cam} \tag{2}$$

The curvature of the road κ can be estimated by the 2nd derivative of (1) for small curvatures, which is the case for targeted driving scenarios since even for the sharpest turns at highway entry and exits with a turning radius as low as 50 meters[15]:

$$\kappa(x) \simeq \frac{d^2y(x)}{dx^2} = 6a_{cam}x + 2b_{cam}b \tag{3}$$

Finally, the last information about the road that can be extracted from the polynomial representation is the rate of curvature change:

$$\kappa'(x) \approx \frac{dy}{dx}\left(\frac{d^2y(x)}{dx^2}\right) = 6a_{cam} \tag{4}$$

3. MAP-BASED HORIZON CONSTRUCTION IN FUSION WITH CAMERA DATA

3.1. Transformation of the Map Data Points to Cartesian Coordinates

A standard definition digital map software can provide information about the ego-vehicle's horizon route which consists of World Geodetic System (WGS) based longitude and latitude information of the data points along the driving route. In the map software, these features are parametrized with a scalar distance (l with respect to the ego vehicle. Using a WGS to Universal Transverse Mercator (UTM) conversion technique, the longitude and latitude information can be transformed into Cartesian coordinate frame, which is crucial for lateral control purposes. The data transformed points are located in $X-Y$ coordinates according to UTM easting-northing reference frame [16]. Figure 4 illustrates the WGS data transformation to UTM data for an exemplary map-based route consisting of 5 data points.

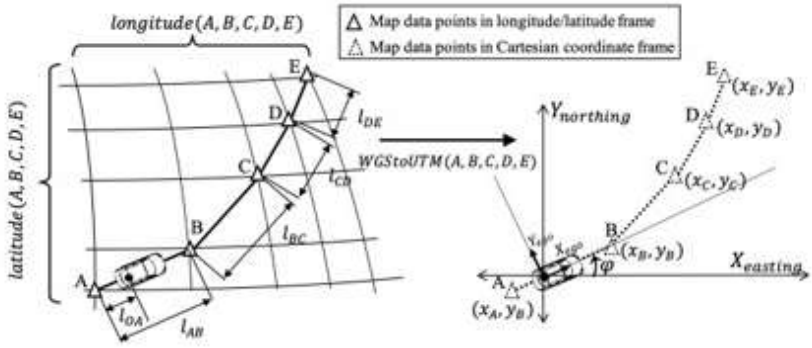


Figure 4. An exemplary digital map driving route where the longitude and latitude features of the data points are provided with respect to scalar distance l from the ego vehicle in a segmented structure are transformed to Cartesian coordinates

The SD map route lacks the information of the ego vehicle's lateral offset and heading angle difference to the lane center, since the vehicle is abstracted as a point moving along the 1D route segments without a width feature. As an initial approximation, a transformation can be performed by using the angle φ between the $X_{easting}$ and the segment the vehicle is on, as shown in Figure 4. For each UTM based map data point coordinate $(x_{i,UTM}, y_{i,UTM})$, the rotation matrix in (5) can be applied to obtain data point coordinate set $(x_A, y_A, x_B, y_B, \dots, x_E, y_E)$ in ego vehicle coordinate frame.

$$\begin{bmatrix} x_i \\ y_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(-\varphi) & -\sin(-\varphi) \\ \sin(-\varphi) & \cos(-\varphi) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{i,UTM} \\ y_{i,UTM} \end{bmatrix} \tag{5}$$

3.2. Lane Center Construction with Weighted Polynomial Curve Fitting

The transformed map data points shown in Figure 4 provide a segmented route information where the curves of the actual driving path cannot be observed. To achieve a true physical representation of the driving path, the data points need to be connected in a continuous and splined manner. 3rd degree polynomial lines can again be used in order to have the same mathematical representation as with the front camera.

The least square regression finds the optimum coefficient set (a, b, c, d) for n data points with the residual R^2:

$$R^2 = \underset{a,b,c,d}{\operatorname{argmin}}\left(\sum_i^n [y_i - (ax_i^3 + bx_i^2 + cx_i + d)]^2\right) \tag{6}$$

Since the polynomial represents a reference driving path for a lane keeping system, it is important that the error is controlled in way that it is minimized within the range of interest of the lateral controller, in trade off with the increased fitting error for the data points further away from the ego vehicle. Introducing weighting factors w_i would serve this purpose, since the magnitude of the weight factors will determine the influence of its corresponding data point in the regression. The resultant residual term R^2 becomes [17]:

$$R^2 = \sum_i^n w_i [y_i - (ax_i^3 + bx_i^2 + cx_i + d)]^2 \tag{7}$$

In order to find the optimum polynomial coefficient set (a, b, c, d) that minimizes R^2, the partial derivatives of the residual term with respect to each polynomial coefficient is set to zero, i.e. $\frac{\partial R^2}{\partial a} = \frac{\partial R^2}{\partial b} = \frac{\partial R^2}{\partial c} = \frac{\partial R^2}{\partial d} = 0$. This results in the following system of linear equations:

$$\begin{bmatrix} w_i n & \sum_{i=1}^{n} w_i x_i & \sum_{i=1}^{n} w_i x_i^2 & \sum_{i=1}^{n} w_i x_i^3 \\ \sum_{i=1}^{n} w_i x_i & \sum_{i=1}^{n} w_i x_i^2 & \sum_{i=1}^{n} w_i x_i^3 & \sum_{i=1}^{n} w_i x_i^4 \\ \sum_{i=1}^{n} w_i x_i^2 & \sum_{i=1}^{n} w_i x_i^3 & \sum_{i=1}^{n} w_i x_i^4 & \sum_{i=1}^{n} w_i x_i^5 \\ \sum_{i=1}^{n} w_i x_i^3 & \sum_{i=1}^{n} w_i x_i^4 & \sum_{i=1}^{n} w_i x_i^5 & \sum_{i=1}^{n} w_i x_i^6 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d \\ c \\ b \\ a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{n} w_i y_i \\ \sum_{i=1}^{n} w_i x_i y_i \\ \sum_{i=1}^{n} w_i x_i^2 y_i \\ \sum_{i=1}^{n} w_i x_i^3 y_i \end{bmatrix} \tag{8}$$

One can define the matrices X, Y, W and P as in (9) in order to solve the linear system of (8). Notice that X is the Vandermonde matrix of x_n^3 where x is the map data points' longitudinal distance, W is the diagonal weight coefficient matrix, Y is the set of the map points' lateral distance y and P is the solution matrix for the map-based lane center polynomial coefficients:

$$X = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & x_1^2 & x_1^3 \\ 1 & x_2 & x_2^2 & x_2^3 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & x_n & x_n^2 & x_n^3 \end{bmatrix}, \quad W = \begin{bmatrix} w_1 & \cdots & \cdots & 0 \\ \vdots & w_2 & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & \cdots & w_n \end{bmatrix}, \quad Y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{bmatrix}, \quad P = \begin{bmatrix} d_{map} \\ c_{map} \\ b_{map} \\ a_{map} \end{bmatrix} \tag{9}$$

The system of equations in (8) can accordingly be solved by (10) using the matrices defined in (9) [18]:

$$P = (X^T W X)^{-1} X^T W Y \tag{10}$$

Finally, the map-based lane center can be represented in a 3rd degree polynomial form like the front camera:

$$y_{map}(x) = a_{map} x^3 + b_{map} x^2 + c_{map} x + d_{map} \tag{11}$$

Determination of the weight coefficient matrix W can be set by relating every weighing coefficient w_i to its corresponding data point's longitudinal offset x_i obtained in (5). It is desired to have less fitting error for the closer distances, hence the weighing factors are assigned in a way that their magnitudes increase while their distance to ego vehicle decreases. The proposed equation satisfying this condition is presented in (12). The weighing factor's dependency on the distance can further be tuned by applying a power factor k_w. To prevent w_i from approaching infinity and become overly dominant, a limiting value of 20 is set, considering a ratio of a maximum total horizon of 60 meters (180 km/h speed with a typical look ahead time of 1.2 s) and a minimum data point distance at the front bumper level, being typically around 3 meters.

$$w_i = \left(\frac{x_{total\ horizon}}{abs(x_i)} \right)^{k_w} \tag{12}$$

The curve fitting strategy is practiced on some real-life map data point set from a typical highway entry and exit with different weight power factors k_w=0 (no weighting), $k_w = 2$ and $k_w = 5$. The estimated lane center lines and the fitting error magnitudes are illustrated in Figure 5. It can be observed that weighting allows lower error in close range (< 20 m), however as the distance increases, the error can dramatically rise with higher power factors such as 5.

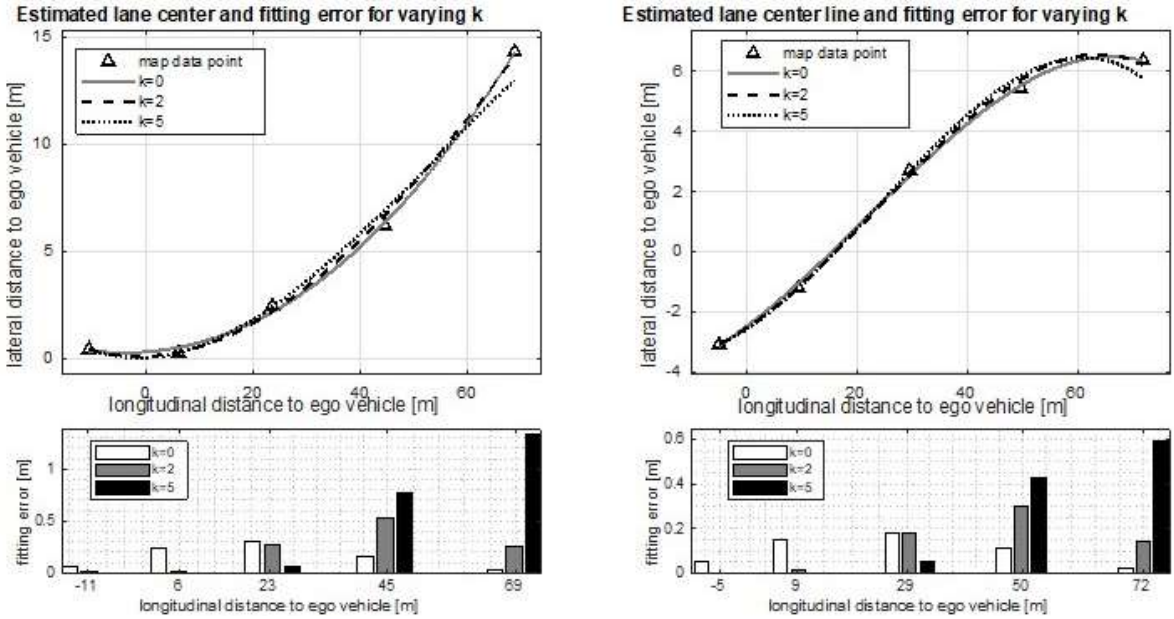


Figure 5. Illustration of lane construction with 3rd degree polynomial fitting with fitting errors of different weighting power factor for highway exit (left) and merge (right) cases.

3.3. Correction of Lane Center Offset and Orientation by Utilization of the Front Camera

As previously explained in Section 3.1, the SD map assumes the vehicle as a point entity traveling along the lane center constructed from the map data points. Obviously, the map-based lane center is a line and it does not have any knowledge of the width of the road nor the orientation of the vehicle with respect to the lane. It was also shown in (1) and (2) that the c and d coefficients of the lane center polynomial represent the lateral offset and heading angle of the ego vehicle with respect to lane center respectively. Therefore, polynomial coefficients c and d derived from map-based lane construction cannot be reliable. Accordingly, it can be concluded that the SD map can provide an accurate estimation of the curvature of the driving horizon within the map detection range which is designated by the furthest data point, while failing to provide the offset and orientation of the ego vehicle with respect to the lane center. This phenomenon is illustrated in Figure 6(a), showing that the actual heading angle (polynomial coefficient c) and lateral offset (polynomial coefficient d) are failed to be estimated by only using the map data. Furthermore, 1 to 5 Hz update rate and low accuracy of the standard in-vehicle GPS receivers is not sufficient in terms of autonomous vehicle lateral control which requires at least 10 Hz in order to capture the vehicle dynamics states [19], thus making the parallel utilization of other vehicle sensors essential in order to make use of the map data for lane keeping purposes.

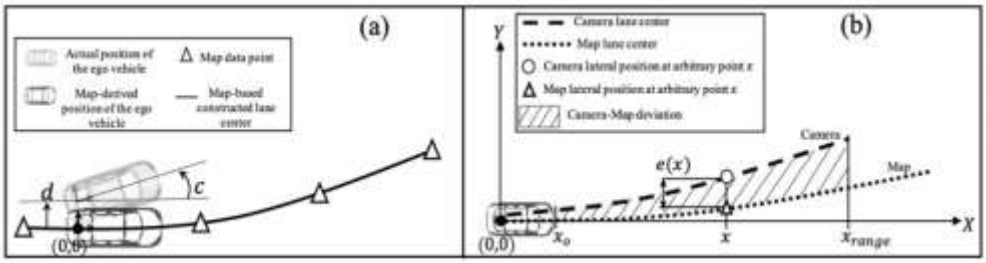


Figure 6. (a) A generic illustration showing the SD digital map failing to estimate the orientation (polynomial coefficient "c") and lateral offset (polynomial coefficient "d"), (b) Lateral deviation of camera and map-based lane centers to be used as the cost function.

On the other hand, unlike the front camera, the map is capable of providing continuous lane center information and maintain the correct driving route in the presence of lane marker discontinuities such as junctions, highway exits and entries, as previously illustrated in Figure 2. An optimization approach is proposed at this step, where it is aimed to minimize the quadratic cost function J in (13), which is defined as the integral of the lateral deviation of the map lane center with respect to camera lane center through the range where the camera lane information is assumed to be reliable. This deviation is illustrated in Figure 5(b).

$$J = \int_{x_o}^{x_{range}} e^2(x)\,dx \tag{13}$$

For an arbitrary longitudinal point x within the reliable camera detection range, the lateral deviation term e is the difference between the lateral distance presented in (1) and (11) and becomes

$$e = (a_{cam} - a_{map})x^3 + (b_{cam} - b_{map})x^2 + (c_{cam} - c_{map})x + (d_{cam} - d_{map}) \tag{14}$$

Since lane the center polynomial from the camera is assumed to be valid between x_o and x_{range}, the camera polynomial coefficients ($a_{cam}, b_{cam}, c_{cam}, d_{cam}$) are constant parameters in (14) at a specific detection instance. Additionally, the curvature estimation from the map data is assumed to be reliable, thus the curvature related polynomial coefficients from the map data (a_{map}, b_{map}) can be taken as constants as well. Consequently, constant terms can be defined as in (15) and the minimization for the quadratic cost function J in (16) becomes finding the optimum $[c_{map}, d_{map}]$ set that re-arranges the offset and orientation of the map-based lane center, reducing to combed area in Figure 6(b) to its possible minimum.

$$A = a_{cam} - a_{map}\,, \quad B = b_{cam} - b_{map}\,, \quad C = c_{cam}\,, \quad D = d_{cam} \tag{15}$$

$$J = \underset{c_{map}, d_{map}}{\operatorname{argmin}} \left(\int_0^{x_{range}} \left(Ax^3 + B^2 + (C - c_{map})x + (D - d_{map}) \right)^2 dx \right) \tag{16}$$

Finding optimum (c_{map}, d_{map}) requires that the partial derivatives of J for optimization variables are equal to zero:

$$\frac{\partial J}{\partial c_{map}} = 0\,, \quad \frac{\partial J}{\partial d_{map}} = 0 \tag{17}$$

At a specific detection instance, the integration limits x_o and x_{range} can be treated as constants. Thus, one can define the below equation set (18) of x for each power term:

$$X_7 = x_{range}^7 - x_o^7,\ \ X_6 = x_{range}^6 - x_o^6,\ \ \ldots,\ \ X_2 = x_{range}^2 - x_o^2,\ \ X_1 = x_{range} - x_o \tag{18}$$

Inserting (18), the integration in (16) is evaluated as:

$$J = \left[-\left(\frac{2AX_5}{5}\right) - \left(\frac{BX_4}{2}\right) - \left(\frac{2X_3C}{2}\right) - (X_2D) \right] c_{map} + \left[\frac{X_3}{3}\right] c_{map}^2 + \left[-\left(\frac{AX_4}{2}\right) - \left(\frac{2BX_3}{3}\right) - (2X_1D) - (X_2C) \right] d_{map} + [X_1] d_{map}^2 + [X_2] c_{map} d_{map} + K;\ \ with\ the\ constant\ K = \frac{A^2X_7}{7} + \frac{ABX_6}{3} + \frac{2AX_5C}{5} + \frac{B^2X_5}{5} + \frac{AX_4D}{2} + \frac{BX_4C}{2} + \frac{2BX_3D}{3} + \frac{X_3C^2}{3} + X_2CD + X_1D^2 \tag{19}$$

Solving (19) for (17), the linear system giving the heading and angle lateral offset related polynomial coefficients of the map-based lane center, c_{map} and d_{map} respectively, can be obtained as in (20), as long as the camera-based polynomial coefficients exist within $[x_o\ x_{range}]$. Note that the system has to be solved and the parameters are updated at each detection sample received from the camera and map that are in synchronization. A typical camera-base lane centering system has 15 Hz detection and processing frequency requirement [20] while a SD map-based system GPS can go as low as 1 to 2.5 Hz [19], thus the map coefficients shall be modified between its updates by the faster camera rate.

$$\begin{bmatrix} \frac{2X_3}{3} & X_2 \\ X_2 & 2X_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c_{map} \\ d_{map} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{2AX_5}{5} + \frac{BX_4}{2} + \frac{2X_3C}{2} + X_2D \\ \frac{AX_4}{2} + \frac{2BX_3}{3} + X_2C + 2X_1D \end{bmatrix} \tag{20}$$

The camera and map lane center matching requirements were set for lateral control parameters lane center offset and heading angle difference +/-40 cm and +/-2 degrees respectively [21]. The output of the optimization is tested for a typical highway exit shown Figure 7. It can be observed in the left side figures that although the map is capable of providing a longer horizon and good curvature estimation, the inaccuracy in heading angle and lateral offset lead to a lateral lane center deviation from the reference (camera), growing over 2 meters in 50 meters driving horizon. After the correction of the coefficients c_{map} and d_{map}, the deviation is minimized and a close match between the map-based and camera-based (reference) lane center is achieved as given in the right, where the lateral difference is reduced below 20 cm.

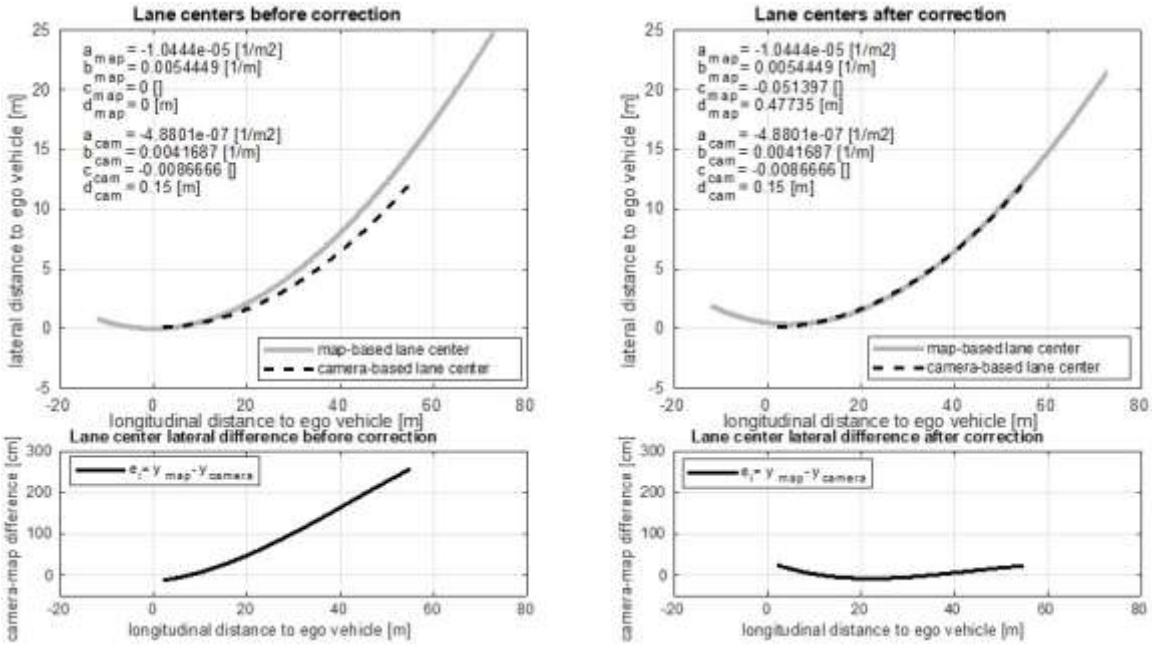


Figure 7. The map-based lane center polynomial coefficient correction results with the camera-based lane center reference.

Prior to the implementation of the method, a flow diagram of the system designed under described methods is given in Figure 8 for clarity, where the sensory information from the GPS, camera and odometry are processed to generate and for evaluation purposes, record the map-based horizon.

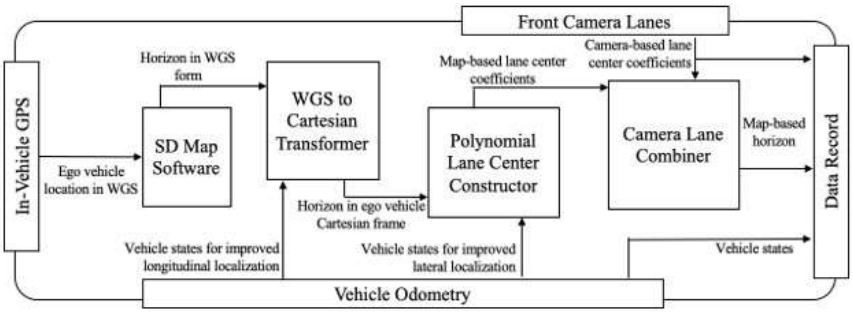


Figure 8. Flow diagram of the map-based horizon construction

4. RESULTS

The validation of the proposed system was performed on German roads for highway merge and intersection scenarios as illustrated in Figure 9(a_2) and (b_2) respectively. The synchronous data recorded from camera, odometry and digital map during these sessions was replayed and processed with the system summarized in Figure 8 in a simulation environment. Sample results are given in Figure 9(a_1) and (b_1) for specific instances in their respective scenarios. In both cases, map-based lane center construction was observed to be successful; (a_1) shows that the camera horizon (framed blue) was extended by the map by 24 meters (framed red) for high curvature highway merge case, while (b_1) shows that the almost expired camera horizon close to the intersection (framed blue) is sustained up to 64 meters by the map (framed red).

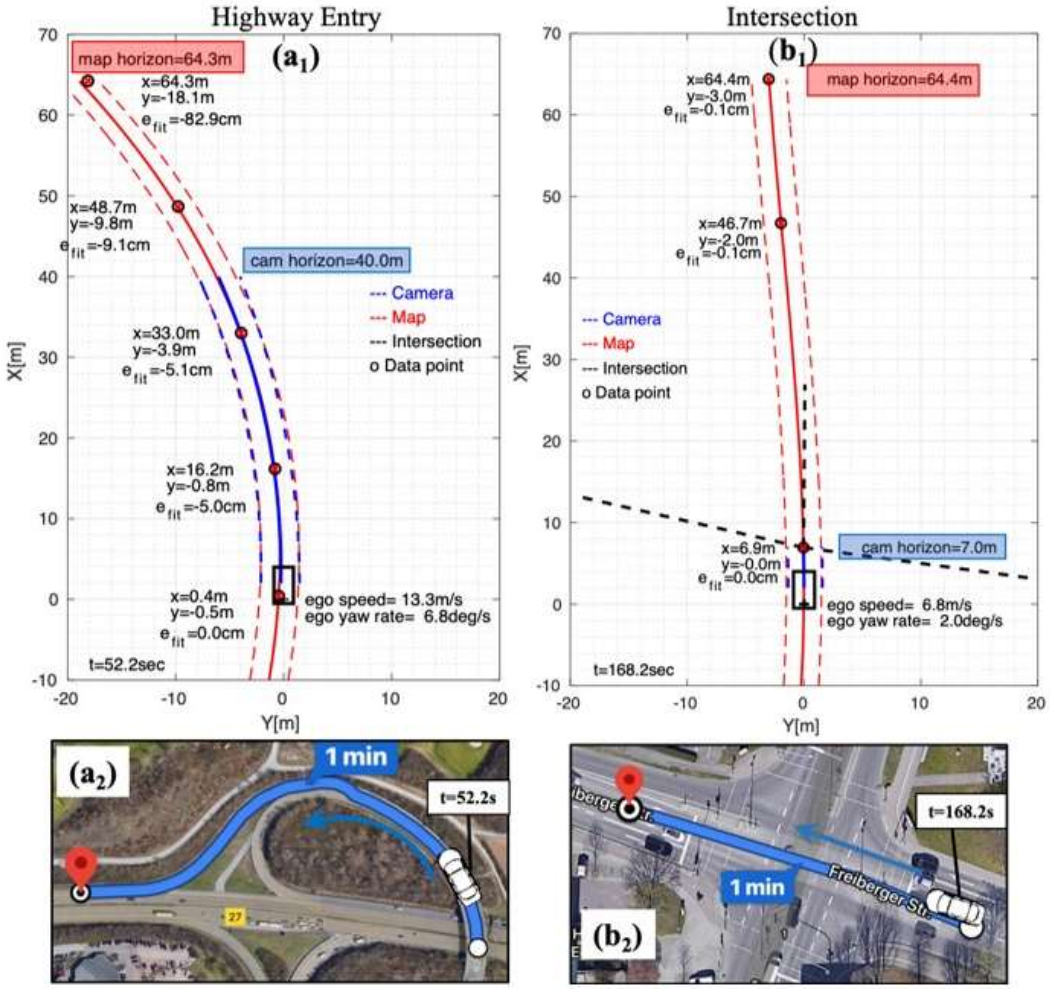


Figure 9. The highway merge (a_1) and the intersection scenarios (b_1) driven for data record. (a_2) and (b_2) show instances from the simulation outputs of the system.

To evaluate the performance for both scenarios, the horizon length of the map is compared against the camera. In Figure 10 it can be seen (left) that during the 35 seconds driving highway merge case, 19.4 meters of average horizon extension is achieved while the extension can go up 65 meters. To evaluate lane accuracy of the map, the camera data at look ahead distance is utilized due to its close-range reliability. It is observed that the lateral control parameters lane center offset (middle) and heading angle difference (right) are closely matching, staying within camera matching requirements by staying error ranges of +/-40 cm and +/-2 degrees. The average deviation from the camera was calculated as 17 cm for the lane center offset and 0.7 degrees for the heading angle difference.

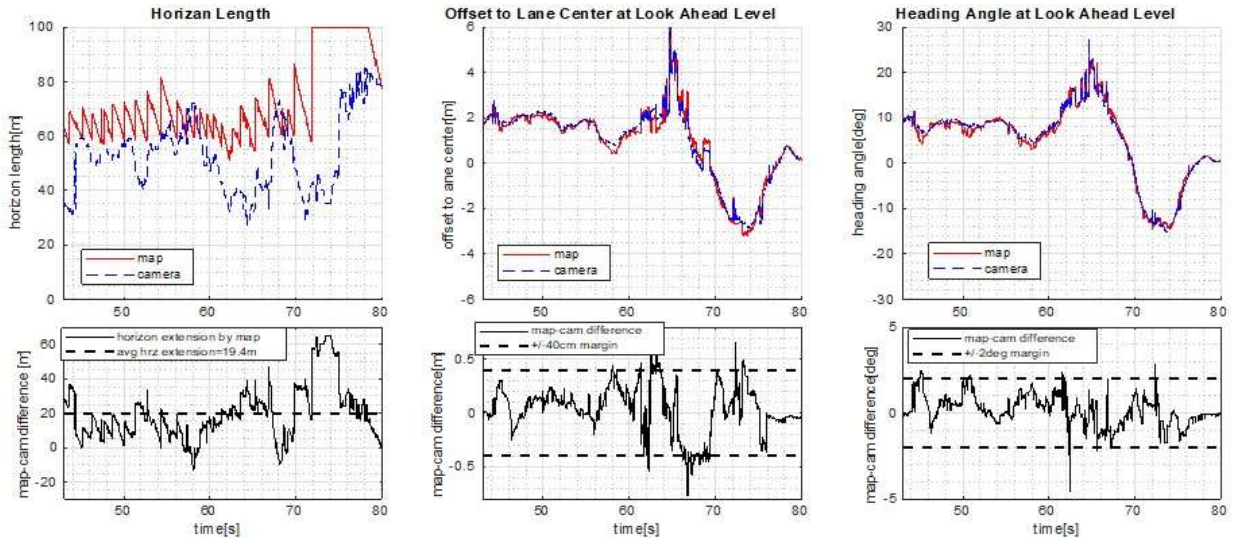


Figure 10. Highway merge results comparing the horizon length(left), lane center offset (middle) and heading angle (right)

The intersection results in Figure 11 show that when the camera horizon is limited by an intersection, the map can assist in extending the horizon until the end of the intersection (60 to 100 meters) even when the camera detection is lost inside the junction (left, 168s<t<175s). Since the map data is still available inside the junction, the essential lateral control parameters lane center offset (middle) and the heading angle difference (right) can be provided for steering assist. During this short phase, the less reliable vehicle odometry can be utilized in the absence of camera for in lane localization. When the camera detection is recovered in Figure 10 (t=175s), the control parameters show a close match, indicating a good lane construction accuracy performance from the map during the intersection crossing.

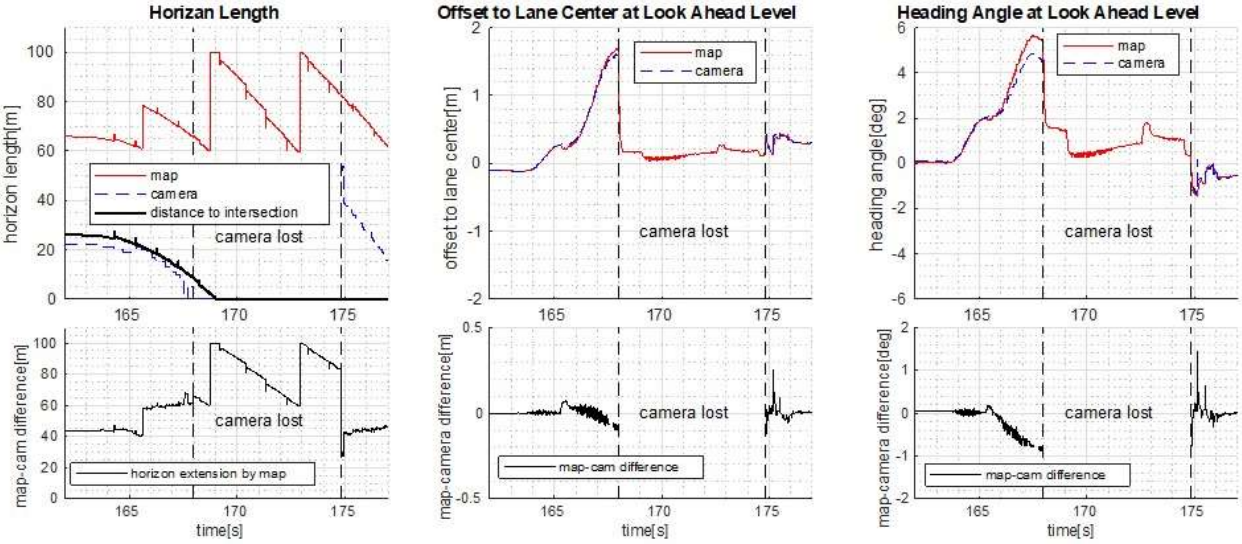


Figure 11. Intersection results comparing the horizon length(left), lane center offset (middle) and heading angle (right)

5. CONCLUSION AND RECOMMENDATIONS

In this paper, a map-based lane construction method for lane centering is presented. The proposed system aims to improve the front camera-based lateral assist during the scenarios where the lane markers are hard to detect. As a baseline, a front camera system is taken and standard definition map software is utilized for introducing a novel and feasible solution on the existing commercial technology. The map coordinates are transformed to vehicle coordinates to calculate a polynomial lane center representation, similar to that provided by the camera. To align the map and camera polynomials, a fitting error is calculated between the map and camera polynomial.

To show the performance, a test vehicle equipped with a front camera lane detection system and GPS-sourced standard definition map software is driven at highway merge and intersection routes. The real time simulation on synchronously recorded camera and map data show that the proposed method is successful at constructing accurate lane center

information, which can extend the camera horizon 20 meters average and up to 60 meters maximum for a highway entry case. The intersection results show that the map can support the lane centering system until the junction is crossed since the lane marker discontinuity did not affect the map's horizon. The accuracy of the map-based lane center is evaluated with the close-range camera data, where 17cm and 0.7 degrees of average deviations are observed for lateral offset and heading angle differences respectively. In conclusion, results show that the study proposes a promising step towards enhancing the camera-based lane centering without introducing high cost and complexity.

As a future work, it can be advised to evaluate the performance with a more reliable ground truth instead of the camera. Adaptive power factors (k_w) for weighting during lane construction could be a mathematical improvement and their influence can also be analyzed for a wider range. The effect of the polynomial degree on lane construction accuracy can be studied for higher degrees. A technique for more robust odometry utilization can be added to the work for tracking the ego vehicle position from the detection history when camera detection is lost. Finally, when brought to a certain maturity level, the method can be used in close loop lateral control for the ultimate verification.

ACKNOWLEDGEMENTS

This study was performed under an Eindhoven University of Technology PDEng Project in collaboration with Valeo Schalter und Sensoren GmbH, where Valeo was the financial sponsor and facilitator of the development and testing equipment.

REFERENCES

[1] Jermakian JS. (2011) "Crash avoidance potential of four passenger vehicle technologies" Accid Anal Prev 43(3):732-40.

[2] Penmetsa P., Hudnall M., Nambisan S. (2019) "Potential safety benefits of lane departure prevention technology", IATSS Research Volume 43, Issue 1, pp.21-26"

[3] URL 1: (2019) Guide to Lane Departure Warning & Lane Keeping Assist, https://www.consumerreports.org/car-safety/lane-departure-warning-lane-keeping-assist-guide/, 15.09.2019

[4] Ziegler J., Dang T., Franke U., Lategahn H., Bender P., Schreiber M., Strauss T., Appenrod N., Keller C. G., Kaus E., Stiller C., Herrtwich R. G. (2014) "Making Bertha Drive - An Autonomous Journey on a Historic Route", IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine, vol .6, no. 2, pp. 8-20

[5] Aeberhard M., Rauch S., Bahram M., Tanzmeister G., Thomas J., Pilat Y., Homm F., Huber W., Kaempchen N. (2015) "Experience, Results and Lessons Learned from Automated Driving on Germany's Highways", IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine, 7,1, pp.42-57

[6] Grimm M. (2012) "Advanced Optical Technologies", 2, 2, pp.131–140,

[7] URL 2: Voelzk U., Rudolph G. (2017) "Three Sensor Types Drive Autonomous Vehicles", https://www.fierceelectronics.com/components/three-sensor-types-drive-autonomous-vehicles, 15.09.2019

[8] Bai M., Mattyus G., Homayounfar N., Wang S., Lakshmikanth S. K., Urtasun R. (2018) "Deep Multi-Sensor Lane Detection", IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), pp.3102-3109

[9] Durekovic S., Smith N. (2011) "Architectures of Map-Supported ADAS", IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV) pg.207-211

[10] URL 3: (2020) "Leveraging the navigation map for driver assistance systems." https://www.tomtom.com/automotive/automotive-solutions/automated-driving/tomtom-adas-map/, 07.10.2020

[11] Ress C., Eternad A., Kuck D., Requejo J. (2008) "Electronic Horizon - Providing Digital Map for ADAS Applications", Proceedings of the 2nd International Workshop on Intelligent Vehicle Control Systems, pg.40-49

[12] Xique I.J., Buller W., Fard Z.B., Dennis E., Hart B. (2018) "Evaluating Complementary Strengths and Weaknesses of ADAS Sensors", IEEE 88th Vehicular Technology Conference, pp.1-5

[13] Abramov A., Bayer C., Heller C., Loy C. (2017) "A flexible modeling approach for robust multi-lane road estimation," IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV), Los Angeles, pp. 1386-1392

[14] Hammarstrand L., Fatemi M., García-Fernández Á. F., Svensson L., "Long-Range Road Geometry Estimation Using Moving Vehicles and Roadside Observations," IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 17, 8, pp. 2144-2158

[15] URL 4: Hiort M., Källgren L. (2015) "A method for road description based on map data and road measurements", http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1469361/FULLTEXT01.pdf

[16] Kouzeleas S. Th. (2007) "Conversion of GPS Data to Cartesian Coordinates Via an Application Development Adapted to a Cad Modelling System", 2nd International Conference on Experiments/Process/System Modelling/Simulation & Optimization, 2nd IC-EpsMsO, Athens

[17] Kňazovická L., Strnad R. (2013) "A robust approach to using of the redundant information in the temperature calibration" AIP Conference Proceedings 1552, 498'

[18] David Ruppert D. (1994), "Multivariate Locally Weighted Least Squares Regression", September, The Annals of Statistics 22

[19] Yoon J., Peng H. (2014) "A Cost-Effective Sideslip Estimation Method Using Velocity Measurements From Two GPS Receivers," in IEEE Transactions on Vehicular Technology, 63, 6, pp. 2589-2599

[20] Ismail R. (2017) "Next-generation lane centering assist system : design and implementation of a lane centering assist system, using NXP-Bluebox" Technische Universiteit Eindhoven, Mathematics and Computer Science, P.D.Eng Thesis

[21] Reid, T., Houts, S., Cammarata, R., Mills, G. (2019) "Localization Requirements for Autonomous Vehicles," SAE Intl. J CAV 2(3) pp.173-190

COMPARISON OF ACCELERATED AGING TEST AND NATURAL AGING PERFORMANCE ON VEHICLE BODY PAINT

Ercüment Şakir Gürel[1a], Uğur Üzel, Nazlı Koç Uz

Tofaş Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., R&D Directorate, Materials Engineering Administration, Bursa, Turkey
1a Corresponding Author: Ercüment Şakir Gürel, ercument.gurel@tofas.com.tr

ABSTRACT

In last decade, paint performance test were became more important due to world climate changing. Natural atmospheric aging is main performance test for understanding paint performance with customer usage and vehicle warranty life. Aging test is generally takes 2 to 5 years in hot and wet climates. In vehicle product development phase 2 to 5 years takes longer than vehicle development phase. Therefore Original Equipment Manufacturers generally perform accelerated aging simulation test on paints. SAE J2527 aging test is one of many aging simulation test and designed to simulate aggressive US Florida-Arizona climate. Due to nature of simulation, it is inevitable to not comprehend performance measuring of natural aging test with a simulation. There are some critical research have done to understand difference between simulation and natural test difference. With every paint formulation change, it would be difficult to change understand test performance difference. Because cosmetic demands of market is forcing all paint manufacturers to developing more resistance paint formulations.

In this study white and red solid colors were chosen to understand performance difference of 3 years natural outdoor atmospheric aging and SAE J2527 2500 kj accelerated aging test. There is a life estimation of body paint with the test result comparison in aspect of gloss and color evaluation.

Keywords: Outdoor Natural Aging Test, Accelerated aging test, Florida-Arizona weathering, High Bake Paint Application

1.INTRODUCTION

Automotive vehicle marketplaces become more competitive every day. Always cosmetic visuals is one of main tool for advancing the competition. Generally vehicles body paint color is heading cosmetics. Because body color of vehicles are making first expression on customers.

On the other hand, durability of body paint is a very critical indicator for brand perception. In addition to perception, world climatic variation is forcing weathering durability requirements everyday. Weathering conditions is important to understand aging behaviour of paint. There are 3 main factor to age a inorganic layers, These are;

- Temperature,
- Humidity,
- Light (Radiation)

Paint developers and specialists generally prefer Arizona-Florida climate for understanding weathering effect on paint formulations. Reason of defining Arizona-Florida areas as are aggressive climate in aspect of humidity, temperature and radiation climates. Main aging related research companies has laboratories and natural aging facilities in this areas as in figure 1 [1-2-3].



Figure 1: Natural Aging Visual

The most convenient way for understanding lifetime behaviour of paint /organic coating is performing natural /outdoor aging test for 2-5 years. But this duration is too long and precious for total vehicle development process in terms of competition and related model's production life. This time limits are directing paint developers to perform accelerating aging simulation tests. Mostly preferred accelerating aging simulation test is SAE J2527 test. Reasons of preferation of SAE J257 test are high humidity (Moisture and Rain simulation), temperature, radiation (0,**55 w/m2 and 340 w**) and day/night simulation in test cycle. SAE J257 test has 4 different cycle that have presented in Table 1. Paint developers and manufacturer's material engineers generally choose Boro/boro light filtering option to filter beams 275 nm above. Also total energy to qualify material is around 2500 kj to 6250 kj due to different climate like EMEA, NAFTA [4].

Table 1. SAE J2527 Test Cycle

Step	**1**	**2**	**3**	**4**
Temperature of Cabinet (oC)	38	47	47	47
Temperature of Black Panel (oC)	38	70	70	70
Irradiance (W/m2)	0 (Dark)	0,55	0,55	0,55
Humidity (% rh)	95	50	50	50
Water Spray	Front and Back	None	Front	None
Duration(Min)	60	40	20	60

For accelerated aging test performance has one un-clear point when compared with outdoor natural aging. Accelerated test is a simulation of outdoor natural aging test and does not match one hundred percent of climate changing in aspect of test stability. Also basis of the outdoor natural aging test is Florida – Arizona areas. In terms of less aggressive climates vehicle usage, Test could have more expectations than area requirements [4].

In order to understand difference, there are 2 different paint colour is used and aged with SAE J2527 and Bursa City Climate Between 2018 April and 2021 April for this study. These are 2 colours were selected for this study. White solid colour due to most convenient choice in aspect of easily cleaning and repairing and red solid colour due to charming of red colours. Atlas CI 4000 (Figure 2.) Weatherometer Device has used for accelerated aging test and 2500 kj has chosen for total aging energy. Outdoor natural aging area has been contsructed in Bursa for outdoor aging test.



Figure 2. Atlas CI 4000 Weatherometer Device

2. EXPERIMENTAL

In this study, it is aimed compare result of outdoor natural aging and accelerated aging simulation of white and red color in aspect of color and gloss change. Therefore all samples are prepared in same process condition with three layers conversional high bake paint system.

2.1. Experimental Procedure

For accelerated aging test SAE J2527 test were applied. As duration and filter of this test total 0, 500, 1000, 1500, 2000, 2500 kj exposures at 340 nm wavelength and B/B filters were chosen. For Outdoor exposures 1, 2, 3 year results have been chosen in Bursa City. During exposures, gloss values are measured in 20° measurement angle. gloss measurement angles had shown in Figure 5 [5-6].

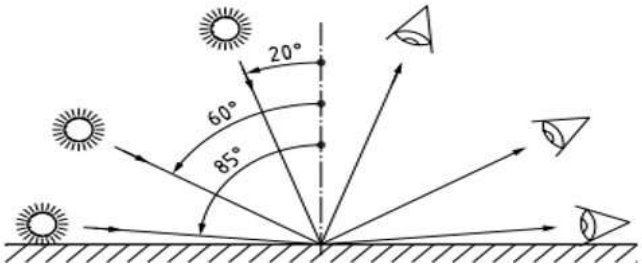


Figure 3. Gloss Measurement Angles

45° color measurement angle has chosen due to solid color and measured in same period of gloss measures. X-Rite MA 98 X device used for color measurements. Color measurements were performed on CIELAB L.a.b. color space that presented in Figure 3 [5-6].

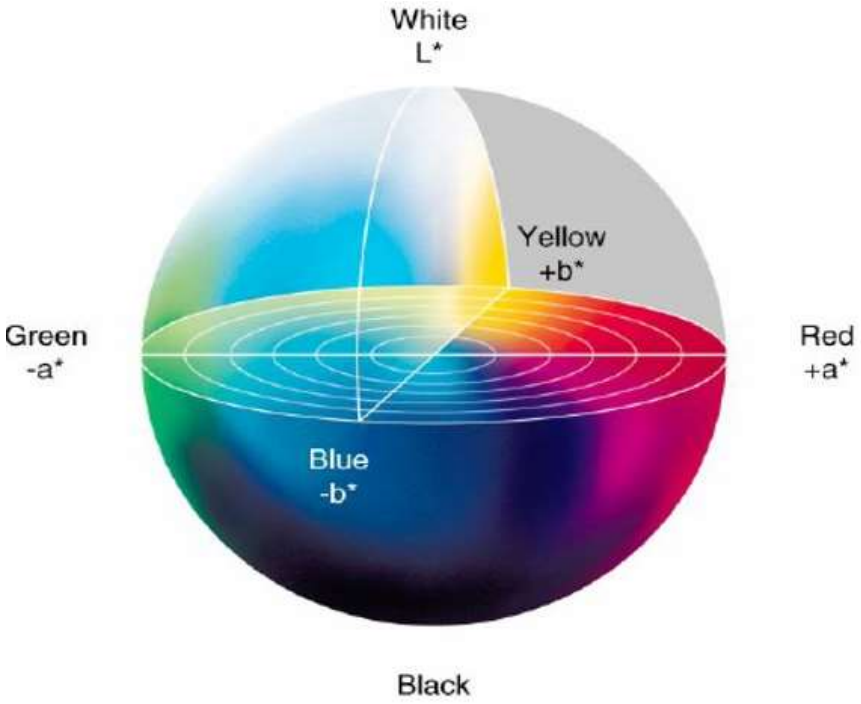


Figure 4. CIELAB L. a. b. color space

Control periods of samples were shown in Table 2

Table 2. Control Periods of Test

Test	Control 1	Control 2	Control 3	Control 4	Control 5	Control 6	Control 7	Control 8	Control 9
SAE J 2527 (kj)	0 (Natural)	500	1000	1500	2000	2500	-	-	-
Outdoor Aging (Year)	0 (Natural)	-	-	-	-	-	1	2	3

3. RESULTS

After aging periods that defined in Table 2, panels are conditioned in laboratory condition for six hours. As first step, 20º gloss controls were performed. Figure 5 shows gloss change values of SAE J2527 at 45º test and Figure 6 shows gloss change values of outdoor natural aging test.

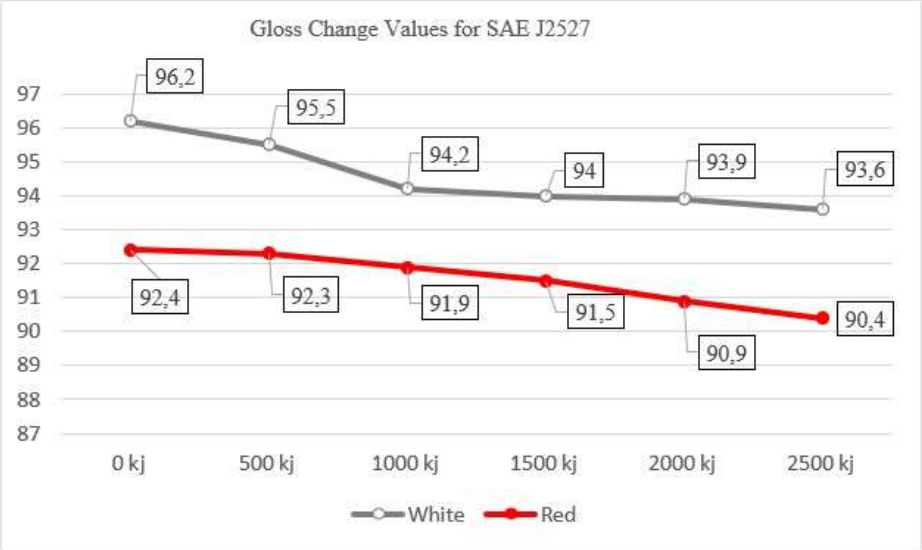


Figure 5. Gloss Change Values for SAE J2527 Test Results (upper side ; more glossy)

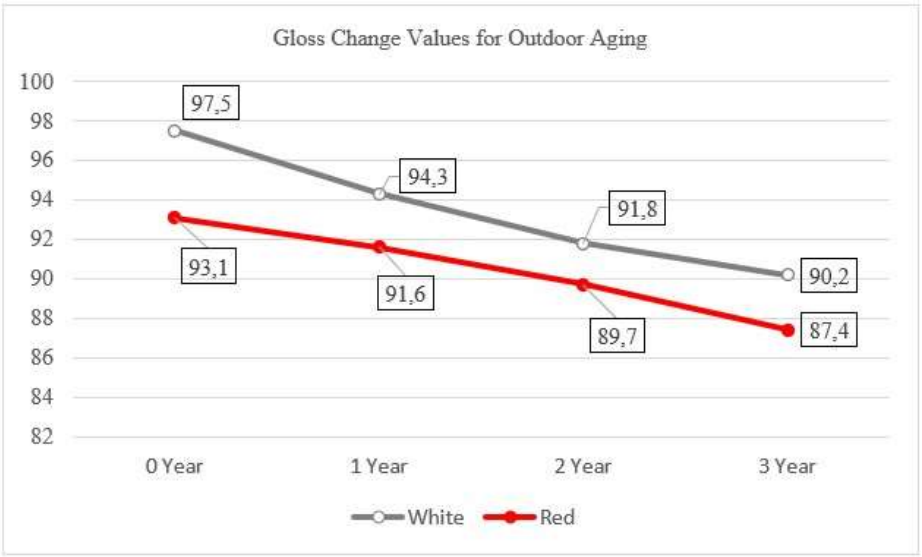


Figure 6. Gloss Change Values for Outdoor Aging Test Results (upper side ; more glossy)

It can be observed from Fig. 5 & 6 that gloss changing values are not so different for both test method. Outdoor natural aging test has slightly more effects on gloss changing level for both colours.

Figure 7 and 8 are showing L (Lightness/ Whiteness) values of both paints. Figure 7 shows L value changes of SAE J2527 test and Figure 8 shows L value changes of outdoor natural aging test

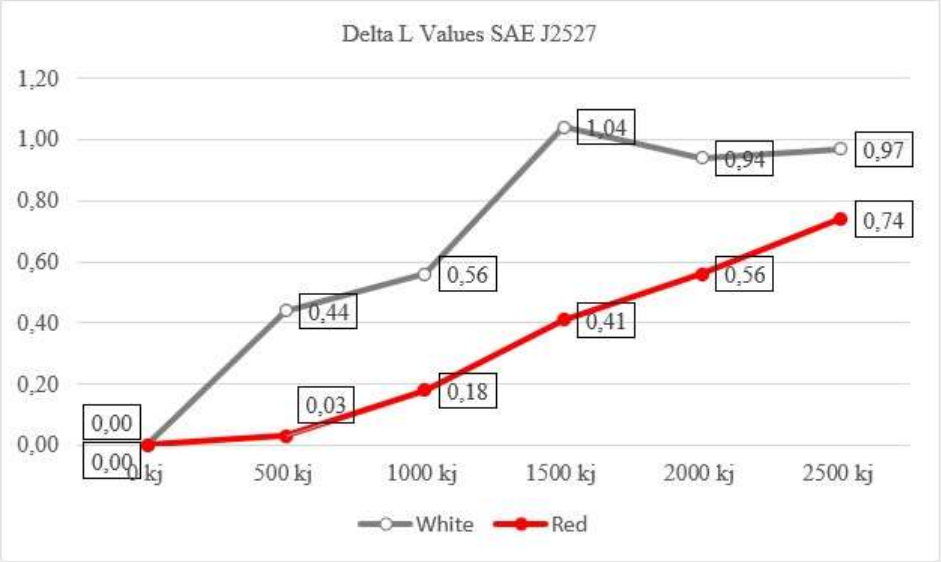


Figure 7. L value changes for SAE J2527 Test Results (upper Side ; darker)

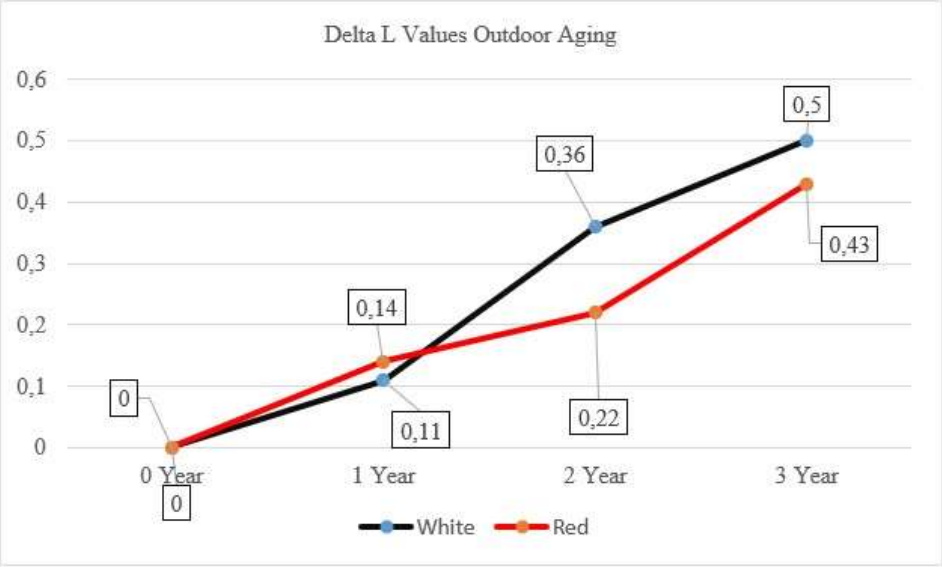


Figure 8. L value changes for Outdoor Aging Test Results (upper side ; darker)

It can be observed from Fig. 7 & 8 that L values changes were not critical for both test methodology and materials. Both materials were shows darkening effect from natural condition. SAE J2527 test result were showing slightly higher difference.

Figure 9 and 10 are showing ‘a’ (a ; + red, a ; - green) values of both paints. Figure 9 shows ‘a’ value changes of SAE J2527 test and Figure 10 shows ‘a’ value changes of outdoor natural aging test.

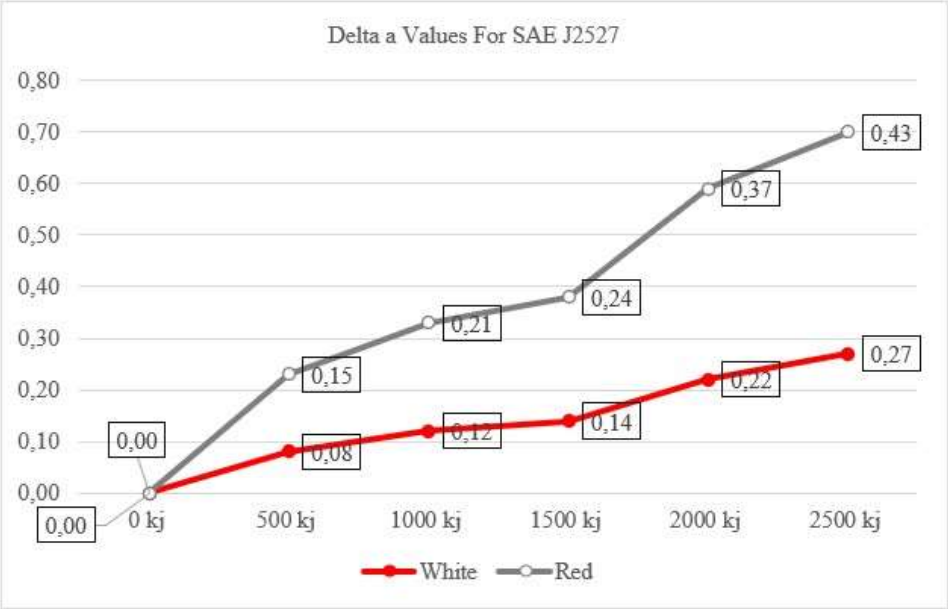


Figure 9. 'a' value changes for SAE J2527 Test Results (upper side; more green)

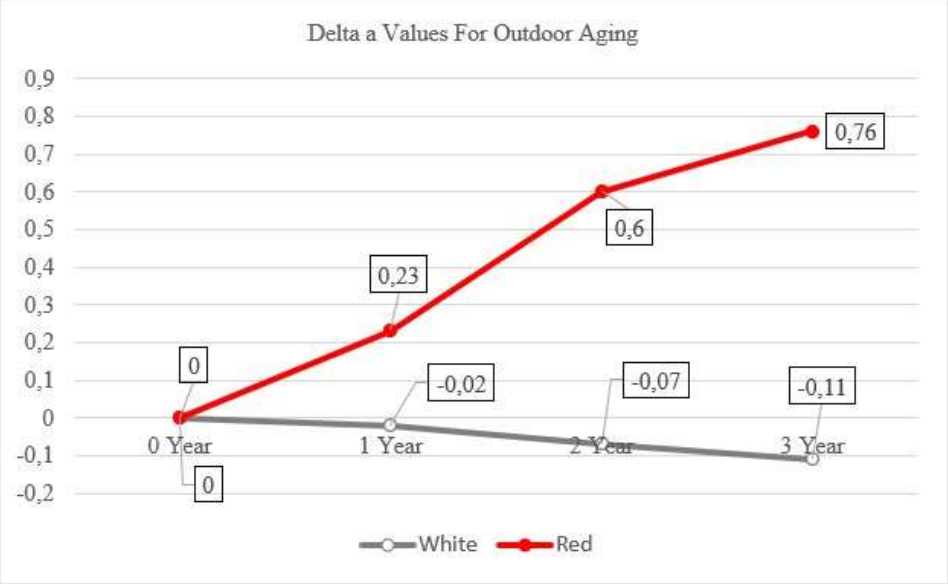


Figure 10. 'a' value changes for Outdoor Aging Test Results (lower side; more red)

It can be observed from Fig. 9 & 10 that 'a' values changes were not critical for red colour. Outdoor natural aging test has more effect on red colour. Both materials were directing the green area (a-)

On the other hand, white colour has no same situation with red colour. 'a' values are not critical and slightly different from both test but curves of 'a' values were not in same direction. That shows us SAE J2527 test effected 'a' values to slightly green side and outdoor natural aging test effected 'a' values to slightly red side.

Figure 11 and 12 are showing 'b' (b ; + yellow, b ; - blue) values of both paints. Figure 7 shows 'b' value changes of SAE J2527 test and Figure 8 shows 'b' value changes of outdoor natural aging test

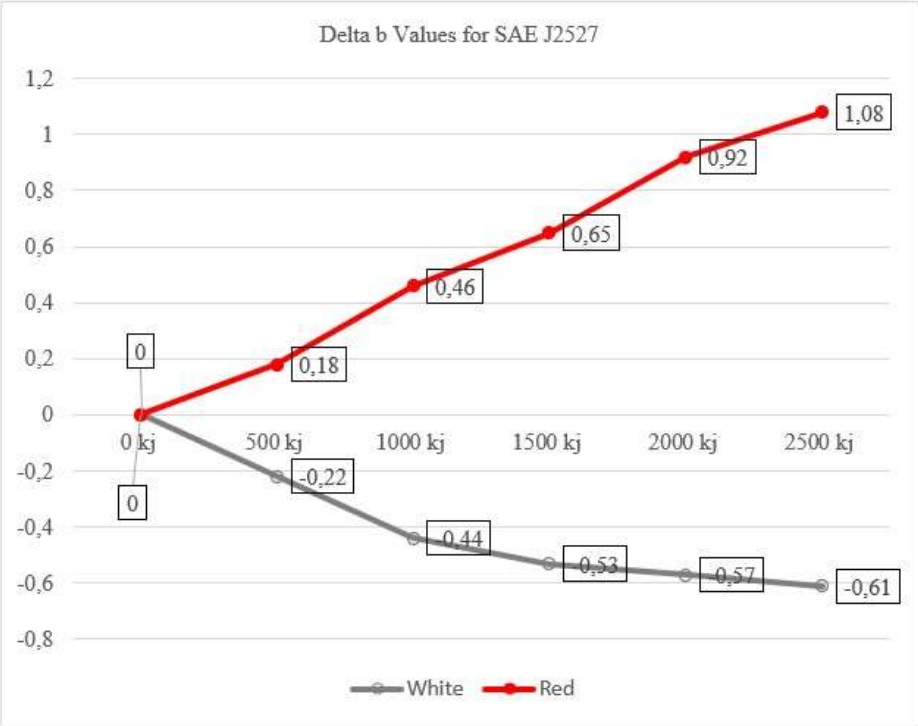


Figure 11. 'b' value changes for SAE J2527 Test Results (upper side; more blue)

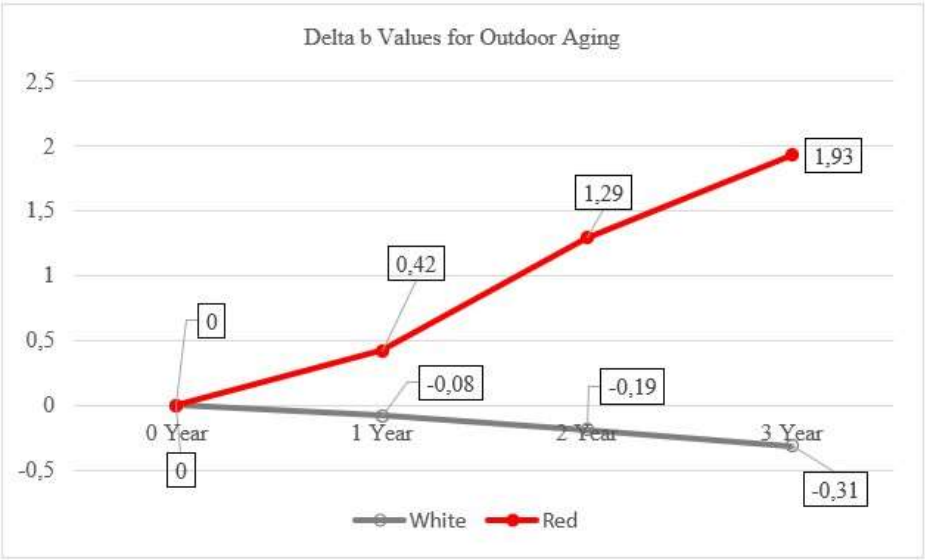


Figure 12. 'b' value changes for Outdoor Aging Test Results (lower side; more yellow)

It can be observed from Fig. 11 & 12 that 'b' values changes were not critical for white color. Both materials directed to yellowish (b+) side with slight difference.

Same situation was not valid for red color. There are different color changes for both test methods. It is clear that both test methods effecting red colour to 'b' values. Because both curves were directed to blue side. from fig. 12, change of 'b' values shows, colour would be more bluish in terms of more outdoor exposure. Also

4.CONCLUSIONS & RECOMMENDATIONS

In this study, accelerated aging and Bursa City Outdoor Natural aging condition were investigated for solid white and solid red color. SAE J2527 samples were controlled in every 500 kj, Outdoor aging test were controlled in every year to understand curve of changings. In order to understand changings, 20º gloss and 45º Color with CIELAB L.a.b. color system were measured.

Gloss changings and comparison of both methods indicated that there are no big and critical difference for both materials and methodology. We could clearly assume that both test methodologies and durations are same effect and very correlated with each other.

Color changing and comparison of both methods indicated that there are difference for both materials and methodology is aspect of 'L' values. White color has been effected in different way for both test methodology in aspect of 'a' values. Because curves of changes directing different axis. Outdoor aging given very slight red effect to color opposite to SAE J2527 test.

On the other hand, most critical changes were observed on red color's 'b' values. Because both tests show more than one delta values could be critical in aspect of bluish. Also outdoor aging test showed more effect on 'b' values than SAE J2527 test. In case of long outdoor exposure this value could be critical in aspect of visual change.

5. REFERENCES

[1] Streitberger N.J., Dossel K.F. (2005),Automotive Paints and Coatings. John Wiley and Sons, Inc., 519 Pages

[2] Sing, L.P., Nadal, M.E., Knight, M.E.,Marx, E., Laurenti, B., Journal of Coatings Technology, 74(932), 55,

[3] Osterhold, M., Wagner, G. (2002), Progress in Organic Coatings, 45, 365, 2002

[4] ASTM Standart D 7869 :17, Standard Practice for Xenon Arc Exposure Test with Enhanced Light and Water Exposure for Transportation Coatings, Annual Book os ASTM Standarts, Vol. 06.01, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, 2017..

[5] DIN EN ISO 2813: 1999–Paints and Varnishes – Measurement of Specular Gloss of Non-Metallic Paint Films at 20, 60 and 85, International Organization for Standardization, 1999.

[6] Billmeyer, F.W. Jr., Saltzmann, M.(1981) , Principles of Color Technology, 2nd edn, John Wiley & Sons, Ltd, 240 Pages

YAKIT HATLARINDAKİ VİBRASYON AZALTIMI İÇİN YAPILAN DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Tolga Terzioğlu, Sinan Kula

[1,2,] TOFAŞ, Ar-Ge Direktörlüğü, Motor Transmisyon ve Kontrol Sistemleri Müdürlüğü, Bursa, Türkiye
[1]Corresponding Author: Tolga Terzioğlu, tolga.terzioglu@tofas.com.tr

ÖZET

Araçlarda yakıt dolum borusu ile başlayan ve enjektörlere kadar uzanan hat, yakıt hattı olarak tanımlamaktadır. Yakıt hatları üzerinde basıncı ayarlayıcı bazı elemanlar bulunmaktadır. Bu elemanlarla birlikte yakıt hatları düşük basınç ve yüksek basınç olarak ayrılmaktadır. Basınç değiştirici elemanlar vasıtasıyla yapılan değişiklerle hattaki basınçta bir dalgalanma meydana gelmektedir. Bu dalgalanma değerleri belirli bir yükseklik altında sistemin elemanları tarafından sönümlendiği için sorun oluşturmazken bu dalgalanma değerlerinin yüksekliği arttıkça özellikle araç gövdesi gibi sabit bağlantı bölgelerinde yüksek iletim yapıp vibrasyona ve bazı durumlarda araç içinden bile duyulabilecek bir sese sebebiyet vermektedir. Bu makalede yakıt hatlarındaki basınç dalgalanmasının sebepleri ve oluşturduğu sonuçların önlenmesi için yapılabilecek alternatif çözümlerin karşılaştırmalı olarak incelenmesi için yapılan fiziksel denemelerin sonuçları sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Yakıt, Yakıt borusu, Vibrasyon, Basınç

EXPERIMENTAL STUDIES ABOUT DAMPING OF THE VIBRATION ON FUEL LINES

ABSTRACT

There are some pressure adjusting elements on the fuel lines from the fuel tank to the injectors of the vehicles. With these elements, the fuel lines are divided into low pressure and high pressure. A fluctuation occurs on the pressure in the line with the changes made by the pressure changing elements. These fluctuation values do not cause a problem as they are damped by the elements of the system under a certain height, but as this height increases, it causes high transmission and vibration, especially in fixed connection areas such as the vehicle body. In this article, the results of physical trials conducted to comparatively examine the causes of pressure fluctuations in fuel lines and alternative solutions that can be made to prevent their consequences are presented.

Keywords: Fuel, Fuel line, Vibration, Pressure

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motora sahip araçlarda motorun çalışması için gerekli olan yakıtı yakıt deposundan alıp motora iletilmesi için yakıt boruları kullanılmaktadır. Buna ek olarak bazı motor tiplerinde, motora kadar iletilen ancak motorda kullanılmayan yakıtın depoya geri dönmesi içinde yakıt boruları kullanılmaktadır.

Yakıt depodan düşük basınçlı yakıt pompası ile alınan yakıt, araç taban altından ilerleyen borular vasıtasıyla sırasıyla yakıt filtresi (eğer dizel versiyon ise), motor üstünde bulunan yüksek basınç pompası, sabit yakıt basıncı ayarlama yolu ve enjektörlere iletilir. Bu iletim hattı basınç bakımından iki kısma ayrılmaktadır. Bunlar düşük basınç hattı ile yüksek basınç hattı olarak adlandırılmaktadır.

Yakıt depodan başlayarak motor girişindeki yüksek basınç pompasına kadar olan hat ‘düşük basınç hattı’ (Şekil 1) olarak adlandırılmaktadır. Bu hatta bulunan düşük basınç pompası, basınç değişkenliğini sağlamaktadır. Bazı araçlarda düşük basınç pompası motor üstünde de bulunabilir. Bu pompa sabit debili olabildiği gibi motorun anlık isteklerine

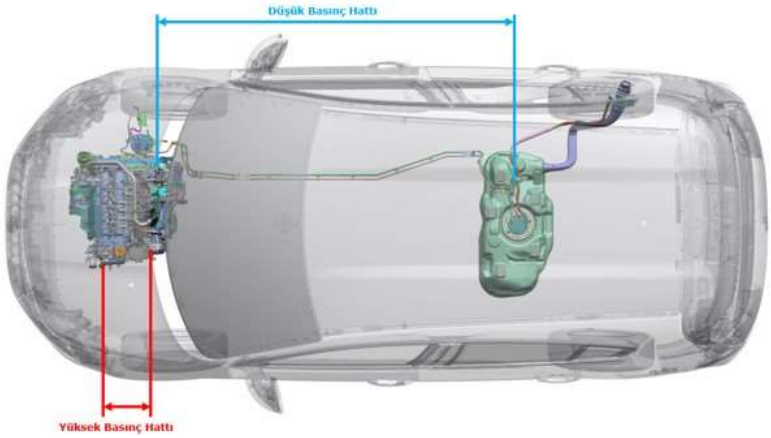
cevap verebilen darbe genişlik modülasyonu (PWM) kontrolü ile sürülebilen değişken debili bir pompa da olabilir. Örnek olarak, araç düz yolda sabit devirde ve ortalama hızla giderken düşük yakıt tüketimi yapacağı için PWM kontrollü pompa tarafından motora daha az yakıt gönderilir. Ancak motor yüksek hızlarda, devirlerde ve dikey eğimli yollarda ilerlerken yüksek yakıt tüketeceği için PWM kontrollü pompa tarafından motora daha fazla yakıt gönderilir.

Yüksek basınç pompası ile enjektörler arasında kalan hat 'yüksek basınç hattı' olarak adlandırılmaktadır. Bu hatta yüksek basınç pompasına giren yakıt basınçlandırılarak enjektörlere iletilir. Bu basınçlandırma esnasında çok yüksek basınç değerlerine ulaşılır.

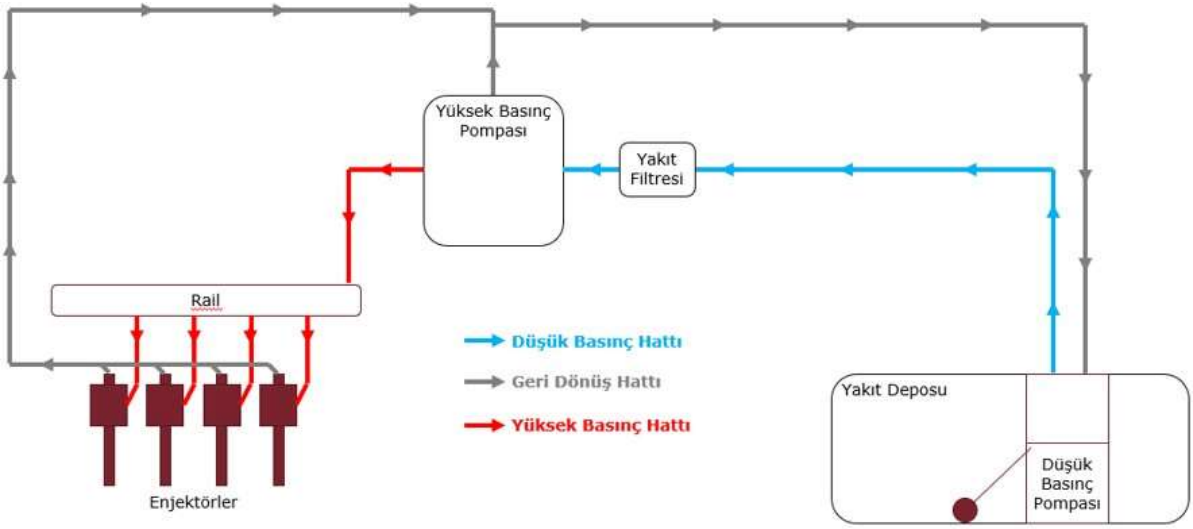
Yüksek basınç pompası tarafından basınçlandırılmayan yakıt, geri dönüş hattı vasıtası ile yakıt depoya geri gönderilmektedir. Bu yakıta ek olarak geri dönüş hattı ile enjektörlerde kullanılmayan yakıt da tekrar kullanım için yakıt depoya geri gönderilmektedir.

Yakıt deposundan enjektörlere uzanan yakıt hatları üzerinde basıncı ayarlayıcı elemanların varlığı sebebiyle yapılan basınç değişiklikleri hattaki basınçta bir dalgalanma meydana getirmektedir. Bu dalgalanma basınç değiştirici elemanların hassasiyetleri ile ilgilidir. Basınçlandırma yaparken tek seferde yapılan yüksek hacimli basınçlandırma işlemi dalgalanma boyutunu artırmaktadır. Bunun yerine çok seferde düşük hacimli basınçlandırma tercih edilmelidir. [3], [2]

Bu dalgalanma değerleri belirli bir yükseklik altında sistemin elemanları tarafından sönümlendiği için sorun oluşturmazken bu yükseklik arttıkça motor çalışma koşulları ile çakışma olan frekanslarda özellikle araç gövdesi gibi sabit bağlantı bölgelerinde yüksek iletim yapıp vibrasyona sebebiyet vermektedir. [4]



Şekil 1. Araç üstü yakıt hatları gösterimi



Şekil 2. Araç üstü yakıt hatları şematik gösterimi

2. DENEYSEL TASARIM VE TEST KOŞULLARI

Bu çalışmada yakıt hattındaki basınç değiştirici elemanların çalışma sırasındaki yakıt basıncına etkisi ve meydana getirdikleri basınç değişkenliğinin nasıl düşürülebileceği aşağıda belirtilen şartlar ve ekipmanlarla birlikte araç üstü fiziksel denemeler yaparak incelenmiştir.

Denemeler sırasında kullandığımız ekipmanların detaylı özellikleri aşağıda belirtilmiştir.

- Bir araç
- Dizel bir motor
- Düşük basınç pompası
- Yüksek basınç pompası
- Yakıt iletim hatları
- Basınç sönümleyici eleman
    - Kauçuk yakıt borusu: Plastik veya metal olan yakıt boru hattının bir kısmını kauçuk malzeme ile değiştirerek sönümlemeyi borunun kendisinin yapması sağlanabilir. [1]
    - Sönümleyici eleman içeren bağlantı noktaları: Yakıt borusunun araç üstüne bağlandığı noktalarda bulunan bağlantı elemanlarının boruyu tutan kısmına kauçuk eklentiler yaparak borunun içindeki basınç değişimi sönümlenebilir.
    - Sönümleyici boş hacim: Yakıt boru hattına seri olarak bağlanan ve rezonatör görevi gören boş bir hacimdir. Bu hacim içine giren yakıt basınç değişkenliğini kaydedip sabit basınçla devam edebilir. Bu şekilde basınç değişimi sönümlenebilir. [4]
    - Sönümleyici boş hacim + 3,5 bar yaylı sistem: Yakıt boru hattına seri olarak bağlanan ve rezonatör görevi gören boş bir hacimdir. Bu hacim aynı zamanda içinde bir yay barındırır. Bu yayla birlikte yakıt geçen bölge arasında yayın hareketi sönümlemesine izin veren esnek yapıda bir membran bulunur. Bu hacim içine giren yakıt basınç değişkenliğini kaydedip sabit basınçla devam edebilir. Yay 3,5 bar kuvvete sahiptir. Bu şekilde basınç değişimi sönümlenebilir.
    - Sönümleyici boş hacim + 4,5 bar yaylı sistem: Yakıt boru hattına seri olarak bağlanan ve rezonatör görevi gören boş bir hacimdir. Bu hacim aynı zamanda içinde bir yay barındırır. Bu yayla birlikte yakıt geçen bölge arasında yayın hareketi sönümlemesine izin veren esnek yapıda bir membran bulunur. Bu hacim içine giren yakıt basınç değişkenliğini kaydedip sabit basınçla devam edebilir. Yay 4,5 bar kuvvete sahiptir. Bu şekilde basınç değişimi sönümlenebilir.
    - Sönümleyici boş hacim + 5,5 bar yaylı sistem: Yakıt boru hattına seri olarak bağlanan ve rezonatör görevi gören boş bir hacimdir. Bu hacim aynı zamanda içinde bir yay barındırır. Bu yayla birlikte yakıt geçen bölge arasında yayın hareketi sönümlemesine izin veren esnek yapıda bir membran bulunur. Bu hacim içine giren yakıt basınç değişkenliğini kaydedip sabit basınçla devam edebilir. Yay 5,5 bar kuvvete sahiptir. Bu şekilde basınç değişimi sönümlenebilir.
    - PWM kontrollü düşük basınç pompası iptali: PWM kontrollü pompalar motorun isteğine göre yakıt iletimi yaptıkları için yakıt hattı içinde bir dalgalanmaya sebebiyet verirler. Bu dalgalanmanın olmaması için sabit debili bir pompa kullanılabilir.

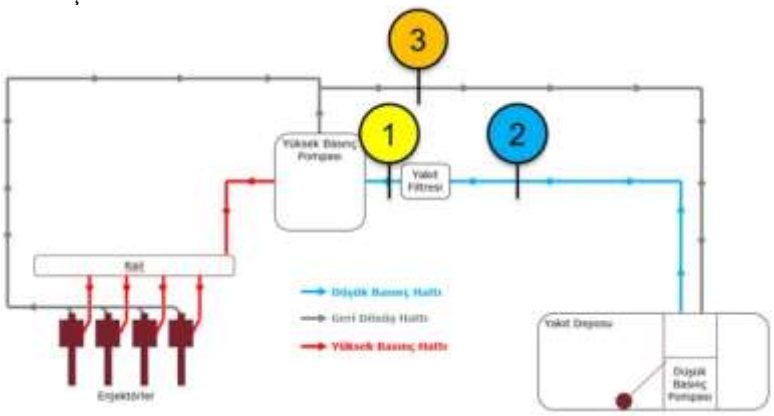
Yakıt hatlarındaki basınç değişkenliğini düşürmek için yukarıda belirtilen alternatifler sırası ile denenmelidir. Bu denemeler esnasında yakıt boru üstüne uygulanacak basınç sönümleyici elemanların önüne ve arkasına etkisini görebilmek için basınç ölçer eklemek gereklidir. Bu şekilde alınacak verilerde basıncın kabul edilebilir limitler içinde salınıp salınmadığı görülebilir.

Alternatif sönümleyicileri çözümlerinin basınç değişimine etkisini incelemek için ilk olarak normal şartlar altında +24°C sıcaklıkta sürüş koşulları (rüzgâr, hız vb.) gerekmeden test yapılmalıdır. Buradaki etki incelendikten sonra araç için daha zorlayıcı olan düşük hava sıcaklıklarındaki(-20°C) davranışları incelenmelidir. Bunun sebebi malzemelerin düşük sıcaklık şartlarında daha sert ve kırılgan bir yapıda olması sebebiyle sönümleme elemanı etkisinin azalmasıdır. Düşük sıcaklık testine başlamadan önce araç üstündeki bütün parçaların ortam sıcaklığı olan sıfırın altında -20°C'ye şartlanabilmesi için araç emisyon laboratuvarında bulunan klimatik kabinde 8 saat boyunca motor kaputu açık olarak, serbest koşullarda bekletilmelidir. Bu koşullarda araç boş vites durumunda, bütün devir aralıklarını tarayacak şekilde ses ve basınç değişimi ölçümüne tabi tutulmalıdır.

Son olarak bu ölçümleri numerik olarak yapmanın yanı sıra, müşteri gözüyle değerlendirme için sübjektif değerlendirme de yapılmalıdır.

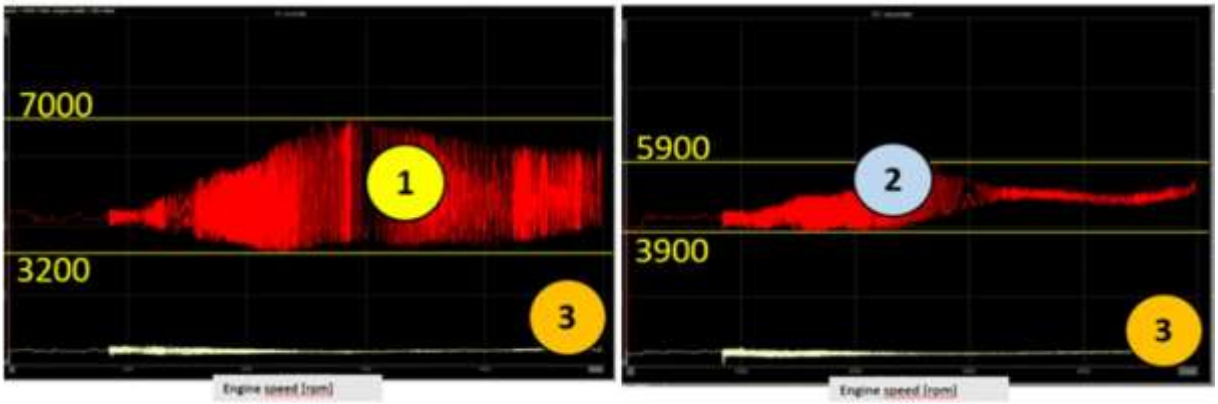
3. SONUÇ VE TARTIŞMALAR

Yapılan çalışmada ilk olarak mevcut durumun analizi gerçekleştirilmiştir. Bunun için araç üstünde aşağıdaki şekilde şematik olarak gösterilen sistemimizin belirlediğimiz 3 noktasından basınç ölçüm değerleri alınmıştır. Buna göre bütün devir aralığını tarayarak basınç dalgalanmasını gözlemlenmiştir. Bu şekilde basınç sönümleyici elemanların nereye eklenmesi gerektiği belirlenmiştir.



Şekil 3. Araç üstü sensör yerleşimi şematik gösterimi

Aşağıda grafiklerle belirtilen analiz sonuçlarına göre 1 numara ile gösterilen yakıt filtresi ile yüksek basınç pompası arasında bulunan basınç sensörü 3200xbar ile 7000xbar arasında salınım yapmaktadır. 3 numara ile belirtilen geri dönüş hattında ise herhangi bir basınç dalgalanması bulunmamaktadır. 2 numara ile belirtilen yakıt filtresi öncesinde ise 3900xbar ile 5900xbar arasında bir salınım vardır. Bu veriler ışığında en yüksek dalgalanmanın 1 numara ile gösterilen yakıt filtresi ile yüksek basınç pompası arasında olduğu belirlenmiştir. Dolayısıyla buraya ekleyeceğimiz bir basınç sönümleyici bu basınç dalgalanma problemini ortadan kaldırabilir. Aşağıdaki ölçümden çıkarılacak bir diğer sonuç ise yakıt filtre elemanının bir basınç sönümleyici olarak çalışmasıdır. Filtre hem basınç alt limitini hemde üst limitini sınırlandırabilmiştir. Ancak yine de çok büyük bir iyileştirme yapamamıştır. Burada asıl dikkat edilmesi gereken nokta yüksek basınç pompası çalışmasından dolayı oluşan basınç dalgalanmasının hattın akış yönünün tersi yönde olmasıdır.

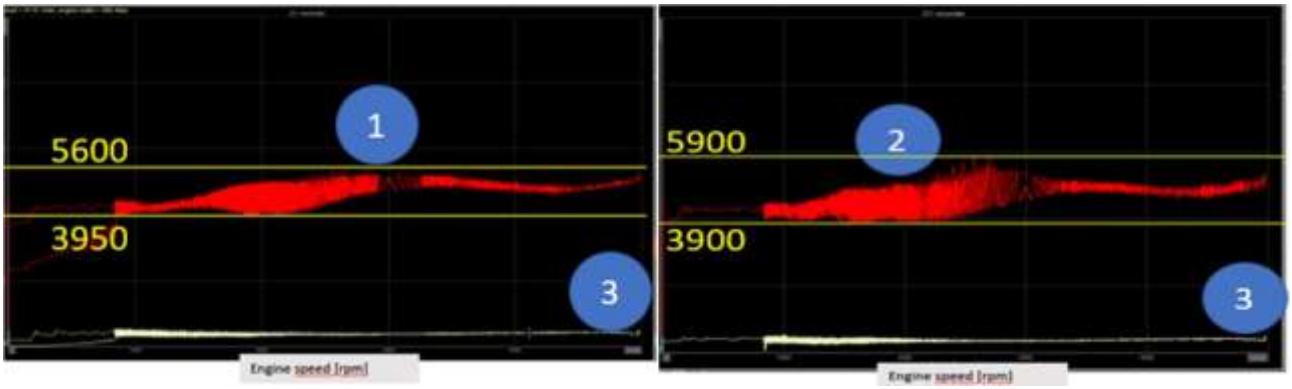


Şekil 4. 1 ,2 ve 3 numaralı noktalara ait basınç ölçümü

İlk alternatif basınç sönümleme elemanımız olan kauçuk yakıt borusu yüksek basınç pompası ile yakıt filtresi arasına eklenerek aynı ölçüm tekrarlanmıştır. Boy miktarı artırılarak denemeler yapılmış olup en son 1 metre uzunluğunda bir kauçuk boru ile istenilen basınç düşüşü sağlanabilmiştir. Bu çözüm ile basınç üst noktası 7000xbar seviyesinden 5600xbar seviyesine düşmüştür. Yine alt noktası ise 3200xbar seviyesinden 3950xbar seviyesine çıkmıştır. Basınç dalgalanma aralığı düşürülmüştür. Ancak bu kadar uzun bir borunun araç üstünde değerlendirilmesi mümkün değildir.



Şekil 5. Birinci alternatif basınç düşürücü eleman görseli



Şekil 6. 1 ,2 ve 3 numaralı noktalara ait basınç ölçümü

İkinci alternatif basınç sönümleme elemanımız olan sönümleyici eleman içeren bağlantı noktaları yakıt borusunun araç üstüne bağlandığı noktalarda borunun hareketini sönümleyebilir. Bu parçalar yakıt borunun araç bağlantı noktalarının hepsinde kullanılabileceği gibi basınç dalgalanma oluşumuna en yakın bağlantı noktalarında da kullanılabilir. Bu parçalar bütün bağlantı noktalarına eklenerek aynı ölçüm tekrarlanmıştır. Bu çözüm ile basınç değerlerinde bir değişim görülmemiştir. Ancak ses ölçümlerinde az da olsa bir iyileşme olmuştur.

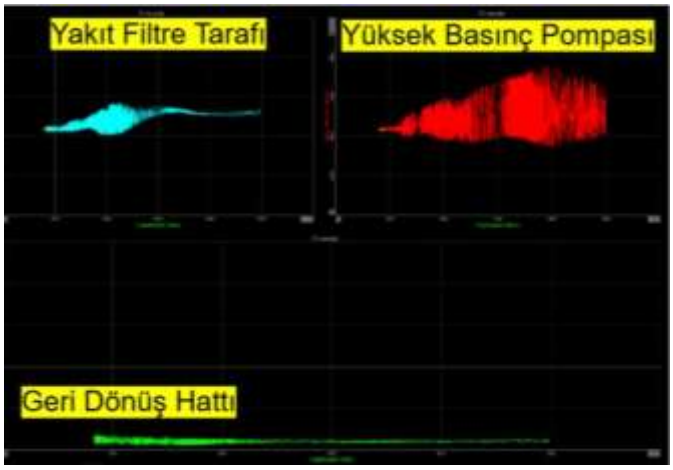


Şekil 7. İkinci alternatif basınç düşürücü eleman görseli

Üçüncü alternatif basınç sönümleme elemanımız olan sönümleyici boş hacim yüksek basınç pompası ile yakıt filtresi arasına eklenerek öncesinde ve sonrasında basınç ölçümü yapılmıştır. Bu çözüm ile basınç üst noktası düşmüştür ve alt noktası yükselmiştir. Basınç dalgalanma aralığı düşürülmüştür. Ancak bu çözüm ses ölçümlerinde bir iyileştirme sağlayamamıştır.



Şekil 8. Üçüncü alternatif basınç düşürücü eleman görseli

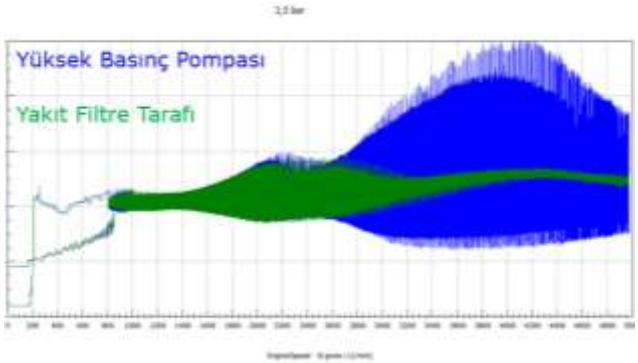


Şekil 9. Üçüncü alternatif basınç düşürücü eleman araç üstü basınç ölçümü

Dördüncü alternatif basınç sönümleme elemanımız olan sönümleyici boş hacim + 3,5 bar yaylı sistem yüksek basınç pompası ile yakıt filtresi arasına eklenerek öncesinde ve sonrasında basınç ölçümü yapılmıştır. Bu eleman özellikle yüksek devirlerde çok iyi bir basınç sönümleme etkisi göstermiştir. Ancak ses ölçümlerinde az bir iyileşme sağlayabilmiştir. Yine müşteri gözüyle değerlendirme de ise kabul edilebilir limitin altında kalmaktadır.

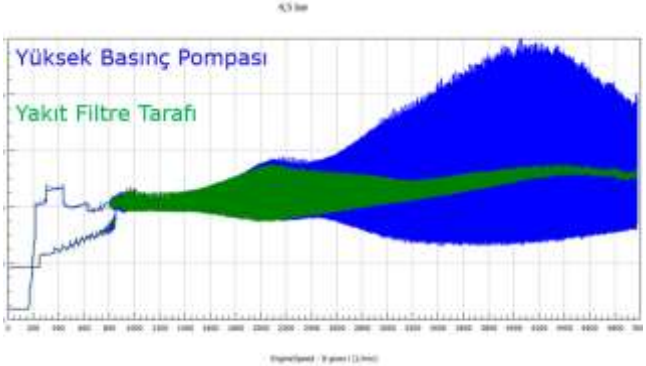


Şekil 10. Dördüncü, beşinci ve altıncı alternatif basınç düşürücü eleman görseli



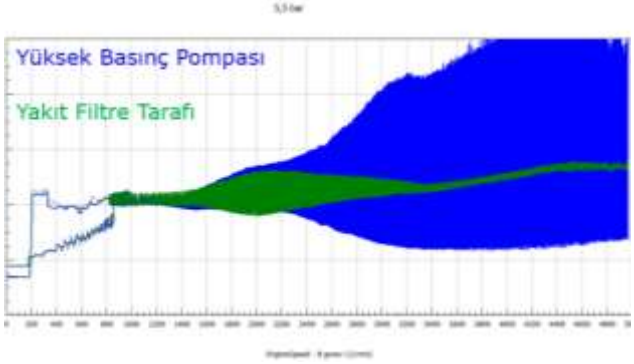
Şekil 11. Dördüncü alternatif basınç düşürücü eleman araç üstü basınç ölçümü

Beşinci alternatif basınç sönümleme elemanımız olan sönümleyici boş hacim + 4,5 bar yaylı sistem yüksek basınç pompası ile yakıt filtresi arasına eklenerek öncesinde ve sonrasında basınç ölçümü yapılmıştır. Bu eleman özellikle yüksek devirlerde çok iyi bir basınç sönümleme etkisi göstermiştir. Ses ölçümlerinde de bir iyileşme sağlayabilmiştir. Müşteri gözüyle değerlendirme de ise kabul edilebilir limitin üstündedir.



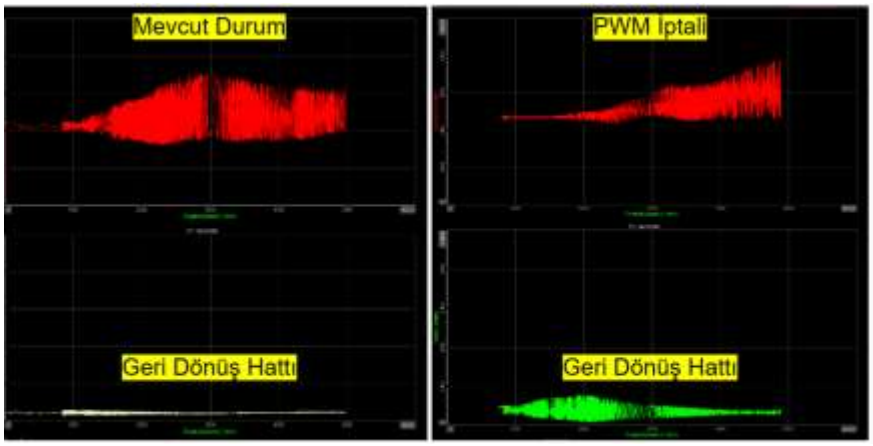
Şekil 12. Beşinci alternatif basınç düşürücü eleman araç üstü basınç ölçümü

Altıncı alternatif basınç sönümleme elemanımız olan sönümleyici boş hacim + 5,5 bar yaylı sistem yüksek basınç pompası ile yakıt filtresi arasına eklenerek öncesinde ve sonrasında basınç ölçümü yapılmıştır. Bu eleman özellikle yüksek devirlerde çok iyi bir basınç sönümleme etkisi göstermiştir. Ses ölçümlerinde de bir iyileşme sağlayabilmiştir. Müşteri gözüyle değerlendirme de ise kabul edilebilir limitin üstündedir ve diğer alternatiflere göre en iyi durumda olan çözümdür.



Şekil 13. Altıncı alternatif basınç düşürücü eleman araç üstü basınç ölçümü

Yedinci alternatif olarak PWM kontrollü düşük basınç pompası iptal edilerek yerine sabit debili düşük basınç pompası eklemiştir ve aynı ölçüm tekrarlanmıştır. Aşağıdaki şekilde görüleceği üzere PWM iptali düşük devirlerde yakıt besleme hattında bir basınç düşüşü sağlasa da geri dönüş hattında basınç dalgalanmasında artış gözlemlenmiştir.



Şekil 14. Yedinci alternatif basınç düşürücü eleman araç üstü basınç ölçümü

Bütün alternatifleri denedikten sonra basınç sönümlemesinde iyi olan alternatifler için araç üstü ses ölçümü ve müşteri gözüyle değerlendirme yapılmıştır. Buna göre sonuçların karşılaştırmalarını aşağıdaki tabloda sunulmuştur.

Tablo 1: Yedi alternatif basınç düşürücü eleman karşılaştırması

Alternatif No	Basınç	Ses	Müşteri Gözüyle Değerlendirme
1	+	0	0
2	X	0	X
3	+	X	X
4	+	0	0
5	+	+	+
6	+	+	0
7	X	X	X

+: İyileşme var
X: İyileşme yok
0: Az iyileşme var

Bu çalışmada depodan enjektörlere kadar olan yakıt iletim sisteminde bulunan yakıt basıncı ayarlayıcı pompaları kaynaklı olan yakıt basınç dalgalanmasını önlemek için kullanılan basınç sönümleyici alternatiflerin birbirine göre deneysel olarak karşılaştırması yapılmıştır.

Yakıt basınç dalgalanması için yaptığımız ölçümlerde normal şartlar altında (+24°C) herhangi bir problem görülmeyen çalışma koşulları olmuştur. Ancak araç çalışma şartlarının daha zor olduğu -20°C sıcaklıklarda problemler görülmüştür. Bu sebeple bundan sonra yapılacak çalışmalarda sıcaklık olarak en kötü durumu düşünerek analizler yapılması gerekmektedir.

Bu çalışmanın devamında farklı yüksek basınç pompa tipleri ve benzinli motor tipleri dahil olmak üzere motor kombinasyonları ile bu çalışma genişletilip genel bir basınç sönümleyici eleman kullanımı matrisi oluşturulabilir. Bu şekilde oluşturulacak bir matris ile gelecek projelerde tasarım sırasında seçilecek motor ve yüksek basınç pompası kombinasyonlarında sönümleyici elaman gerekli olup olmadığını araç üretip fiziksel test yapmadan belirleyebiliriz.

4. TEŞEKKÜRLER

Yaptığımız çalışmalarda laboratuvar imkanlarını bize sunan Tofaş Emisyon Laboratuvarı ve çalışanlarına teşekkürler.

5. KAYNAKLAR

[1] Mule A., Deshmukh S., Patil R. (2013) 'Investigation and Damping a Moan Noise in a Passenger Car' International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT) Vol. 2 Issue 7, July, ISSN: 2278-0181

[2] Watanabe A., Hohkita A., Soma M., Saeki H., Ishikawa T., Borg J. (2010) 'Noise Reduction in Gasoline DI Engines by Isolating the Fuel System' Proceedings of ISMA pp.4415-4422

[3] Bonetto E., (2018) 'FCA Norm# PF.90197 - Fuel Bundle and Fuel System Jumpers - Plastic, Rubber and Metallic, REV B'

[4] Chen X., Dines H., Born C. (2014) 'Fuel System Noise Reduction CAE Study using GT-Suite' 20th GT-Conference, Frankfurt

BİR KARDAN MİLİNİN KRİTİK HIZ LİMİTİ ARTIRIMI VE AĞIRLIK AZALTIMI ESASLI TASARIMI VE İMALATI

Hüseyin KIRMIZI, Binnur Gören KIRAL

[1]Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Mekanik Ana Bilim Dalı, İzmir, Türkiye
[2]Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İzmir, Türkiye
[1]Tirsan Kardan, Ar-Ge Merkezi, Manisa, Türkiye
[1]Sorumlu Yazar: Hüseyin Kırmızı, h.kirmizi@tirsankardan.com.tr

ÖZET

Bu çalışmada kardan mili seçiminde etkili başlıca parametrelerden biri olan kritik hız faktörü araştırılmıştır. Çalışmanın amacı, şanzıman ve diferansiyel arasında ön ve arka kardan milinin birlikte kullanımı olan bir ağır ticari araç uygulamasında, aynı yerde tek bir kardan mili kullanımına olanak sağlamaktır. Bu konuda yapılan çalışmalar, mevcut bir ağır ticari araç uygulaması üzerinde yapılmıştır. Öncelikle mevcut araç uygulamasındaki durum kritik hız teorisi açısından değerlendirilerek aynı araçta tek parçalı kardan mili kullanımına olanak sağlayacak boru boyutu belirlenmiştir. Giriş maliyetini minimize etmek amacıyla ilk etapta yeni boru ile mevcut parçaların montajını sağlayacak adaptör parça tasarlanarak numune kardan mili üretilmiştir. Numune kardan mili araç üzerinde NVH testine tabii tutulmuştur. Test sonucunun olumlu sonuçlanması ile birlikte yeni boru boyutuna uygun birim parçalar tasarlanmıştır. Böylece adaptör kullanımı elimine edilerek tasarım seri üretime uygun hale getirilmiştir. Yeni birim parçaların tasarımı sürecinde Altair HyperWorks programı ile sonlu elemanlar metodu uygulanarak model analizleri gerçekleştirilmiştir. Yeni birim parçalar ile numune kardan mili üretilerek Tirsan Kardan bünyesinde statik burulma ve yorulma testlerine tabii tutulmuştur. Testlerin olumlu sonuçlanması ile birlikte ürün doğrulama süreci tamamlanmıştır. Yeni ürün ile birlikte çalışma yapılan ağır ticari araçta tek bir kardan mili kullanımına geçilmiş, hem ağırlık azalması hem de maliyet iyileşmesi sağlanmıştır.

Anahtar kelimeler: Kardan mili, kritik hız, sonlu elemanlar metodu, yeni ürün tasarımı

DESIGN AND PRODUCTION OF A CARDAN SHAFT BASED ON CRITICAL SPEED LIMIT INCREASE AND WEIGHT REDUCTION

ABSTRACT

In this study, the critical speed factor, which is one of the main factors during cardan shaft selection process, has been investigated. The purpose of the study is to enable the use of a single cardan shaft in an existing heavy commercial vehicle application which has combined use of the front and rear cardan shafts. Studies on this subject have been carried out on an existing heavy commercial vehicle application. The situation in the current vehicle application was evaluated in terms of the critical speed theory and the pipe size that would allow the use of single cardan shaft in the same vehicle was determined. In order to minimize the cost, an adapter part which is suitable for the new pipe and existing parts was designed and the sample cardan shaft was produced. The sample cardan shaft was subjected to NVH test on the vehicle. The usage of single cardan shaft is approved with the positive result of the NVH test, and new parts suitable for the new pipe are designed to eliminate adepter part. During new part design, the finite element method was carried out with Altair HyperWorks application. The sample cardan shaft was produced with new parts and was subjected to static torsion and fatigue tests at Tirsan Kardan. With the positive results of the tests, the product verification process has been completed. As result of the study, a single cardan shaft is now being used on the selected heavy commercial vehicle, and both weight reduction and cost improvement was achieved.

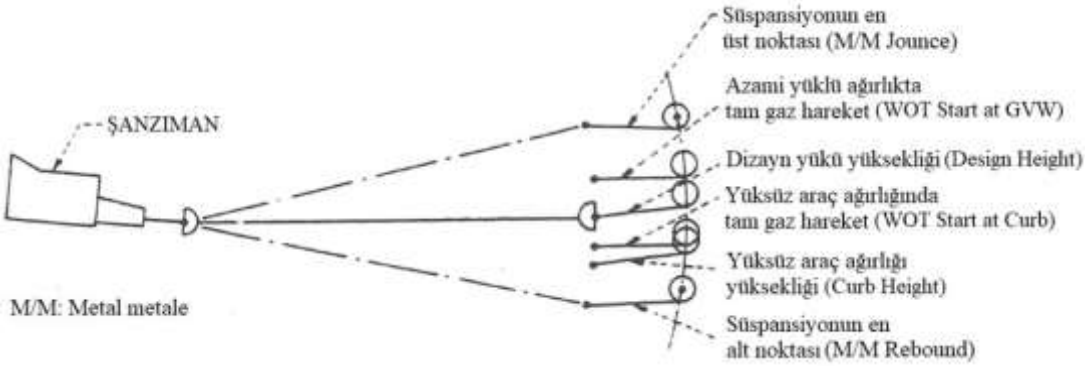
Keywords: Cardan shaft, critical speed, finite element method, new product designation

1. GİRİŞ

Kardan milleri motorda üretilen ve şanzıman aracılığı ile seviyelendirilen tork ve dönme hareketinin diferansiyele veya bir başka üniteye (transfer kutusu gibi) iletilmesinden sorumlu araç güç aktarma organıdır. Yaptığı işin doğası gereği burulma ve kesme kuvvetlerine maruz kalmaktadır. Üretiminde kullanılan malzeme çoğunlukla çeliktir ve az da olsa alüminyum ve kompozit malzeme kullanımı mevcuttur.

Klasik bir araç yerleşiminde motor aracın ön tarafına, tahrik ise arka tarafına konuşlandırılır. Kardan mili kendine oranla daha büyük kütle atalet momentine sahip olan şanzıman ve diferansiyel arasında burulma yayı gibi davranır (SAE, 1991). Böyle yerleşimdeki araçlarda şanzıman ile diferansiyel arası uzun olduğu için kullanılan kardan milleri konfigürasyonu da etkilenmektedir.

Kardan milinin birincil görevi tork ve devir iletimi olmak ile birlikte, açı değişimi ve boy değişimini de kompanse edebilmelidir. Yol düzgünsüzlükleri, araç yük durumu ve sürüş dinamiklerinden dolayı diferensiyel, konstrüksiyonel olarak izin verilen en üst nokta (M/M Jounce) ve en alt nokta (M/M Rebound) pozisyonları arasında gezer ve bu da kardan milinin açı ve boy değişimine uğramasına neden olur (Şekil 1).



Şekil 1. Arka aks hareketleri

1.1. Kardan Mili Bileşenleri ve Türleri

Kardan milleri, temel olarak istavroz ve istavroza bağlanan kulaklı parçaların oluşturduğu iki adet kardan mafsalı ve bu mafsalların genelde boru ile birleştirilmesiyle oluşur. Bu bağlantı literatürde üniversal mafsal veya Hooke mafsalı olarak geçmektedir. Oldukça eski bir mekanizmadır. İngiliz bilim adamı Robert Hooke, kardan mafsalının düzgün olmayan hareket karakteristiğini ve bu durumun doğru faz açıları ile giderilebileceğini keşfetmiştir (SAE, 1991).

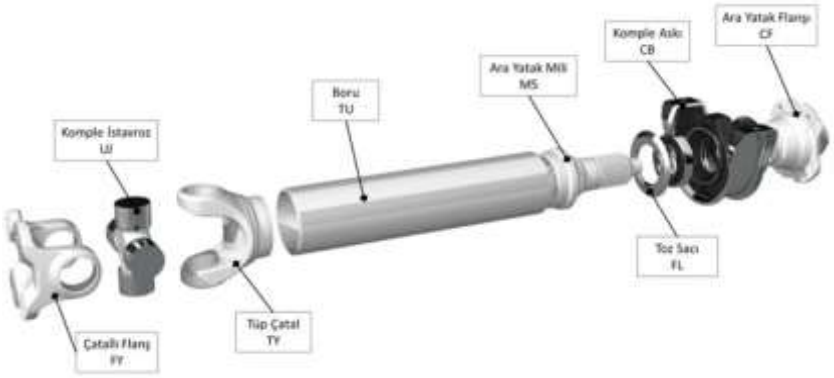
Kardan milleri tek parçalı, 2-parçalı, 3-parçalı ve çok parçalı olarak kullanılır. İki ve daha fazla parçalılarda özel durumlar dışında eksenel hareketi sağlayan bir adet kayıcı mafsal bulunur, diğer mafsallar ise sabit mafsaldır. Tek parçalı kardan milleri ise ön kardan mili, arka kardan mili ve kısa kardan mili olmak üzere üçe ayrılabilir. Bu çalışmaya konu olan araçta ön kardan mili ve arka kardan mili olduğu için bu iki tipe değinilecektir.

Şekil 2'de görüldüğü üzere arka kardan milleri, üzerinde eksenel harekete izin veren kayıcı takım bulunan iki mafsallı ürünlerdir. Eksenel hareket, erkek parça üzerine azdırma veya grob (cold forming) ile ve dişi parça üzerine broş çekme (spline broaching) ile spline açılması ve bu parçaların birbiri üzerinde hareketi ile sağlanır. Spline profili evolvent veya kare profil olabilir.



Şekil 2. Arka kardan mili

Ön kardan milleri ise, şanzıman ile diferansiyel arasının uzun olduğu ve tek parçalı kardan mili kullanımının bu uzunluktan dolayı mümkün olmadığı durumlarda, bu uzunluğu bölmek amacıyla kullanılmaktadır. Belli uzunluktan sonra tek parçalı kardan mili kullanamamanın sebebi ileride kritik hız altında detaylı olarak açıklanacaktır. Şekil 3'te görüleceği üzere ön kardan milleri bir adet sabit mafsal, boru ve yataklama için rulman ve kauçuk takozdan oluşan askı komplesini ihtiva ederler.



Şekil 3. Ön kardan mili

Kardan mili seçiminde etkili başlıca parametreler;

- Kardan mili üzerine gelebilecek en fazla tork değeri
- Kritik hız durumu
- Yorulma ömrü
- İşletme şartları

olarak sıralanabilir. Bu maddeler, kardan milinin görevini sorunsuz şekilde yerine getirebilmesi için kontrol edilmesi gereken şartlardır. Aksi takdirde ani kırılmalar, titreşim problemleri veya kardan mili alt parçalarında (istavroz rulmanı, istavroz, askı takozu gibi) kısa sürede hasarlanmalar görülebilir.

1.2. Kritik Hız

Dönen makine elemanlarının güvenli bir şekilde çalışması için hız limitini ortaya çıkaran ve whirling (dönen milin dönme ekseninden dışarıya zorlanması) terimini dönme dinamiğine katan Rankine'dir. Bu alanda araştırmalar devam etmiş ve bir çok kritik hız modunun olduğu farkedilmiştir (Crâştiu ve ark., 2018).

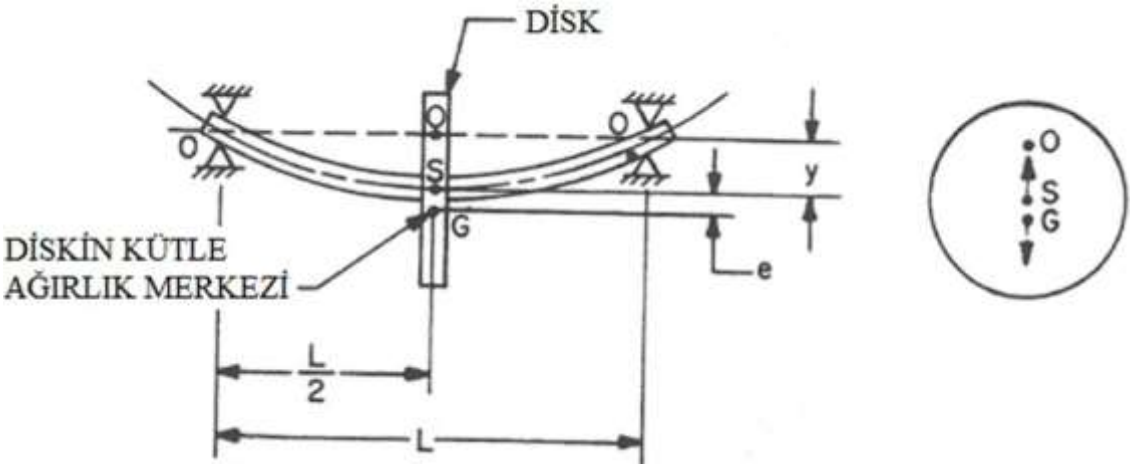
Dönen makine elemanlarında artan titreşim problemini çözmek için en önemli görev, bu parçaların dengesizlik derecesini minimize etmektir. Kardan milinin dengesizliği, titreşim oluşturması ile sonuçlanan en önemli nedenlerden biridir (Savaliev, 2018).

Dönen bir şaft, atlama ipi gibi eğilir ve dönme ekseninden uzaklaşır. Şaftın devri arttıkça sehim artar. Şaftı dönme ekseninden uzaklaştıran bu kuvvet, dengesizliğinden gelir. Ne kadar iyi dengelenirse dengelensin tüm şaftlar bir miktar dengesizliğe sahiptir ve bu durum kritik hız arızasına neden olacaktır. Klasik kritik hız hata modu, Şekil 4'teki örnekte görüldüğü gibi şaft burkulmasıdır (Robert, 2017).



Şekil 4. Şaft burkulması ile sonuçlanmış kritik hız hatası (Robert, 2017)

1887 yılında Carl Gustav de Laval; dönen bir şaftın hızı arttıkça her zaman sehiminin artmadığını, kritik hızından sonra devrinin arttıkça daha düzgün bir şekilde döndüğünü bulmuştur. Sistemde bir hasar meydana gelmemesi için kritik hızın hızlıca aşılması gerekmektedir (Thoss, Schmelz, Aucktor, 2006).
Literatür araştırmasından da anlaşılacağı üzere, titreşim problemleri ile karşılaşılmaması için kardan millerinin iyi bir şekilde dengelenmesi gerekmektedir. Bu nedenle üretimde kardan milleri özel istekler haricinde ISO 1940 G16 standardı doğrultusunda dengelenir; ancak üzerinde her zaman dengesizlik kalır. Bu dengesizlikten kaynaklanan santrifuj kuvvetinin, mil iç dengeleme kuvvetine eşit olduğu noktada iş parçası rezonansa girer.



Şekil 5. Merkezinde dengesiz disk bulunan mil (SAE, 1991)

Şekil 5'te iki ucundan mesnetli ve ortasında dengesiz bir yük bulunan mil yer almaktadır. G=Ağırlık merkezi, e=Eksentriklik, y=Dönme ekseninden oluşan sehim, ω= açısal hız, m=diskin kütlesi olarak adlandırılmıştır.

1894 yılında Dunkerley santrifuj kuvveti denklemini aşağıdaki gibi hesaplamıştır;

$$F_c = m \times (y + e) \times \omega^2 \tag{1}$$

Milin iç dengeleme kuvveti ise aşağıdaki gibidir;

$$F_d = k \times y \tag{2}$$

Bu iki kuvvetin birbirine eşit olması durumunda;

$$k \times y = m \times (y + e) \times \omega^2$$

$$k \times y = (m \times y \times \omega^2) + (m \times e \times \omega^2)$$

$$k \times y - (m \times y \times \omega^2) = (m \times e \times \omega^2)$$

$$y \times (k - m \times \omega^2) = (m \times e \times \omega^2)$$

$$y = \frac{m \times e \times \omega^2}{k - m \times \omega^2} = \frac{e \times \omega^2}{\frac{k}{m} - \omega^2}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}\,; \qquad y = \pm \frac{e \times \omega^2}{{\omega_n}^2 - \omega^2}$$

Yukarıdaki eşitlikten görüleceği üzere $\omega = \omega_n$ olduğunda sehim miktarı sonsuza gider ve rezonans meydana gelir.

Buna benzer bir sonuç, belli bir noktada disk olmaksızın homojen dağılmış kendi kütlelerine sahip şaftlar için de elde edilir (Thoss, Schmelz, Aucktor, 2006):

$$\omega_1 = \frac{\pi^2}{l^2} \times \sqrt{\frac{E \times J}{\rho \times A}} \qquad (3)$$

Çelik bir mil için E (Elastisite modulü) = 2.08 x 10^{11} [N/m^2], J (Atalet momenti) = $\pi d^4/4$ [m^4], ρ (yoğunluk) = 7.8 x 10^3 [kg/m^3], A (kesit alanı) = $\pi d^2/4$ [m^2], *l* dönen parçanın uzunluğu [m] bilgileri eşitlikte yerine yazılır ise;

$$\omega_1 = \frac{\pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{2.08 \cdot 10^{11} \cdot \pi\, d^4 \cdot 4}{7.8 \cdot 10^3 \cdot 64 \cdot \pi\, d^2}}$$

$$\omega_1 = \frac{d}{l^2} \cdot \pi^2 \cdot 0.129 \cdot 10^4 \; [rad/s]$$

Yukarıda elde edilen açısal hız değeri dev/dak'ya çevirmek için 30/π ile çarpılır;

$$n_1 = \frac{30}{\pi}\omega_1 = \frac{30}{\pi}\frac{d}{l^2} \cdot \pi^2 \cdot 0.129 \cdot 10^4 \; [dev/dak] \qquad (4)$$

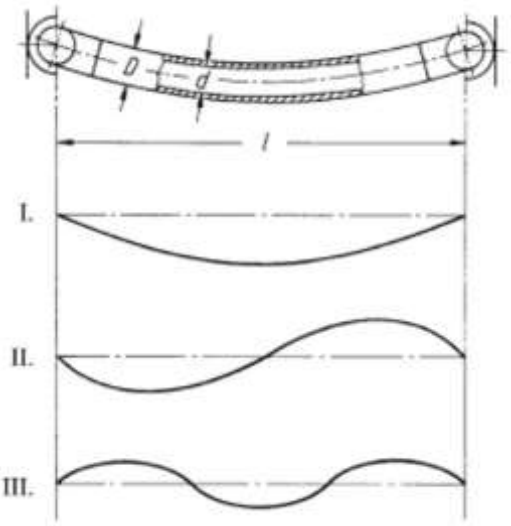
Eşitliği [mm]'ye çevirmek için 10^4 yerine 10^7 yazılır ve sonuç olarak

$$n_{k1} = 1.22 \cdot 10^8 \cdot \frac{d}{l^2} \; [dev/dak] \qquad \text{içi dolu mil için} \qquad (5)$$

$$n_{k1} = 1.22 \cdot 10^8 \cdot \frac{\sqrt{D^2+d^2}}{l^2} \; [dev/dak] \qquad \text{sabitlenmiş boru için} \qquad (6)$$

Bu eşitlik ile elde edilen hız en düşük kritik hız değerini verir. Diğer kritik hız modları harmonikleridir ve 4, 9, 16, … katlarında meydana gelir. Genel uygulamada kardan mili için birincil kritik eğilme modu çok önemlidir (Thoss, Schmelz, Aucktor, 2006).

Kritik hız değerini belirlemek için eşitlikteki uzunluk (*l*) yerine, kardan milinin rijit bir boru gibi davranacağı iki mafsal arası mesafe girilmelidir. İki mafsal arası mesafe ve kritik hız mod şekilleri Şekil 6'da görülmektedir.



Şekil 6. Kritik hız 1., 2. ve 3. mod şekilleri (SAE, 1991)

Aktarma organlarının gerçekteki kritik hızı, teorik olarak hesaplanandan biraz daha düşük olacağından, izin verilebilir maksimum operasyon hızını belirlemek için emniyet katsayısı kullanılabilir. Genel olarak binek araçlar ve hafif ticari araçlar için emniyet katsayısı olarak 0,85 kullanılırken, orta ve ağır ticari araç uygulamaları için 0,75 kabul edilmektedir (SAE, 1991).

2. MATERYAL VE YÖNTEM

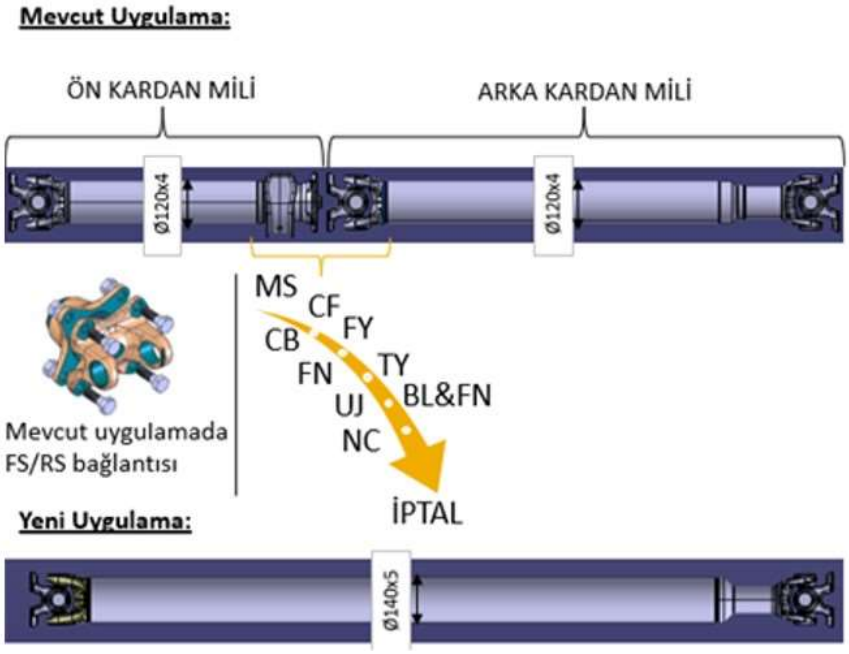
Bu çalışmada ön kardan mili ve arka kardan milinin birlikte kullanıldığı 18 tonluk 4×2 bir yol kamyonu belirlenmiştir. Bu araçta 68745 seri 935 mm boyunda ön kardan mili ve 68745 seri 1560 mm boyunda arka kardan mili kullanılmaktadır. 68745 seri kardan mili boyutunu ifade etmektedir ve bu serinin standart boru boyutu Ø120×4 mm'dir. Bu iki kardan mili yerine tek bir kardan mili kullanılması durumunda boy ihtiyacı 2495 mm olmaktadır.

0,75 katsayısı kullanılarak kritik hız hesabı yapıldığında mevcut durumda ön kardan mili kritik hız değeri 27614 dev/dak, arka kardan mili kritik hız değeri 7233 dev/dak'dır. 2495 mm boyundaki arka kardan milinin kritik hız değeri ise standart Ø120x4 boru ile 2660 dev/dak olmaktadır. Belirlenen araçta kardan milinin çalışacağı en yüksek hız 3000 dev/dak olarak belirlenmiştir. Görüleceği üzere bu araçta 2495 mm boya sahip kardan mili kullanımı kritik hız açısından uygun değildir. Uygun hale getirmek için kritik hız değerinin arttırılması gerekmektedir.

Kritik hız limiti formülasyonuna bakılırsa boru boyutları değiştirilerek kritik hız değerinin arttırılabildiği görülebilir. 2495 mm boyundaki arka kardan milinin kritik hız hesabı Ø140x5 boru ile yapıldığında kritik hız değeri 3097 dev/dak olmakta ve böylece aynı araçta tek parçalı kardan mili kullanımı uygun hale gelmektedir.

Teorik olarak kritik hız açısından bir problem olmadığı hesaplansa da gerçek durum bundan farklı olabilir. Bu neden ile tasarımın doğrulanması için yapılabilecek en iyi yöntem sahada test etmek olacaktır. Yapılacak testler için numune üretilmesi gerekmektedir; ancak mevcut 68745 seri birim parçaları tüp çatal (TY) ve kayıcı kovan (TS), Ø120x4 boru ile monte edilmeye uygundur. Numune üretilebilmesi için bu parçaların yeniden tasarlanıp Ø140x5 boruya uygun hale getirilmesi gerekmektedir. Bunun için yeni model tasarımı, analiz çalışmaları, yeni dövme kalıplarının üretimi, yeni aparat/fikstür üretimleri gerekecek ve çok yüksek maliyetler ile karşılaşılacaktır. Araç üstü NVH testinin olumsuz sonuçlanması durumunda ise bu harcamalar boşa gitmiş olacaktır. Bu nedenle mevcut birim parçalar ile yeni boru arasında köprü görevi görecek adaptör parça üretilmesine karar verilmiştir. Böylece ara bir çözüm ile hem yüksek giriş maliyetinden kaçınılmış hem de daha hızlı numune üretimi sağlanmış olacaktır.

Test safhası ikiye bölünmüştür. İlk olarak üretilecek adaptörlü numune ile araç üstünde NVH testi yapılarak ürün NVH açısından doğrulanacaktır. Devamında ise Ø140x5 boruya uygun yeni tüp çatal ve kayıcı kovan modellenip üretilecek ve Tirsan Kardan'da yapılacak yapısal testler ile ürün doğrulaması tamamlanacaktır. Şekil 7'de mevcut ve yeni uygulama arasındaki farklılık görülmektedir.

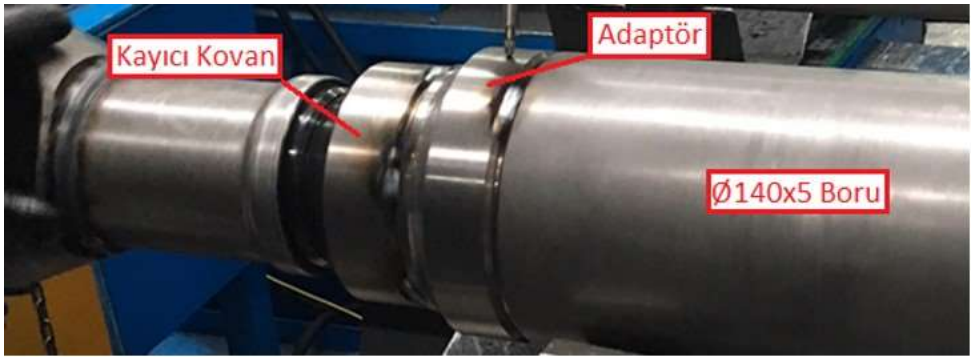


Şekil 7. Mevcut uygulama & yeni uygulamanın karşılaştırması

3. ÜRÜN TASARIMI VE NUMUNE ÜRETİMİ

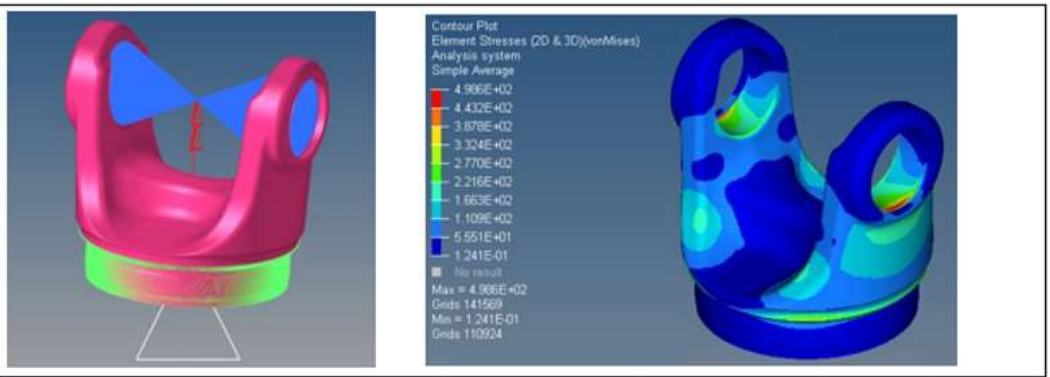
Mevcut birim parçalar ile Ø140x5 borunun montajını sağlayacak adaptör parça tasarlanmış ve dolu malzemeden işlenerek üretilmiştir. Bununla 2495 mm boyunda adaptörlü numune arka kardan mili üretilmiş ve araç testine gönderilmiştir. İleride testler bölümünde daha detaylı bahsedilecek olan araç testi olumlu sonuçlanmıştır. Bu sonuç ile

birlikte seri üretim için yeni boruya uygun tüp çatal ve kayıcı kovan tasarımına geçilmiştir. Seri üretimde adaptör kullanılmamasının nedenini açıklamak gerekirse; Şekil 8'den de görüleceği üzere adaptör parça, birim parça ve boru arasındadır ve her iki parçaya çakma operasyonu ile birleştirildikten sonra salgı alınması çok zor olmaktadır, bu durum balans kalitesini olumsuz etkilemektedir ve titreşim problemleri ile karşılaşma riski taşımaktadır. Aynı zamanda birbirine çok yakın iki kaynak dikişi olmaktadır. Bu hem kaynak kalitesini bozarak sahada kırılma riski oluşturmakta hem de operasyon süresini uzatmaktadır.



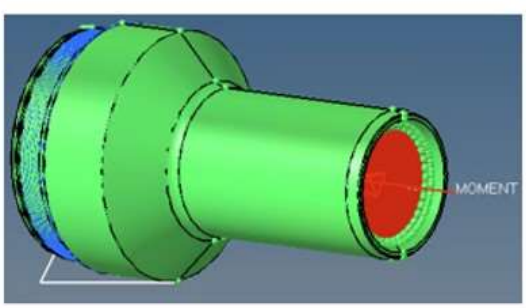
Şekil 8. Adaptörlü numune arka kardan mili üretiminden görsel

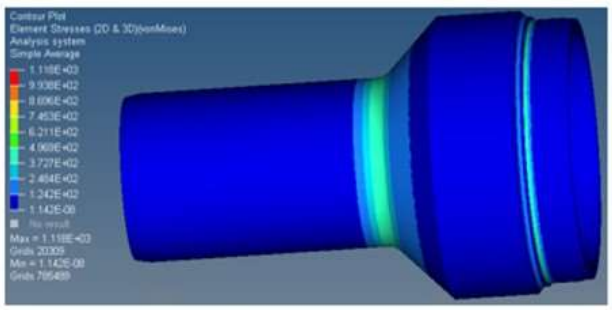
Yeni boruya uygun tüp çatal ve kayıcı kovanın katı modelleri Catia programı ile oluşturulmuştur. Yeni modellerin HyperWorks yazılımı ile doğrusal statik analizleri gerçekleştirilmiştir. Modellerin boru ile etkileşimde olduğu bölgesi sabitlenmiş, tüp çatal için kulak bölgesinden kayıcı kovan için ise spline bölgesinden 68745 serinin fonsiyonel limit torku olan 17000 Nm tork uygulanmıştır. Analiz sonuçları ve yeni modele ait ham parça ve işlenmiş parça ağırlık bilgileri mevcut parça ile karşılaştırılmıştır. Analiz modeli sınır şartları ve von Mises gerilme dağılımları Şekil 9 ve Şekil 10'da görülmektedir.



PARÇA Numarası	Ağırlık (Ham)	Ağırlık (Mamül)	Gerilme Değerleri
TY_68745_11_02 (mevcut)	7,84 kg	4,88 kg	OK
TY_68745_XX_02_R5 (yeni)	6,60 kg	5,35 kg	OK

Şekil 9. Tüp çatal ağırlık bilgisi ve von Mises gerilme dağılımları





PARÇA Numarası	Ağırlık (Ham)	Ağırlık (Mamül)	Gerilme Değerleri
TS_68745_01_02 (mevcut)	6,60 kg	4,40 kg	OK
TS_68745_XX_02_R2	7,98 kg	4,93 kg	OK

Şekil 10. Kayıcı kovan ağırlık bilgisi ve von Mises gerilme dağılımları

4. TESTLER

Yeni ürün tasarımında analiz çalışmaları ilk doğrulama için çok önemli bir aşamadır. Bu çalışmalarda elde edilen gerilme değerleri; kullanılan malzeme, ürün çalışma şartları, maruz kaldığı yükleme türleri ve şirket teknik hafızası kapsamında değerlendirilerek üretim aşamasına geçmeden önce en uygun tasarımının belirlenmesine yardımcı olur. Ancak nihai ürün doğrulaması ve tasarımın geçerli kılınması testlerle mümkün olmaktadır.

Kardan millerini ve alt bileşenlerini test etmenin amacı; ürünün fonksiyonunun, dayanımının ve güvenilirliğinin kapsamlı bir değerlendirmesini yapmaktır. Ürünün laboratuvar ortamında veya araç testi ile değerlendirilmesi, tasarımın gerçek uygulamada tatmin edici bir performans gösterip gösteremeyeceğini doğrulamak için en önemli işlemdir. Genel olarak test prosedürleri, gerçek saha koşullarını yansıtmak için hızlandırılmış bir simülasyondur (SAE, 1991).

Gerçek saha koşullarında çok fazla uygulama tipi ve çevresel etki vardır ve bunların hepsinin laboratuvar ortamında simule edilmesi ve bu durumun yönetilmesi ekonomik olarak mümkün değildir. Laboratuvarda uygulanan test prosedürleri; gerçek saha kullanımından ya da kontrollü test koşullarından elde edilse de gerçek araç deneyiminin yerini tutmaz. Ürünün en kapsamlı değerlendirmesi, gerçek saha koşullarını yansıtan araç testleri ile yapılabilir (SAE, 1991).

4.1. NVH Testi

NVH; ses (noise), titreşim (vibration) ve gürültünün (harshness) kısaltılmasıdır. Ses ve titreşim ölçülebilir ve elde edilen veriler ile objektif olarak değerlendirilebilir; ancak gürültü her ikisinin toplanmış halidir ve ölçülemez; bu nedenle sadece subjektif olarak değerlendirilebilir. Gürültü, düzensiz ve ahenksiz olarak karakterize edilir. NVH mühendisleri üzerinde çalışılan sistemde ses ve titreşim ile ilgili ölçümler yaparak NVH iyileştirmesi için çalışmalarda bulunur. Bunun için üç temel prensip kullanılır; ses ve titreşim kaynağının gücü azaltılabilir, bariyer veya izolatörler ile ses ve titreşim transferi bozulabilir veya ses ve titreşim enerjisi absorbe edilebilir (Korkut, 2008).

Çalışma kapsamındaki 4×2 yol kamyonu üzerindeki mevcut ön ve arka kardan milleri sökülerek yerine numune arka kardan mili takılmış ve araç NVH testi için hazır hale getirilmiştir. NVH mühendisi ile birlikte 15 km süren bir sürüş testine çıkılmıştır. Test sürüşünde farklı viteslerde hızlanma, yavaşlama, farklı devirlerde sürüş, viteş geçişleri gibi sürüş modlarında denemeler yapılmıştır. Subjektif olarak; gazı bırakıp yavaşlama sırasında aks uğultusu (axle whine) olarak adlandırılan ses ve 50 km/h'de hızlanma sırasında aks tarafında kazıntı sesi tespit edilmiştir. Yapılan test neticesinde kabinde hissedilir seviyede olmasa da kötüleşme olduğu raporlanmıştır. Ancak yapılan test, araç üzerinde damper ve yük yok iken yapılmıştır ve bu durumun NVH karakteristiğine etki edecek olması nedeni ile testin tekrarlanmasına karar verilmiştir. İkinci test ivmeölçer (Şekil 11) ve mikrofon gibi enstrümanlar kullanılarak yapılmıştır. Araç yüklü iken yapılan testte 4 saatlik data toplama sonrası yapılan değerlendirmede minör kötüleşme olsa da değişikliğin kabul edilebilir ve uygun olduğu raporlanmış böylece tasarım NVH açısından doğrulanmıştır.



Şekil 11. Araç üstü NVH testi görseli

4.2. Yapısal Testler

NVH testinin olumlu sonuçlanması ile birlikte, tasarlanıp doğrusal statik sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilen yeni birim parçaların testler ile doğrulanması aşamasına geçilmiştir. Yeni birim parçaların doğrulanması için üretilecek numune kardan milleri ile üçer adet statik burulma ve yorulma testi yapılmasına karar verilmiştir.

4.2.1. Statik Burulma (Akma) Testi

Statik burulma testinde, doğrusal ve kontrollü olarak artacak şekilde bir tork yüklemesi, kardan mili bileşenlerinde kırılma gerçekleşinceye kadar uygulanır (Şekil 12). Statik burulma testi süresince test makinalarında uygulanan tork ve buna bağlı açısal değişimi grafik olarak elde edilir. Bu grafik kullanılarak %0,1 öteleme methodu ya da Johnson Apparent Elastic Limit (JAEL) methodu gibi teknikler uygulanarak akma noktası tespit edilir (SAE, 1991).

Her kardan mili serisi, fonksiyonelliğini kaybetmeden dayanabileceği tork değerine sahiptir. Bu değer fonksiyonel limit torku olarak adlandırılır. Statik burulma testinde elde edilen akma torkunun, kardan mili fonsiyonel limit torku üzerinde olması gerekir.

68745 serinin fonksiyonel limit torku 17.000 N·m'dir. Tasarımın statik olarak doğrulanması için üç adet numune kardan mili statik burulma testine tabii tutulmuş ve testler olumlu sonuçlanmıştır. Test edilen kardan millerine ait görseller Şekil 13'te yer almaktadır.



Şekil 12. Statik burulma test cihazı (Işık, 2009)



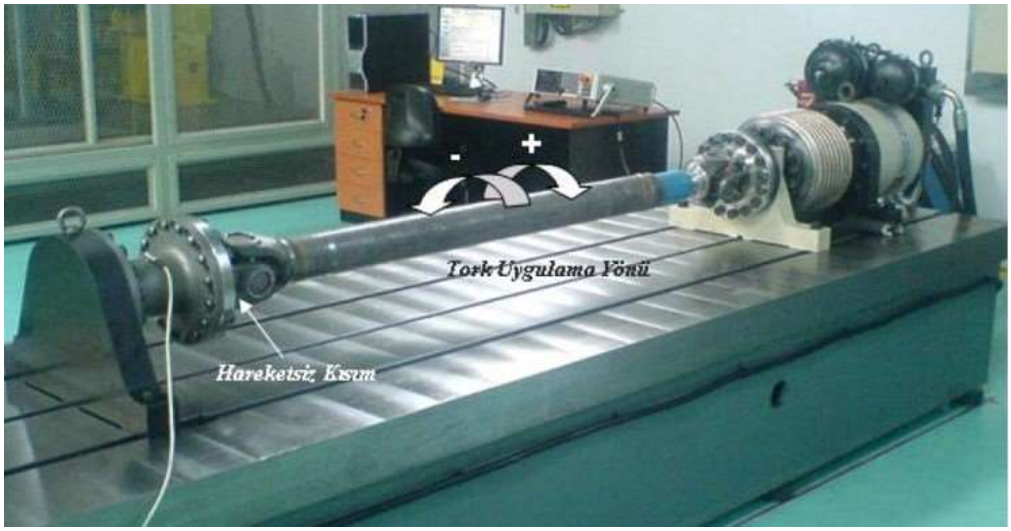
Şekil 13. Yapılan statik burulma testine ait görüntüler (Tirsan Kardan A.Ş., 2020)

4.2.2. Burulma Yorulma Testi

Kardan mili ve bileşenleri araç üzerinde değişken büyüklükte ve yönde tekrarlı burulma yüklerine maruz kalmaktadır. Uygulamaya bağlı olarak bu yükleme koşulları; sıfırdan maksimum değere kadar tek yönlü yüklerden, tamamen tersine çevrilmiş yüklerden veya ortalama seviyede yüke ilave değişken yüklerden oluşmaktadır (SAE, 1991).

Karşılaşılan yükleme koşullarınının benzetimi için yorulma testi yapılabilir. Yorulma testinde, araç üzerinde gelişen yükleri ve gerilmeleri kopyalamak tercih edilir; ancak yükleme datası ulaşılabilir değilse yorulma testi sonuçlarından elde edilecek S-N eğrisi kullanılarak ürünün yorulma ömrü tahmin edilebilir. Yorulma testi verilerinin analiz edilerek S-N eğrisi oluşturmaya destek olması için Weibull analizi ve Goodman diagramları gibi analitik ve grafiksel yöntemler kullanılabilir (SAE, 1991).

Kardan mili test düzeneğine bağlanarak bir ucu sabitlenir ve diğer ucundan uygulamaya bağlı olarak belirlenen tork ile iki yönlü ve belli bir frekansta yüklemeye maruz bırakılarak test edilir (Şekil 14). Test bir bileşen kırılıncaya kadar veya belli bir çevrim sayısına ulaşılıncaya kadar devam ettirilir.
Üretilen üç adet numune kardan mili burulma yorulma testine tabii tutulmuştur. Testlerden ikisi 300.000 çevrim sayısına kadar biri 1.000.000 çevrim sayısına kadar sürdürülmüş, herhangi bir kardan mili bileşeninde kırılma görülmemiş ve sonuç olarak testler olumlu sonuçlanmıştır.



Şekil 14. Burulma yorulma test cihazı (Işık, 2009)

5. SONUÇ

Çalışma sonucunda belirlenen ağır ticari araçta ön ve arka kardan mili kullanılımından tek bir arka kardan mili kullanımına geçilmiştir. Bunun neticesinde;

- Ön kardan milinin iptal edilmesi ile 5 adet birim parça ve 4 adet satın alma parçası olmak üzere 9 adet parçanın kullanımı elimine edilmiştir.

- Ön kardan milinin iptal edilmesi ile kardan mili üretim süresinde 19 dk'lık azalma sağlanmıştır.
- Ön kardan milinin iptal edilmesi ile araç montaj hattında 2 dk'lık iyileşme sağlanmıştır.
- Hem Tirsan Kardan A.Ş. hem de araç üreticisi için maliyet iyileştirmesi sağlanmıştır.
- 84 kg'lık toplam kardan mili kütlesi 70 kg'a düşmüştür; böylece yaklaşık %17 kütlesel azalma sağlanmıştır.
- Kritik hız limitinde %16'lık iyileşme sağlanmıştır.

KAYNAKLAR

[1] Crâştiu, I., Nyaguly, E., Deac, S., Gozman-Pop C., Bârgău, A., Bereteu, L. (2018), "Determination of the Critical Bending Speeds of a Multy-Rotor Shaft from the Vibration Signal Analysis", IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, Moscow.

[2] Işık, E. (2009) "Topoloji Optimizasyonu Çatallı Flanş Uygulaması", Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi

[3] Korkut T. (2008) "Arkadan İtişli Hafif Ticari Araçlarda Tekerleklere Hareket Transferini Gerçekleştiren Kardan Milinde Oluşan Titreşim ve Seslerin Analizi", Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi

[4] Robert J. White, "Measurement Techniques for Estimating Critical Speed of Drivelines", SAE Noise and Vibration Conference, 12-15 June 2017, Grand Rapids.

[5] SAE (1991), Universal Joint and Driveshaft Design Manual, Advances in Engineering Series No:7, Warrandale.

[6] Saveliev, V. A., "Critical Speed of Propshaft and Effect of Forced Synchroniztion in Transmission of Straight-Four Engine Vehicles", IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, Moscow.

[7] Thoss, H.Cr., Schmelz, F., Auctor, E. (2006), Universal Joints and Drive Shafts, Analysis, Design and Application (2nd Edition), Berlin: Springer.

PREDICTIVE MODELING BASED ON ANGULAR VARIATIONS OF YIELD STRESS RATIOS AND LANKFORD PARAMETERS FOR DP800 STEEL

Aysema Ünlü[1], Toros Arda Akşen[2], Emre Esener[1], Mehmet Fırat[2]

[1] Bilecik Seyh Edebali University, Mechanical Engineering Department, Bilecik, Turkey
[2] The University of Sakarya, Mechanical Engineering Department, Sakarya, Turkey
Corresponding Author: Mehmet Fırat, firat@sakarya.edu.tr

ABSTRACT

Yield criteria can directly predict anisotropy parameters based on the r value and the yield stress ratio directionalities with analytical approach. When, yield criteria related to the computed anisotropy parameters are implemented into the finite element software, it is uncertain that the finite element software could reflect the anisotropic behavior of the material and capture the analytical input values completely. In this study, the differences between the analytical and numerical predictions of angular variations of r values and the yield stress ratios were evaluated. For this purpose, a single finite element test was performed based on uniaxial tensile tests by three directions using Hill-48 yield criteria. A material widely used in the automotive industry, namely DP800 is used. Lankford parameters and the yield stress ratios were determined for different material orientations using finite element analyses and analytical calculations. It is seen r-based Hill-48 model have a good agreement with the experiments using analytical method, however there is a quite difference at predicted yield stress ratios by finite element analyses.

Keywords: Plasticity modeling, Anisotropy, Dual Phase Steel, Finite Element Analyses

1. INTRODUCTION

Determining the material behavior accurately and precisely during the forming processes of materials has a great importance for engineering. During the forming process, a material first undergoes an elastic and then a plastic deformation. Since the elastic behavior of a material is represented by a linear curve, it is easy to describe and model this behavior mathematically. This linear relationship between the stress and strain values can be expressed by Hooke's law (Çetin, 2007). Since the plastic behavior of the material is non-linear and the evolution of yield stress is represented by hardening, it is more difficult to model the plastic behavior in comparison to the elastic behavior (Gürsoy, 2019). Mathematical expressions of modeling the plastic behavior of materials are called as plasticity models. In order to model the plastic behavior of a material under the general stress state, a yield criterion, a flow rule and a hardening rule are required (Esener, 2020). The yield criterion describes the onset of the plastic deformation for different stress states, the flow rule establishes the relationship between the stress increment and the strain rate increment, and the hardening rule defines the change in shape or the displacement of the yield surface which separates the elastic and plastic regions in stress space (Ziegler, 1958) (Firat, 2008). In this context, it is possible to examine plasticity models in three groups as isotropic material-isotropic hardening, anisotropic material-isotropic hardening and anisotropic material-kinematic hardening (Gürsoy and Esener, 2019). In this sense, there are many advanced plasticity models in the literature (Feng continued, 2019; Javanmardi and Maheri, 2019; Meng continued, 2019; Zhou continued, 2019). Tresca, von Mises, Hershey, Hosford criteria can be given as examples for the plasticity models assuming isotropic material-isotropic hardening. For the second group, anisotropic material-isotropic hardening plasticity models can be exampled as Hill-48, Barlat-89, Hill-93, Hu-2003 criteria. Yoshida- Uemori model can be considered for the last group regarding the anisotropic material – kinematic hardening assumption (Banabic, 2010). Among the components of plasticity models, definition of the yield criterion requires higher number of input values when compared to the hardening rule and mostly, in forming processes hardening rule was assumed as isotropic for simplicity (Yoon continued, 2010) (Singh continued, 2018). The input parameters required by the yield criterion are obtained from the mechanical tests and characterization of the advanced yield criteria require more input values. Correspondingly, definition of an advanced yield criterion requires more mechanical tests and optimization processes. For this reason, due to the lack of the conducted mechanical tests and complicated optimization processes, generally, yield criteria containing few numbers of parameters are preferred. Hill48 criterion, which can perform precise and accurate operation with few parameters, is still among the most widely used models. Through the constitutive equations of plasticity models, directionalities of anisotropy coefficient and yield stress ratio can be obtained analytically. As a result, the need for plasticity models to describe the

plastic behavior of materials has increased. With the development of today's computer technology, plasticity models have been incorporated into finite element software. Thus, plasticity model-based numerical applications have started to take place in many engineering applications, especially in the automotive industry, where computer-aided design is widely used. However, it is predicted that differences may arise during the implementation of plasticity models into finite element software.

In this study, analytical calculation was presented using both the r-based and stress-based versions of the Hill48 criterion, which is one of the commonly used yield criteria today. In addition, the single finite element test analyses were performed for both shell and solid elements and numerical prediction results were obtained. For the sake of simplicity, isotropic hardening rule was assumed. Dual phase DP800 steel, which is widely used in the automotive industry, has been investigated as material.

2. MATERIAL AND METHOD

With today's developing material technology, in many sectors, especially in the automotive sector, mild steels and traditional steels have been replaced by advanced high strength steels (AHSS). The situation is result from the fact that AHSS have higher tensile strength and show significant formability limit compared to the mild and high strength steels (Quadfasel continued, 2017). Dual phase steel class (DP-Dual Phase) from the AHSS family stands out with its high strength, high formability, good weldability features (Karaçalı, 2015; Pavlina continued, 2008). DP steels contain ferrite and martensite phases and the martensite phase in its internal structure is located in the form of islands surrounded by soft ferrite matrix. In this way, a steel group with high strength and improved deformation capability has been obtained (Aghaei and Rad, 2020). DP steels are used in many automobile parts such as wheel rim, crashbox, seat frame, bumper, door panels, chassis, wheel covers, belt pulleys and some fasteners etc. (Karaçalı, 2015; URL 1, 2021). In this study, DP800 steel grade was used. Mechanical properties of DP800 are given in Table 1.

Table 1. Mechanical Properties of DP800 Steel

		Elasticity Modulus (GPa)	Yield Stress (MPa)	K (MPa)	n	r
DP800	RD	210	457,83	1150,27	0,12	0,71
	DD	200	428,96	1096,98	0,11	0,88
	TD	212	460,59	1175,44	0,13	0,83

2.1. Hill-48 Yield Criterion

Hill presented an anisotropic yield criterion in 1948. In this criterion, the material has anisotropy in three orthogonal symmetry planes (Hill, 1948). The most general form of Hill48 criterion can be written as in Equation (1).

$$2f(\sigma_{ij}) = F(\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + G(\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + H(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + 2L\sigma_{23}^2 + 2M\sigma_{31}^2 + 2N\sigma_{12}^2 = 1 \quad (1)$$

Hill48 yield criterion can be calculated both as r-based and stress-based. The constants F, G, H, L, M and N given in Equation (1) are the values depending on the anisotropy coefficients and yield stresses. Again, for the plane stress case, Hill-48 criterion can be written as in Equation (2).

$$2f(\sigma_{ij}) = (G + H)\sigma_{11}^2 - 2H\sigma_{11}\sigma_{22} + (H + F)\sigma_{22}^2 + 2N\sigma_{12}^2 = 1 \quad (2)$$

In Hill48's r-based calculation; The relations of F, G, H and N constants with the anisotropy coefficients are given in Equation (3).

$$F = \frac{r_0}{(1 + r_0)(r_{90})}$$

$$G = \frac{1}{(1 + r_0)} \quad (3)$$

$$H = \frac{r_0}{(1 + r_0)}$$

$$N = \frac{(r_0 + r_{90})(2r_{45} + 1)}{(2(1 + r_0))r_{90})}$$

Here, r_0, r_{45} and r_{90} represent the anisotropy coefficients at the rolling, diagonal, and transverse directions, respectively. It offers a great advantage to users due to the simple r-based approach of the Hill48 criterion in defining the anisotropy of metals, and this advantage makes this criterion one of the most frequently used criterion today.

In the stress (σ) based calculation of Hill48; The relations of F, G, H and N constants with yield stress are given in Equation (4).

$$F = \frac{1}{2}\left(\left(\frac{\sigma_0}{\sigma_{90}}\right)^2 - 1 + \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_b}\right)^2\right)$$

$$G = \frac{1}{2}\left(1 - \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_{90}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_b}\right)^2\right)$$

$$H = \frac{1}{2}\left(1 + \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_{90}}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_b}\right)^2\right) \quad (4)$$

$$N = \frac{1}{2}\left(\left(\frac{2\sigma_0}{\sigma_{45}}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_b}\right)^2\right)$$

Here σ_0, σ_{45} and σ_{90} represent yield stresses in the rolling, diagonal, and transverse directions, respectively.

3. APPLICATION STUDY

In this study, two different versions of Hill48 yield criterion (r-based and stress-based) were used for predicting angular variations of yield stress ratios and anisotropy coefficients as analytically and numerically. In the first part of the study, yield locus and directionalities of r values and yield stress ratios for DP800 material were obtained from the analytical approaches (Fig.1).

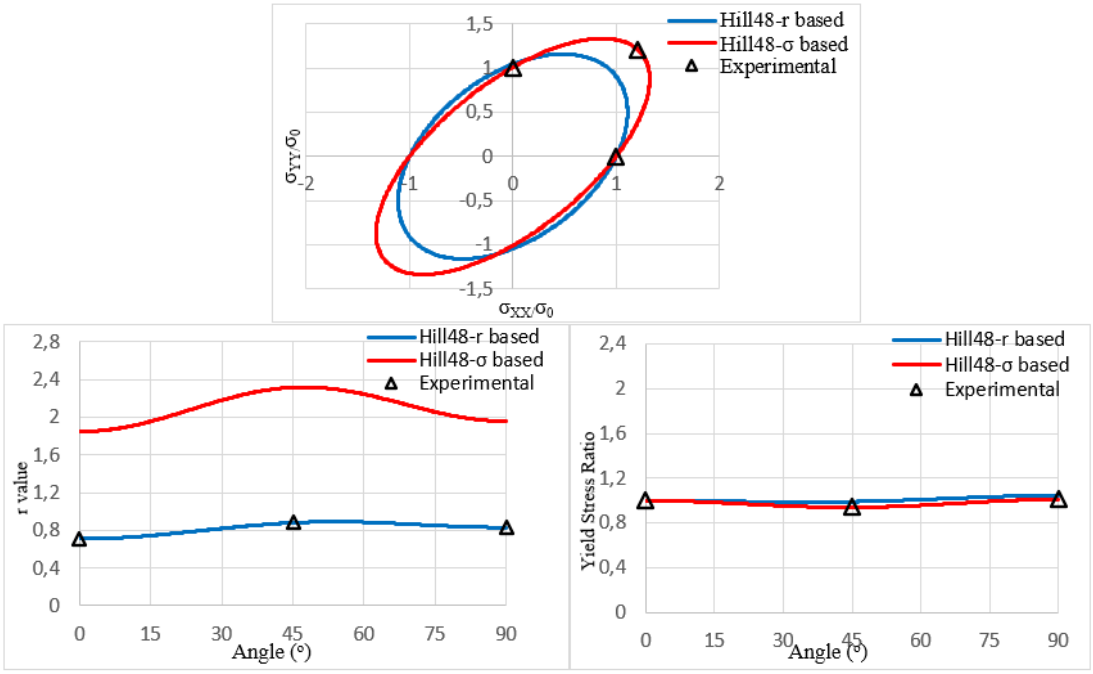


Figure 1. Yield locus and directionalities of r values and yield stress ratios for DP800 material predicted by analytical approach

Then, in the numerical modeling part of the study, single finite element simulations for uniaxial tensile test conditions were performed to determine the prediction accuracy of plasticity models in finite element anayses. For this purpose, fully integrated thick shell element formulation with 7 integration points, and a fully integrated hexahedral solid

elements were considered, seperately. Boundary conditions of the single finite element tests can be seen in Fig. 2. Msc Marc commercial software was used for finite element analyses. In order to obtain the yield stress ratios and anisotropy coefficients, uniaxial tensile tests in 3 directions were performed.

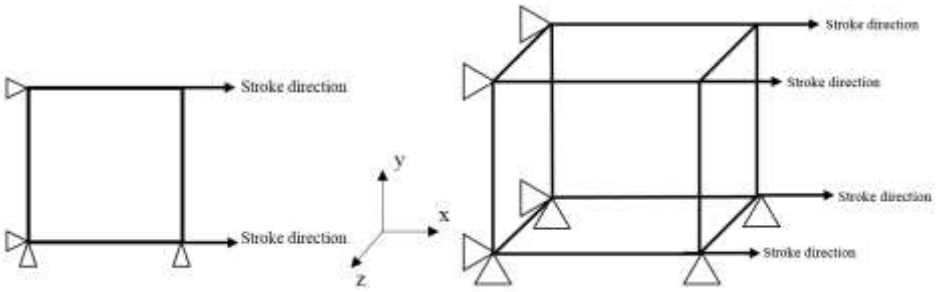


Figure 2. Boundary conditions of the single finite element tests

Firstly, stress and strain curves of uniaxial tensile tests simulations were obtained for DP800 steel according to the r-based and stress-based definition of Hill48 criterion for solid and shell element formulations, seperately. The results are given in Figure 3 and Figure 4 for solid elements and shell elements, respectively. The comparison of the stress-strain curves obtained from the single finite element tests are summarized in Figure 5. In the next step of the study, the angular variations of yield stress ratios and anisotropy coefficients were determined numerically. Comparison of the results is summarized in Fig. 6.

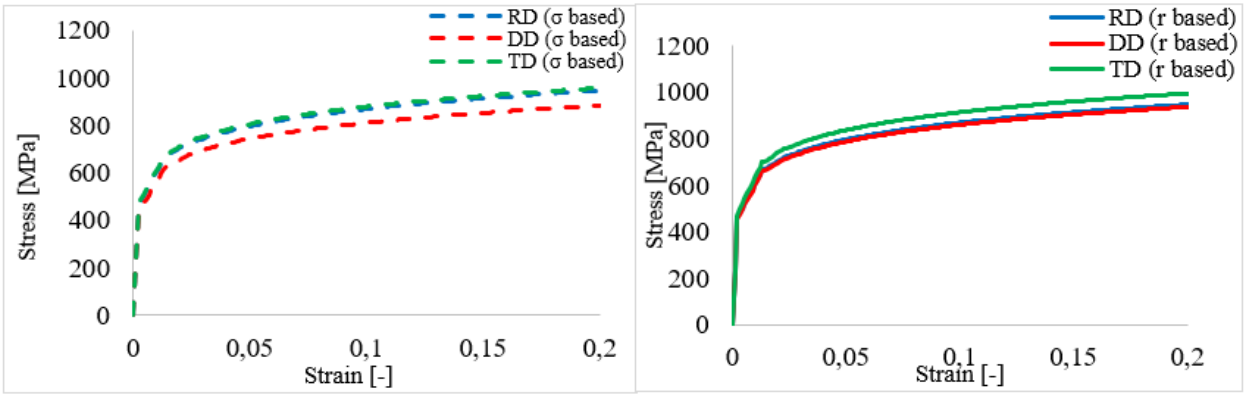


Figure 3. Stress-Strain curves obtained by solid elements

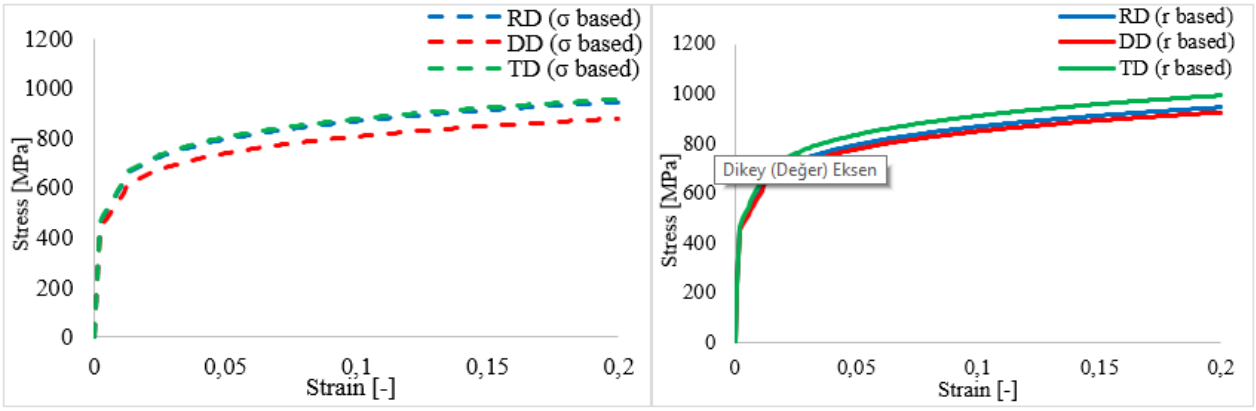


Fig 4. Stress-Strain curves obtained by shell elements

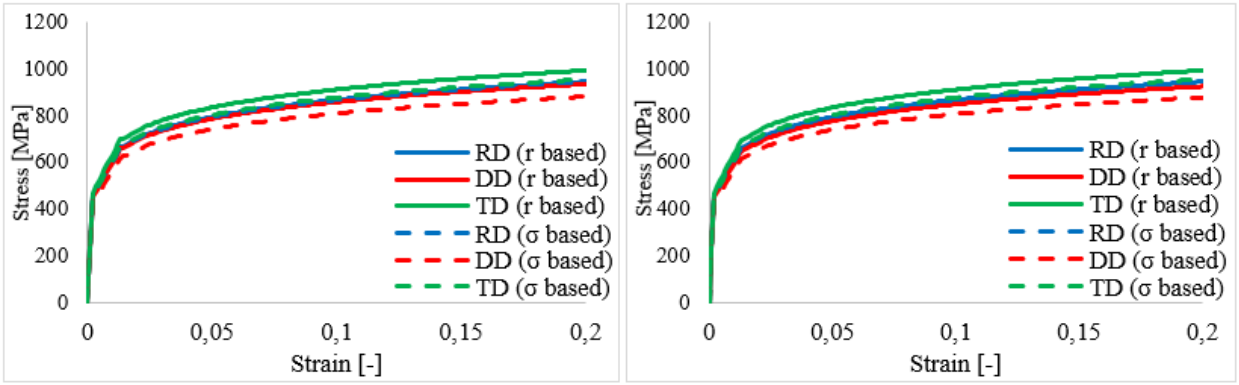


Figure 5. Comparison of the stress-strain curves obtained with the single element tests (Left: Solid elements, Right: Shell elements)

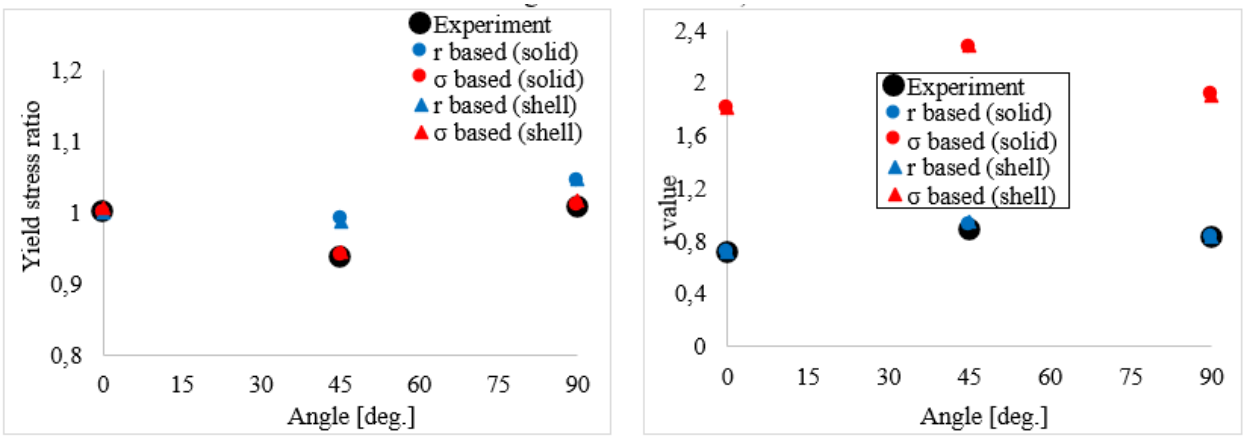


Figure 6. Angular varitions of both yield stress ratios and r-values for DP800 obtanied with finite element analyses

4. CONCLUSION

Within the scope of this study, the difference in r value and yield stress ratio predictions between the analytical and numerical approaches were investigated for DP800 steel, which is widely used in the automotive industry. The r-based and stress-based identification procedures of the Hill48 yield criterion were used. Initially, the angular variations of the yield stress ratio and anisotropy coefficients were obtained analytically. Later, numerical calculations were carried out for both solid and shell elements by using the Msc Marc software. Uniaxial tensile test conditions were applied on a single element. Results obtained from both analytical and numerical methods were compared with each other and experimental results.

When the results are examined, it was seen that the solid and shell elements gave similar results for the stress-strain curves obtained from the uniaxial tensile test simulation of the single element test. When the stress-strain curves of Hill48's r-based and stress-based models were compared, it was observed that there was no significant difference. In finite element analyses, r-based Hill48 model predicted the Lankford coefficients compatible with experiments, while stress-based model predicted directionality of the yield stress ratio accurately. No significant difference was observed between the solid and shell element predictions. In the analytical method, it was determined that the r-based model predicts both the anisotropy coefficients and yield stress ratios compatible with the experimental results.

REFERENCES

[1] Çetin, M.S. (2007) "Derin Çekme İle Soğuk Şekillendirmenin Sonlu Elemanlar Metodu Yardımıyla Analizi", Trakya University, Mechanical Engineering Department, Master Thesis.

[2] Gürsoy, Ö.K. (2019) "Plastisite Modellerinin Sac Metal Formlama Sonlu Elemanlar Analizleri Üzerine Etkilerinin Tespiti", Bilecik Şehy Edebali University, Mechanical Engineering Department, Master Thesis.

[3] Esener, E. (2020) "Plastisite Modellerinde Pekleşme Etkisinin Sonlu Elemanlar Analizi İle Tespiti", Dicle University Journal of Engineering, 11, 1, ss.171-181.

[4] Ziegler, H. (1958) "A modification of Prager's hardening rule", Eidgenossische Technische Hochschule, 52, pp.55-65.

[5] Firat, M. (2008) "A numerical analysis of sheet metal formability for automotive stamping applications", Computational Materials Science, 43, 802-811.

[6] Gürsoy, Ö.K. Esener, E. (2019) "Malzeme Modellerinin Sac Metal Sonlu Elemanlar Analizi Tahmin Performansına Etkisinin Değerlendirilmesi", Bilecik Şeyh Edebali University Journal of Science, 6 (1), ss.1-11.

[7] Feng, D. C., Ren, X. D., Li, J. (2018) "Cyclic behavior modeling of reinforced concrete shear walls based on softened damage-plasticity model", Engineering Structures, 166, ss.363-375.

[8] Javanmardi, M. R., Maheri, M. R. (2019) "Extended finite element method and anisotropic damage plasticity for modelling crack propagation in concrete", Finite Elements in Analysis and Design, 165, ss.1-20.

[9] Meng, L., Chen, W., Yan, Y., Kitamura, T., Feng, M. (2019) "Modelling of creep and plasticity deformation considering creep damage and kinematic hardening", Engineering Fracture Mechanics, 218, 106582.

[10] Zhou, R., Roy, A., Silberschmidt, V. V. (2019) "A crystal-plasticity model of extruded AM30 magnesium alloy", Computational Materials Science, 170, 109140.

[11] Banabic, D. (2010). Sheet Metal Forming Processes-Constitutive Modelling and Numerical Simulation. Springer, NewYork, USA.

[12] Yoon, J.H., Cazacu, O., Yoon, J.W., Dick, R.E. (2010) "Earing predictions for strongly textured aluminum sheets", International Journal of Mechanical Sciences, 52, pp.1563-1578.

[13] Singh, A., Basak, S., Prakash, L., Roy, G.G., Jha, M.N., Mascarenhas, M., Panda, S.K. (2018) "Prediction of earing defect and deep drawing behavior of commercially pure titanium sheets using CPB06 anisotropy yield theory", Journal of Manufacturing Processes, 33, pp.256-267.

[14] Quadfasel, A., Lohmar, J., Hirt, G. (2017) "Investigations on Springback in High Manganese TWIP-Steels U-Profile Draw Bending", International conference on the Technology of Plasticity, 17-22 September, Cambridge, pp-1582-1587.

[15] Karaçalı, G., (2015) "Soğuk Haddelenmiş Çift Fazlı DP600 Kalite Çeliklerin Yaşlanma Davranışının İncelenmesi", Istanbul Technical University, Mechanical Engineering Department, Master Thesis.

[16] Pavlina E J, Van Tyne C J, Hertel K. (2008) "Hydraulic bulge testing of dual phase steel tubes produced using a novel processing route" J Mater Proces Technol.; 201(1-3), ss.242-246.

[17] Aghaei, M., Rad, S.Z. (2020) "A micro mechanical study on DP600 steel under tensile loading using Lemaitre damage model coupled with combined hardening", Materials Science & Engineering A, 772, 138774.

[18] Hill, R., (1948) "A theory of the yielding and plastic flow of anisotropic metals", Proceedings of the Royal Society of London Series A Mathematical and Physical Sciences, 193, pp. 281-297.

[19] URL 1: Arcelormittal (2021), Global Automotive& Mobility Solutions. https://automotive.arcelormittal.com/products/flat/first_gen_AHSS/DP

TRIZ 'İN OLASI UYGULAMASININ OTOMOTİV ENDÜSTRİSİNE SAĞLAYACAĞI AVANTAJLARIN OYAK-RENAULT BAĞLAMINDA İNCELENMESİ

Kayhan SIRDAR
Oyak-Renault Otomobil Fabrikaları A.Ş. Bursa/Türkiye

Özet

Makalenin amacı, TRIZ'in potansiyel otomotiv uygulamaları için bir örnek oluşturmaktır. Makale TRIZ' uygulamasının şirkete sağlayacağı potansiyel finansal ve finansal olmayan kazançları tanımlar ve inceler. Buna ek olarak çalışma, ileride olası uygulamalar için paydaş katılımı ve gerekli yönetim stratejileri değişimleri için alternatif yaklaşımlar sunar. Mevcut uygulamalar incelenerek ve röportajlar yapılarak TRIZ uygulamaları ile verimliliği iyileştirilebilecek alanlar belirlenmiş ve bunlar analiz edilmiştir. Son olarak, makale olası TRIZ uygulamalarının yenilik, tasarım ve teknolojik gelişmeler yoluyla şirket stratejisini nasıl etkileyebileceğini inceler.

Anahtar Kelimeler

TRIZ, değişim yönetimi, uygulama stratejisi, inovasyon

EXAMINING THE ADVANTAGES OF TRIZ'S POSSIBLE APPLICATION TO THE AUTOMOTIVE INDUSTRY IN THE CONTEXT OF OYAK-RENAULT

Abstract

The purpose of the paper is to provide examples of TRIZ's potential application to automotive industry. The article identifies and examines possible financial and non-financial benefits that TRIZ application will bring to the company. Furthermore, the article provides alternative approach for the context of management strategy and stakeholder engagement for potential applications. By conducting interviews and examining current applications, the areas could improve efficiency with TRIZ applications were analysed and identified. Finally, the article concludes how potential application of TRIZ can influence company strategy through innovation, design and technological advances.

Key Words

TRIZ, change management, application strategy, innovation

1.Giriş

Yaratıcı problem çözme metodu (devamında TRIZ) yenilikçi çıktılarla birlikte sistematik bir problem çözme yaklaşımıdır [1]. Yöntembilim e çözümlerin üretilmesine olanak sağlayan işleyişlerin kavramsal olarak ayırt edilmesi üzerine kurulmuştur. TRIZ kullanıcılarına, tercihlerine uygun, benzersiz ve hızlandırılmış problem çözme araç seti oluşturma olanağı sağlar. Ancak TRIZ bazı kullanıcılar tarafından karşılaşılan sorunlara yalnızca kavramsal olarak teknik bir çözüm sağlayan ve bu çözümlerin yalnızca karşılaşılan sorunlara özgül yöntembilim olduğu şeklinde yorumlanmaktadır. Bu kapsamda bazı kullanıcılar TRIZ uygulamalarının 6 sigma, kaizen vb. devamlı gelişme yöntembilimleri ile desteklenmediği müddetçe etkin bir çözüm yaratma olasılığını düşük olacağını savundular [2]. Makale TRIZ'in otomotiv sektöründeki olası kullanımları için bir uygulama stratejisi oluşturmak ve şirket stratejisine olan etkisini incelemek amacı ile kaleme alınmıştır.

Oyak-Renault (makalenin devamında OR olarak anılacaktır) Oyak ile Renault Grubu'nun katılımları ile 1969 yılında Bursa'da kurulmuştur. Kuruluşundan bu yana ilklere imza atmaya devam eden ve otomotiv sektöründe önemli bir yere sahip olan şirket, Renault marka araçların üretimi ve ihracatını gerçekleştirmektedir. 1971 yılında üretime başlamasından bu yana OR Renault 12 SW modeli ile Türkiye'nin ilk station wagonlu, Renault 12 GTS modeli ile ilk klimalı, Renault 9 modeli ile ilk otomatik vitesli, Renault 21 Concorde modeli ile ilk yol bilgisayarlı otomobilini ve ilk dizel otomobil motorunu üreterek Türkiye için birçok ilke imza attı. 1998 yılında Megane Wagon sadece OR'de üretilmeye başlayarak bugün de devam etmekte olan Türk Otomotiv Sanayisinin yüksek miktarda ihracata başlamasına öncülük etti. Buna ek olarak elektrik motorlu Fluence üretimi ile Türk Otomotiv Sanayi'sinde çağın ötesinde yeni bir çığır açtı. OR aynı zamanda araştırma geliştirme ve mühendislik alanlarında önemli yatırımlar yapmıştır. Şirketin

mühendislik departmanlarına ek olarak, Bursa fabrikasında AR-GE birimi bulunmaktadır. OR şirket kültürü yenilik ve araştırma geliştirme çalışmalarına büyük bir önem vermektedir [3].

1.1Araştırma Methodu

Araştırma kapsamında retro perspektif araştırma metodu ile literatür ve endüstriden inceleme için gerekli bilgiler toplanmıştır. Bu kapsamda birim analizi için geçmiş veriler incelenip uygulamanın olası etkileri hakkında çıkarımlar yapılmıştır. Temel olgu TRIZ'in ticari uygulamaları ve uygulamadan en çok etkilenmesi olası paydaşlar (ürün geliştirme, insan kaynakları ve ARGE) arasındaki etkileşim olarak tanımlanmıştır. Potansiyel etki alanları ise değişim yönetimi, verimlilik üzerine etki, proje yönetimi ve şirket stratejisi olarak belirlenmiştir. Çalışma kapsamında farklı departmanlarda görevli toplamda 10 adet OR çalışanı ile röportaj yapılmıştır. Röportaj verileri ve şirket dökümanları birincil veri kaynağı olarak kullanılmıştır. İkincil kaynak olarak, TRIZ ve ticari uygulamaları ile ilgili literatür taramasında tespit edilen akademik yayınlar kullanılmıştır. Potansiyel uygulamalar verilerin karşılıklı analizi yoluyla incelenmiştir. Bu kapsamda inceleme ve değerlendirme çalışmaları, olası uygulama hakkında tatmin edici sonuçlar elde edilene kadar devam etmiştir.

Yöntembilimi stratejisi olarak tümevarımsal yaklaşım gözlemlerinin araştırmasında ve değerlendirilmesinde kullanılmıştır. Bu kapsamda olgu şablonu, gözlemler ve gelişme açıklamaları ile oluşturulmaya çalışılmıştır. Veri kümeleri temel alınarak, modeller ve kullanılan ilişkiler sonuçlandırılmaya çalışılarak olgu açıklanmak istenilmiştir [4]. Keşfedilen ilişkiler, makalenin araştırma hedefine olan "TRIZ'in olası otomotiv uygulaması için strateji gelişimi" ne karşılık sağlanması amacı ile kullanılmıştır. Bu kapsamda süreç odaklı soruların analizinde tümevarımsal yöntem tercih edilmiştir. Potansiyel uygulamanın şirket üzerinde olan etkileri hakkında bilgi sahibi olunması amacı ile literatür tarama çalışması; TRIZ, sürekli iyileştirme, değişim yönetimi, problem çözme, proje planlaması, teknolojik gelişim ve şirket stratejisi üzerine olan etkisi alanlarında yoğunlaşmıştır.

1.2 Literatür Taraması

TRIZ Genrich Altshuller ve ekibi tarafından 40.000 patent incelenmesi ve bu patenler ile yaratılan yeni fikirleri ve bulanan çözümlerin temel işleyişleri arasında benzerliklerin incelenmesi ile oluşturulmuştur. Bu yöntembilim, yeni sistemlerin tasarlanması ve temel alınan teknolojinin işleyişinin ve gelişiminin tahmini açısından faydalı bulunmuştur [5]. TRIZ uygulamalarının amaçları, ürün/süreç iyileştirmeleri, üretim maliyetinin düşürülmesi, yeni teknolojilerin geliştirilmesi, mevcut patentlere alternatif çözüm bulma ve konsept tasarımı olarak belirlenmiştir. Bu amaçlarla örtüşür şekilde, TRIZ'in gelişim doğrultuları mevcut ürün iyileştirmesi, yeni ürün geliştirilmesi, üretim teknolojilerinin iyileştirilmesi, patent 'e alternatif bulma ve patent geliştirilmesi, uzun/kısa vadede öngörüde bulunma ve teknolojinin gelişim tahmini olarak belirlenmiştir [6].

Mevcut problem çözme ve sürekli iyileştirme yöntembilimlerinden farklı olarak TRIZ sorunun temel nedenlerini analiz ederek ve sınıflandırarak sorunları belirlemeye ve soruna doğrudan çözümler önermeye yardımcı olur. Akademi dışı bir tabirle TRIZ yöntembilimi, "*Mevcut probleme benzer bir problem mutlaka başka birisi tarafından çözülmüştür*." şeklinde özetlenebilir. Önerilen çözümler yaratıcı ilkeler, teknolojinin gelişim eğilimleri ve temel çözümler kullanılarak oluşturulur. İhtiyaç duyulan iyileştirmelerin tanımlanabilmesi için TRIZ yöntembilimi problemin temellerine indirgenmesi gerektiğin ve sorunun kavramsal bir şekilde incelenmesi gerektiğini savunur. Sonrasında tanımlanan kavramsal çözümlerin yaşanılan sorunu gidermek için kullanılabileceğini belirtir. Ancak ve ancak kavramsal çözümler, orijinal sorunu ele alan gerçeklere dayalı ve özel çözüme dönüştürülebilir [7].

TRIZ araçları katı bir uygulama sıralaması belirtmemesine rağmen, bu araçlar mevcut durum, kaynaklar, hedefler, istenilen durum ve değişim başlıkları altında özetlenebilir. Mevcut durum araçları mevcut durum hakkında bilgi sağlamayı amaçlar, kaynak araçları mevcutta kullanılmakta olan ve kullanıma uygun olan kaynakların tespitine olanak sağlar, Hedef araçları kullanıcının hedeflerine ulaşmasını ve sonuçlandırmasına yardımcı olur, istenilen durum araçları gelecekteki çözümün nasıl görüneceği ve işleyeceği hakkında bilgi sağlar. Değişim araçları mevcut durumla istenilen durum arasındaki geçiş basamaklarının tanımlanmasına olanak sağlar [8].

Sürekli iyileştirme süreci mevcut işleyişin aşamalı olarak ve sürekli bir biçimde iyileştirilmesini amaçlar. Birbirinden farklı sürekli iyileştirme araçları arasında gözlenen bazı birleşik hedefler müşteri ihtiyaçlarını karşılamak, şirket performansını arttırmak ve kalite hatalarını azaltmak olarak belirtilmiştir [9]. Sürekli iyileştirme metotlarının sağladığı avantajlara ek olarak, TRIZ mühendislik parametreleri, yaratıcı ilkeler ve çelişki matrisi araçları ile etkili ve hızlı çözümler sunar [10]. Mevcut problemleri çözmeye ek olarak TRIZ, şirketlerin yeni ürün geliştirmesine, pazar akımlarının tahmin edilmesine ve teknoloji gelişiminin öngörülmesine olanak sağlar. Buna ek olarak TIRZ, farklı sektörler ve şirketlerden edinilen deneyimlere dayalı olarak oluşturulmuş neden/sonuç veri tabanına erişim olanağı sağlayabilir [11]. Teknolojinin gelişiminin tahmini ve pazar eğilimlerinin öngörülmesi şirketlerin stratejik gelişimine ciddi bir üstünlük sağlar.

Genel olarak TRIZ, tasarımcılara tasarım ve geliştirme alanlarında deneme ve yanılma sürecini azaltan bir araçlar bütünü olarak düşünülür [12]. Buna ek olarak Sperafico ve Russo TRIZ'i kalite iyileştirmelerinde kullanılacak veya süreç / ürün yeniliklerinde kullanılabilecek bir yöntembilim olarak tanımlar [13]. Ancak TRIZ yöntembilimi ve uygulamaları TRIZ literatürünün yetersiz özgüllüğü ve fikir sunma yöntemlerinin eksikliği sebebi ile eksik bir yöntembilim olarak tanımlanmıştır [14]. Kelime merkezli yapısı ve görsel düşünme tarzlarına uyumsuzluğu, temel ilkelerini zor kavranılması, aşina olamama, standartların ve kurumsal sponsorların eksiliği TRIZ uygulamalarını zorlaştıran bariyerler olarak tanımlanabilir [15,16,17]. Teorik olguların hayata geçirilmesi ile TRIZ'e olan yabancılık ortadan kaldırılabilir. Buna benzer şekilde Jirásek ve Kulhavý, gerçek hayatta yenilikler yaratmaya yönelik uygulamalı eğitimlerin somut sonuçlar sağlayarak popülariteyi artırabileceğini belirtmektedir [18].

Samsung Group TRIZ'i öncü olarak uygulayan şirketlere bir örnek olarak gösterilebilir. 1998-2004 yılları arasında, şirket TRIZ uygulamaları ile finansal karşılığı 250 Milyon Amerikan doları olan 150 adet patent sağlamıştır. TRIZ genel olarak teknoloji gelişimi öngörüsü ve ürün geliştirme amacı ile kullanılmıştır. Şirket TRIZ'i ürün ve süreç geliştirmeleri, üretim maliyeti düşürme ve geleceğin teknolojileri tahmin etme ve tasarlama amacı ile TRIZ'i kullanmıştır. TRIZ'e olan aşinalık sorunu TRIZ'in şirket içi başarılı uygulamaları ile ortadan kaldırılmıştır. Başarılı uygulamanın temel gereksinimleri yönetim desteği, şirket içi tanınırlık, inovasyon ağı ve inovasyon tecrübesine sahip insanların sürece dahil edilmesi olarak tanımlanmıştır. Başlangıç aşamasında en önemli etken olarak kabul edilen yönetim desteği, TRIZ'in şirkete Genel müdür seviyesinde tanıtılması ile sağlanmıştır. İnovasyon tecrübesine sahip insanları sürece dahil edilmesi, terfi süreçlerinde TRIZ tecrübesinin aranması TRIZ'in şirket içi hızlı ve etkin bir şekilde uygulanmasına olanak sağlamıştır. Gerçek projelerde sağlanan başarılı sonuçlar etkin uygulanması ve TRIZ'in şirket içinde benimsenmesine ciddi oranda katkı sağlamıştır. Şirket TRIZ ile sağlanan başarılar hakkında farkındalık yaratmak adına başarılı TRIZ projelerinin sergilendiği şirket içi TRIZ festivali düzenlemiştir. Son olarak, çalışanlara danışmanlık ve destek sağlaması adına şirket tam zamanlı TRIZ uzmanları istihdam etmiştir [19].

Şirketlerin inovasyon yetenekleri, endüstrinin zorlayıcı ve düzenli olarak değişen taleplerinin karşılaşmasında en önemli araçların başında gelmektedir. Teknolojik çeşitlendirme farklı alternatif çözümler sunulabilmesi sayesinde patent portföyünün genişletilmesi ve şirket içi süreçlerin iyileştirilebilmesine olanak sağlar. Başarılı ve etkin inovasyon yeteneği şirkete karşılaşılan problemler karşısında farklı çözümler sunarak ve önceliklendirilmesine destek olarak şirketin rekabetçiliğine katkıda bulunabilir [20,21]. Teknolojik çeşitlilik farklı alternatifler sunarak, geliştirilen yeniliği satılabilir mal ve hizmetlere dönüştürmek için teknolojik stratejinin planlama ve üretim ile detaylandırılması gereken şirketin stratejik düşüncesi ile bütünsel ilişkiyi destekler [22].

Sorunsuz ve etkin bir uygulama için, ilgili paydaşların kendilerini sürecin bir parçası olarak hissetmesi gerekmektedir. Çalışan görüşüne danışılması, çalışanların kendilerini değişimin bir parçası olarak düşünmelerine ve paydaşların sürece daha güçlü bir aidiyet hissetmelerine olanak sağlar. Bu süreçte gereklilikler, istenilen sonuçlar ve değişimin nedeni paydaşlara detaylı olarak açıklanmalıdır. Daha etkin bir değişim yönetimi için farklı seviyelerdeki kişisel ihtiyaçlar ve başlangıç planları uygun bir şekilde düzenli olarak güncellenmelidir. Süreç boyunca uygulanacak uygulamaların ve araçların birbirini tamamlayıcı şekilde seçilmesi ve bu araç ve uygulamaların güncel uygulamalarla bütünleştirilmesi gerekmektedir [23].

Bu kapsamda yönetim, dikkat edilmesi, ölçülmesi ve kontrol edilmesi gereken etkenleri düzenleyerek değişimin uygulanmasında büyük role sahiptir. Ayrıca yönetim rol modelliği yapmak ve çalışanları yönlendirmek sureti ile gereksinimlerin içselleştirilmesini sağlar [24]. Yöntemin içselleştirilmesi için, yöneticiler sorunları kendileri çözmek yerine çalışanların karşılaşılan problemleri kendilerinin çözmelerine koçluk yapmalıdır [25]. Üst yönetim davranışı, uygulama sürecini ve hedeflerini paydaşların söz konusu dilin karmaşık veya teorik perspektiften nerelerde kaçınılması gerektiğini anlayabilecekleri şekilde tercüme etmek olmalıdır [26]. Bu kapsamda şirket kültürü yöneticilere farklı fikirlere açık olmayı ve değerleri paylaşmayı vurgularsa, yöneticilerin önyargıların üstesinden gelmelerine yardımcı olabilir [27].

2 Analiz ve Uygulama Stratejisi

Analiz ve sonuçlar bölümü, literatür araştırmasında elde edilen bilgilerle, röportajlardan elde edilen birincil verileri karşılaştırılması ile yazılmıştır. Farklı kaynaklardan elde edilen veriler olası TRIZ uygulamasının şirkete sağlayacağı maddi ve maddi olmayan faydaların incelenmesinde, değişim yönetimi stratejisinin oluşturulmasında, şirkete yaratacağı olası etkilerin değerlendirilmesinde ve uygulama stratejisinin geliştirilmesine kullanılmıştır.

2.1 Analiz

Sürekli iyileştirme yöntembilimleri üretim endüstrilerinde süreç izleme, üretim kontrolü, önleyici bakım ve ürün/süreç iyileştirilmelerinde kullanılmaktadır. Ancak sürekli iyileştirme yöntembilimleri, yenilik olmadan sorunları çözmeye odaklanmak ve katılık oluşturması sebebi ile eleştirilmektedir. Röportaj yapılan kişiler, bu araçların yeniliğe katkıda bulunmak için yeterli olmadığını, karmaşık problemler için etkisiz olduğunu ve üretime aşırı odaklanarak bu eksikliklere katkıda bulunmaktadırlar. Görüşülen bir kişi, yeniliğe uygun olmayan araçların esnek ve yenilikçi çözümler üretmek konusunda başarısız olduğunu belirtmektedir. Görüşülen kişilerin çoğunluğu günlük hayatlarında karşılaşılan problemlerin sürekli tekrar ettiğini ve bu problemlere benzer çözümler geliştirdiklerini belirtmektedirler.

OR şirket içi inovasyon aktivitelerinde Alliance Production Way (buradan itibaren APW) yöntembilimini kullanmaktadır. APW tüm paydaşları ve tedarik zinciri parçalarını organizasyonel yeteneklerin iyileştirilmesi ve etkililiğini uygulamak için ortak paydada buluşma fırsatı sağlar. OR şirket içi karşılaşılan teknik problemleri gidermek ve şirket içi inovasyonu güçlendirmek için Kaizen, Lean, Six-Sigma, FMEA, ANPQP, QRQC, Lessons Learned gibi çok çeşitli problem çözme ve sürekli iyileştirme araçlarını kullanmaktadır. Ancak bu araçlar, süreç iyileştirmeleri ve günlük sorunlar için faydalı sonuçlar sağlasa da yenilikçi çözümler getirememektedir. TRIZ, şirketin yenilikçi çözümler geliştirmesine ve şirketin gelecekteki ürünleri geliştirmesine yardımcı olabilecek teknoloji evrimini tahmin edilmesine yardımcı olabilir. Görüşme yapılan kişiler arasında yalnızca 4 kişi önceden yaşanılan problemlerin detaylarının ve çözümlerini anlatıldığı "Lessons Learnt Cards" ları tekrar eden problemlerin çözümünde kullanmaktadır.

Sürekli iyileştirme metodolojilerinin yaratıcı çözümler sağlayamadığı durumlarda bu eksikliklerin üstesinden gelmek için TRIZ faydalı olabilir. Mevcut sürekli iyileştirme yöntembilimlerinin eksik kaldığı ve TRIZ'in katkı sağlayabileceği alanlar aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

- Mevcut yöntembilimler, teknolojinin gelişebileceği alanlar açısından bir öngörü sunamamaktadır.
- Mevcut araçlar karşılaşılan sorunları ana sebebini tanımlayabilmektedir ancak direkt çözümler öneremememektedir.
- Mevcut araçlar sorunları yenilik yaratmadan çözmektedir.
- Öğrenilen dersler kartları (Lessons Learnt Cards) etkin bir şekilde kullanılmamaktadır.

OR yenilikçi olmayı şirket değerleri arasında en önemli maddelerden biri olarak tanımlamaktadır. Mevcut sürekli iyileştirme yöntembilimleri şirketin yenilikçi olma hedefine önemli bir katkı sağlamaktadır. Buna ek olarak yenilikçi olmak şirketin müşteri öngörülerine ve yenilikçi çözümler geliştirmede öncülük etmesini sağlar. Otomotiv endüstrisini etkileyen akımlar ürünlerin dijitalleşmesi için artan talep, aracın çevreye olan etkisinin azaltılması, artan güvenlik standartları, teknoloji devleri ile rekabet olarak tanımlanmaktadır. OR'nin bu akımlarla gereksinimlerini sağlamak için yeniliği gerekli olarak görmektedir. Görüşülen kişilerin nerdeyse tamamı inovasyonun OR için çok önemli olduğunu belirtmektedir. Buna ek olarak görüşülen kişiler inovasyonun verimliliği arttırdığını, mevcut yeteneklerin geliştirilmesine katkı sağladığını, rekabetin sürdürülmesine olacak sağladığını belirtmektedirler.

Sürekli iyileştirme yöntembilimlerinin en önemli amacı üretim maliyetinin düşürülmesi olarak belirtilmiştir. TRIZ diğer mevcut sürekli iyileştirme yöntembilimlerinden üretim maliyetlerinin düşürülmesine yönelik çözümler sunmasına ek olarak, yenilikçi olması ile ayrılır. Sürekli iyileştirme yöntembilimleri genellikle süreç iyileştirmelerine odaklanmaları sebebi ile ürün gelişmeye katkıda bulunmazlar. Röportaj yapılan bir kişinin belirttiği üzere katı uygulama yöntemleri ve mevcut sorun analizi odağı sebebi ile sürekli iyileştirme yöntembilimleri genel olarak yeniliğe katkıda bulunamamaktadırlar. TRIZ'in üretim teknolojisi ve ürün eksenleri sürekli iyileştirme yöntembilimleri ile paralel olarak süreç iyileştirmelerine olanak sağlar. Buna ek olarak TRIZ'in yeni teknoloji geliştirme, yeni kavramların öngörülmesi, patentin etrafında dolaşma ve yeni patentlerin keşfedilmesi eksenleri TRIZ'in yeniliğe katkıda bulunmasını sağlar. Buna ek olarak bilimsel araştırmalar, patentin etrafında dolaşma ve geliştirme, teknolojik gelişmeler hakkında öngörüde bulunma özellikleri TRIZ'in olası bir uygulamasının OR 'ye sağlayacağı katkılar arasındadır. Son olarak teknolojik gelişme eğilimleri hakkında öngörüde bulunma ilgili kişilere değer yaratımı hakkında keşifler yapma ve tasarımın evirilebileceği sınırların belirlenmesine katkıda bulunabilir.

TRIZ, diğer metodolojilere kıyasla nispeten esnek bir yapı sağlayarak, farklı kullanıcıların farklı araçların kombinasyonu ile farklı sorunlar için belirlenmiş benzersiz araç setlerini geliştirebilecekleri mevcut inovasyon yeteneklerini geliştirmeye yardımcı olabilir. OR 40 yenilik prensibi ve çelişki matrisini kullanarak ayrıntılı tasarımına ve ürün stratejisindeki evrimsel eğilimlere hakkında detaylı bilgi edinebilir. Ancak, röportaj yapılan bir kişinin belirttiği gibi OR'de bu konunun detaylı incelendiği detaylı bir TRIZ eğitimi mevcut değildir. Buna ek olarak TRIZ şirkete rekabetin daha az olduğu ve teknolojik eğilimlerin tahmininin etkin olarak kullanılabileceği iş potansiyellerinde ciddi bir fayda sağlayabilir. Bu olanaklar sayesinde OR yenilikte öncü olma geleneğini güçlendirebilir. Öncü olmanın sağlayacağı piyasaya ilk giren olma faydası müşteriye ilk ulaşan olma ve teknoloji standartlarını belirleme açısından globalde azımsanamayacak faydalar sağlayabilir.

2.2 Uygulama Stratejisi

Sürekli iyileştirme yöntembilimleri ağırlıklı olarak süreç iyileştirmeleri ve üretim operasyonlarının verimliliğini arttırmak üzere kullanılmaktadır. TRIZ'ın yenilik becerilerinin öne çıkarılması ve şirket içinde yenilikçi bir yöntembilim olarak açıklanması TRIZ'e olan ilgiyi arttırıp, tanıtımına önemli bir katkı sağlayabilir. Röportaj yapılan kişilerin çoğunluğu, sürekli iyileştirme yöntembilimleri üzerine yaptıkları çalışmaları için ana motivasyon kaynağının bu çalışmaların sunduğu kişisel gelişim fırsatları olarak belirtmişlerdir. Bu kapsamda TRIZ'in sunduğu kişisel gelişim fırsatları olası bir uygulama durumunda çalışan motivasyonu için kaynak oluşturabilir. Röportaj yapılan kişilerden biri, sürekli iyileştirme yöntembilimlerinin günlük işleri açısından faydalı olduğunu belirtmektedir. Sürekli iyileştirme yöntembilimlerinin sunduğu kalite ve üretim verimliliği iyileştirme fırsatları bu departmanlarda çalışan kişilerin ilgisini çekmekte ve yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak bu yöntembilimler tasarım, ürün geliştirme ve patent bulma fırsatları ile ilgili yeterli yenilik fırsatı sağlayamadıkları için bu ekiplerdeki çalışanlar tarafından kullanılamamaktadır. TRIZ'in sunmakta olduğu ürün geliştirme ve patent bulma fırsatları ile mühendislik ve ARGE departmanlarındaki çalışanların ilgisini çekebilir. TRIZ bünyesinde bulunan teknolojik gelişmelerin tahmini aracı ise tasarımcıların geliştiricilerin çalışmalarını bir adım ileriye götürmelerine yardımcı olabilir. Buna ek olarak, teknoloji gelişim tahmini aracı tasarımın gelişim sınırlarının ve değer yaratım analizini geliştirilmesine olanak sağlar. Ürünün gelecekte durumunu belirleme aracı ve evrimsel sınırlar araçları farklı alternatifler arasında seçim yapılmasında kullanılabilir. Sürekli iyileştirme yöntembilimlerinin katı uygulama süreçleri uygulamalarda yeniliği sınırlamaktadır. Bunun aksine, TRIZ yöntembiliminin esnek yapısı ve yeniliği teşvik eden araçları, şirket içinde etkin kullanımına zemin hazırlayabilir.

TRIZ'in sağladığı gelişmiş yenilik becerileri dış kaynaklı teknolojilerin azalmasında ve şirketin sahip olduğu patent portföyünün geliştirmesinde kullanılabilir. Röportaj yapılan bir kişinin belirttiği üzere teknolojinin evrimsel eğilim aracı ürün stratejisine ve yol haritasına rehberlik etmek için faydalı olabilir. Yenilik aktivitelerinin başarıya ulaşması ve uygulanabilmesi için şirketin planlama ve üretim faaliyetleri ile uyumlu olmalıdır. TRIZ'in bünyesinde bulunduğu araçlar yeniliğin etkin bir şekilde uygulanması ve şirket stratejisi ile uyumlu olmasını sağlar. TRIZ OR diğer sürekli iyileştirme yöntembilimleri ile ortak uygulamalar sayesinde tanıtılabilir. Bu iş birlikleri kullanımın verimliliğini arttırmaya ek olarak, şirketin kendi araçlarını geliştirmesine olanak sağlar. Kaizen mevcut tasarımın analiz ve değerlendirmesine yardımcı olurken TRIZ yenilikçi tasarım çözümleri ile sistemin gelişimine katkıda bulunabilir. Yalın üretim ve 6 sigma sağlanan fayda karşılığında, oluşturulacak zarar konusunda yaşanan çelişkide ideal çözümü bulmayı hedeflerken TRIZ, bu çelişkilerin ortadan kaldırılmasını sağlar. FMEA ve QRQC uygulamalarında ise kavramsal analiz kısmında güçlü yenilik araçları ile çözüm sağlanmasına yardımcı olur. Bu kullanımlar TRIZ uygulamalarını sınırlamak olarak değerlendirebilir ancak şirket içinde farkındalık yaratmak ve ilk uygulamayı pekiştirmek açısından yararlı olacağı düşünülmektedir.

Şirket içi yenilik ağının oluşturulması uygulama için vazgeçilmez bir öneme sahiptir. Yenilik ağı TRIZ projeleri için kullanıcılara eğitim, danışmanlık ve yönlendirme alanlarında destek sağlayabilir. Ayrıca, tam zamanlı uzman, deneyim ve becerilerinin daha sorunsuz ve etkili bir uygulama sağladığı uygulamalarda çalışana danışmanlık, eğitim ve problem çözme konularında yardımcı olarak başlangıç aşamasında faydalı olabilir. Departman içi uygulamaları kolaylaştırmak için genel takımlara ek olarak departman içi takımlar oluşturulabilir. Ekipler, projelerin uygulanmasında eğitim, danışmanlık ve problem çözme alanlarında TRIZ uzmanları tarafından desteklenebilir. TRIZ uzmanlarına ek olarak, TRIZ ekipleri de çalışanlara destek sağlayabilir. TRIZ ekiplerinin daha önce inovasyon deneyimi olan üyelerle oluşturulması halihazırda uygulanan yenilik aktivitelerinin verimliliğini arttırabilir ve projeler hakkında daha gerçekçi analizler tahminler sunulmasına olanak sağlar. TRIZ ekibi üyeleri yalın ve 6 sigmadaki şampiyonlara benzer şekilde TRIZ ekiplerine rehberlik ve yardım sağlayan yöntembilim hakkında teknik uzmanlar olarak değerlendirebilir.

Eğitim içeriği ve yoğunluğu etkin uygulama için önemli etkenlerden biridir. Temel ve ileri seviyeler olmak üzere iki eğitim programı oluşturulmalıdır. Temel eğitim kapsamında içerik olarak ana araçların kullanımı planlanarak TRIZ hakkında temel bir farkındalık yaratılabilir. Temel seviye eğitim kullanıcıya karşılaştığı günlük problemlere çözüm sağlayan temel teknikler hakkında eğitim ve tecrübe sağlar. Bu programda başarılı olan kullanıcılar ileri seviye eğitime aday olarak gösterilebilir. İleri seviye eğitim kapsamında kullanıcılara detaylı TRIZ eğitimi sağlanarak şirket dışı eğitimci desteğini ortadan kaldırmak amacı ile şirket içi TRIZ uzmanları yetiştirmeyi hedefler. Katılımcılar detaylı eğitimlerini tamamladıktan ve TRIZ kullanarak çözüm sağladıkları güncelik problemlerinden oluşturdukları projelerini bitirdikten sonra olabilirler. Daha kuvvetli bir motivasyon ve farkındalık sağlamak amacı ile temel ve ileri eğitim programlarının odağı karşılaşılan gündelik problemler olmalıdır. TRIZ yöntem farklılığı, kelime odaklı yapısı sebebi ile önyargılı bir şekilde karmaşık bir yöntembilim olarak tanımlanmıştır ancak güncel problemler üzerinden örneklendirilerek ve görsel odaklı eğitim metotları tercih edilerek bu problemler giderilebilir. TRIZ'in bir kişisel gelişim fırsatı olarak tanıtılması çalışanın TRIZ'e olan ilgisini ciddi oranda arttırabilir.

3. Sonuç

Makale kapsamında mevcut akademik kaynaklar incelenerek ve OR çalışanları ile röportajlar yapılarak, TRIZ'in şirkete sağlayacağı etkiler incelenip olası bir uygulama stratejisi oluşturulmaya çalışılmıştır. Röportajlar OR'nin farklı departmanlarında görev yapmakta olan çalışanlar ile yapılmıştır. Röportaj içerikleri şirkette kullanılmakta olan sürekli iyileştirme yöntembilimleri, bu yöntembilimlerin sağladığı fayda ve zararlar, çalışanların bu yöntembilimler hakkındaki düşünceleri, mevcut yöntembilimlerin uygulanma şekilleri ve çalışanların TRIZ'e karşı düşünceleri olarak özetlenebilir. Literatür taraması değişim yönetimi, yenilik ve bilgi yönetimi, çalışan motivasyonu, şirket stratejisi ve TRIZ alanlarına odaklanmıştır. Oluşturulan uygulama metodu şirketin inovasyon hedeflerine olumlu bir yönde katkı sağlayacağı ve mevcutta kullanılan sürekli iyileştirme yöntembilimlerine katkı sağlayacağı sonucuna ulaşılmıştır. Çalışmanın sonuçları çalışan profili, şirket yapısı ve kültürü, yenilik ve bilgi yönetimi stratejisi, mevcut iyileştirme yöntembilimleri ve olası etkileri değerlendirilerek otomotiv endüstrisi için genellendirilebilir.

Referanslar

1. Gadd, K., & Goddard, C. (2011). TRIZ for Engineers: Enabling Inventive Problem Solving. Wiley. https://doi.org/10.1002/9780470684320

2. Cavallucci, D. (2009). World Wide status of TRIZ perceptions and uses a survey of results. A Report from the European TRIZ Association (ETRIA). Retrieved from http://etria.eu/portal/index.php/etria-projects-mainmenu-74/103

3. Oyak Renault. (2021). Tarihçe. Retrieved May 14, 2021, from https://www.oyak-renault.com/tarihce/

4. Goddard, W., & Melville, S. (2001). Research methodology: an introduction. Juta. Retrieved from https://books.google.co.uk/books?hl=en&lr=&id=bJQJpsU2a10C&oi=fnd&pg=PA1&dq=++Research+Methodology:+An+Introduction&ots=XsvdScAM6o&sig=bxAiEenM26rlSS12Z2cNDdoXbkU#v=onepage&q=Research Methodology%3A An Introduction&f=false

5. Ilevbare, I. M., Probert, D., & Phaal, R. (2013). A review of TRIZ, and its benefits and challenges in practice. Technovation, 33(2), 30–37. https://doi.org/10.1016/j.technovation.2012.11.003

6. Krasnoslobodtsev, V., & Langevin, R. (2006). Applied TRIZ in high-tech industry. Proceedings of TRIZCON2006, …, (April), 1–8. Retrieved from www.triz.org

7. Ilevbare, I. M., Probert, D., & Phaal, R. (2013). A review of TRIZ, and its benefits and challenges in practice. Technovation, 33(2), 30–37. https://doi.org/10.1016/j.technovation.2012.11.003

8. Moehrle, M. G. (2005). How combinations of TRIZ tools are used in companies - Results of a cluster analysis. R and D Management, 35(3), 285–296. https://doi.org/10.1111/j.1467- 9310.2005.00390.x

9. Hietschold, N., Reinhardt, R., & Gurtner, S. (2014). Measuring critical success factors of TQM implementation successfully – a systematic literature review. International Journal of Production Research, 7543(July), 1–19. https://doi.org/10.1080/00207543.2014.918288

10. Moehrle, M. G. (2005). How combinations of TRIZ tools are used in companies - Results of a cluster analysis. R and D Management, 35(3), 285–296. https://doi.org/10.1111/j.1467- 9310.2005.00390.x

11. Maia, L. C., Alves, A. C., & Leão, C. P. (2015). How could the TRIZ tool help continuous improvement efforts of the companies? In Procedia Engineering (Vol. 131, pp. 343–351). Elsevier. https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.12.412

12. Arcidiacono, G., & Bucciarelli, L. (2016). TRIZ: Engineering Methodologies to Improve the Process Reliability. Quality and Reliability Engineering International, 32(7), 2537–2547. https://doi.org/10.1002/qre.1955

13. Spreafico, C., & Russo, D. (2016). TRIZ Industrial Case Studies: A Critical Survey. In Procedia CIRP (Vol. 39, pp. 51–56). https://doi.org/10.1016/j.procir.2016.01.165

14. Spreafico, C., & Russo, D. (2016). TRIZ Industrial Case Studies: A Critical Survey. In Procedia CIRP (Vol. 39, pp. 51–56). https://doi.org/10.1016/j.procir.2016.01.165

15. Ilevbare, I. M., Probert, D., & Phaal, R. (2013). A review of TRIZ, and its benefits and challenges in practice. Technovation, 33(2), 30–37. https://doi.org/10.1016/j.technovation.2012.11.003

16. Chechurin, L., & Borgianni, Y. (2016). Understanding TRIZ through the review of top cited publications. Computers in Industry. https://doi.org/10.1016/j.compind.2016.06.002

17. Krasnoslobodtsev, V., & Langevin, R. (2006). Applied TRIZ in high-tech industry. Proceedings of TRIZCON2006, …, (April), 1–8. Retrieved from www.triz.org

18. Jirásek, M., & Kulhavý, V. (2015). Implementation of the TRIZ innovation methodology: experience from a mechanical engineering company.

19. Krasnoslobodtsev, V., & Langevin, R. (2006). Applied TRIZ in high-tech industry. Proceedings of TRIZCON2006, …, (April), 1–8. Retrieved from www.triz.org

20. Chen, Y. M., Yang, D. H., & Lin, F. J. (2013). Does technological diversification matter to firm performance? The moderating role of organizational slack. Journal of Business Research, 66(10), 1970–1975. https://doi.org/10.1016/j.jbusres.2013.02.020

21. Kabakova, O., Plaksenkov, E., & Korovkin, V. (2016). Strategizing for Financial Technology Platforms: Findings from Four Russian Case Studies. Psychology & Marketing, 33(12), 1106–1111. https://doi.org/10.1002/mar.20945

22. Kantrow, & A.M. (1980). Strategy-technology connection. [Use in decision making]. Harvard Bus. Rev.; (United States), 58:4. Retrieved from https://www.osti.gov/scitech/biblio/5036766

23. McLean, R., & Antony, J. (2014). Why continuous improvement initiatives fail in manufacturing environments? A systematic review of the evidence. International Journal of Productivity and Performance Management, 63(3), 370–376. https://doi.org/10.1108/IJPPM-07-2013-0124

24. Knapp, S., Albliwi, S., Antony, J., Abdul, S., & Lim, H. (2015). Lean Six Sigma implementation and organizational culture. International Journal of Health Care Quality Assurance International Journal of Productivity and Performance Management, 28(2), 855–863. https://doi.org/10.1108/IJHCQA-06-2015-0079

25. Clark, D. (2016, January 26). Quality improvement in basic histotechnology: the lean approach. Virchows Archiv. https://doi.org/10.1007/s00428-015-1838-0

26. Hietschold, N., Reinhardt, R., & Gurtner, S. (2014). Measuring critical success factors of TQM implementation successfully – a systematic literature review. International Journal of Production Research, 7543(July), 1–19. https://doi.org/10.1080/00207543.2014.918288

27. Burnes, B. (2015). Understanding Resistance to Change – Building on Coch and French. Journal of Change Management, 15(2), 92–116. https://doi.org/10.1080/14697017.2014.969755

COMPARISON OF REVERBERATION CABIN AND IMPEDANCE TUBE MEASUREMENTS

Halim SEVİM[1,3], Mustafa CEYHAN[1], Tunahan DOĞRU[2]

[1] Formfleks A.Ş., R&D, Bursa, Turkey
[2]Tofaş Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., R&D, Bursa, Turkey
[3] Corresponding Author: Halim SEVİM, halim.sevim@ff-rd.com

ABSTRACT

Acoustic comfort in the vehicle is a priority in NVH studies, which is one of the important topics in the automotive industry. Acoustic insulation materials are used to increase the NVH performance of cars. These materials are constantly measured and developed by NVH engineers following automotive manufacturers' specifications. Small-scale changes made in these insulation materials, which will affect the overall performance of the vehicle, can lead to significant differences in the entire vehicle. There are some measurement methods in the literature to determine the acoustic properties of insulation materials. In this study, the impedance tube with one-dimensional sound waves and the reverberation cabin in the multidimensional diffuse sound field that performs the sound absorption coefficient measurements will be given comparatively. Thus, by transferring the obtained data to the literature, it will be ensured that the information for the on-vehicle test is included in the literature. The study will be instructive in terms of reverberation cabin and impedance tube correlations.

Keywords: Sound absorption coefficient, reverberation cabin, impedance tube, porous

1. INTRODUCTION

Trim materials, which are generally used for sound absorption in the automotive industry, should be determined by NVH (noise, vibration, and harshness) engineers (Olivier continued, 2010). The acoustic performances of the materials in terms of thickness and weight, usually are compared. Impedance tube and reverberation cabin systems are frequently used to perform these comparison processes (Kierzkowski continued, 2017). According to the results obtained by examining the acoustic properties of these materials as a database, an idea about their use on the vehicle is obtained (Liu continued, 2015). Also, this sound absorption coefficient (SAC) and other physical properties are used to predict NVH performance of such as vehicle trimmed simulation NVH analysis (Caillet continued, 2014).

Acoustic textiles are frequently used for the interior design section of the vehicle (Fung and Hardcastle, 2001) (Ghosh, 2014). The basic component in products to be created with these materials are fibrous materials or polyurethane foams (Arenas and Croker, 2010). In addition to these, heavy layer materials are also used (Dogru, 2020). There are studies in the literature about obtaining the acoustic properties of these materials (Shoshani, 1993) (Ballagh, 1996) (Lee and Joo,2003). In this study, the correlation of reverberation cabin and impedance tube will be examined. Because these test methods provide quick solutions in short project times. During compact project times, many validation tests are required to decide the use of a part on the vehicle. As a result of these tests, the parts decided to be included in the vehicle must be evaluated with the proofing to be carried out on the vehicle. Prototype parts are produced, trials and on-vehicle tests are carried out. Before the prototype stage, acoustic values can be obtained from the samples thanks to the reverberation cabin and impedance tube. In this way, some approaches are developed to enhance work efficiency considering project time and cost. (Batmaz and Aydın, 2012).

This study aims to obtain the acoustic properties of trim materials with different weight areas by impedance tube and reverberation cabin measurements. The results obtained in the study will be shown comparatively. In this way, it will be examined whether there is a correlation between two test methods. Impedance tubes are preferred due to the ease of production of small samples. In the reverberation cabin, the sample dimensions must be large enough to fill the frame inside. If close results can be obtained with impedance tube measurements, the usability of the impedance tube will be questioned for approximation purposes.

2. MATERIAL and METHOD

In this study, primarily trim materials with different weight areas were produced. The samples of appropriate size for each test were obtained by cutting with a press. Instruments used in this study shown in Table 1.

Table 1. Instruments used in the study

Instrument Name	Brand	Model	Measurement Range
Impedance Tube	Brüel&Kjær	4206 type	100-6400 Hz
Reverberation Cabin	Autoneum	Alpha Cabin	400-10000 Hz
Microphone	GRAS	46BL-S1	10-10000 kHz
Data Acquisition	NI Instruments	USB-4431	0.8 Hz AC/DC 24 bit
Amphi	SMSL	S 36-A PRO	20 Hz-20 kHz / 8Ω

In order to make convenient comparison of the results; five samples from each material were used. Acoustic tests with using impedance tube were carried out according to ISO 10534-2 standard. Moreover ISO 354 standard was used in reverberation cabin measurements.

2.1. Impedance Tube Measurement

In impedance tube measurements, one-dimensional measurements are performed with the normal incident wave. This method gives similar approximation results to measurements made with the random incident wave. The standing wave ratio is used for the standing waves created inside the impedance tube. The sound absorption coefficient is calculated through the difference between the minimum and maximum values of the sound pressure level. With this method, only 1 frequency is obtained. The rest time pressure in the tube is given in Equation 1 (Cox and D'Antonio, 2009).

$$p = A(e^{ikz} + R_r e^{-ikz}) \tag{1}$$

Here R_r is the reflection factor. K is the wavenumber and A is the complex constant. Here, the first term refers to the incident wave and the second term to the reflected wave. Here, the reflection coefficient is determined from the steady-state wave ratio and this ratio is shown in Equation 3.

$$S = P_{max}/P_{min} \tag{2}$$

$$R = (s-1)/(s+1) \tag{3}$$

The transfer function method uses 2 microphones with distances z_1 and z_2 according to the measurement sample. The sound absorption coefficient is determined by the data from the signals of these microphones. The complex pressurized reflection coefficient is given in Equation 4.

$$R_r = \frac{H_{12}e^{ikz_1} - e^{ikz_2}}{e^{-ikz_2} - H_{12}e^{-ikz_1}} \tag{4}$$

Here, $H_{12} = p(z_2)/p(z_1)$ is used in transfer function calculations. As a result, the sound absorption coefficient is calculated by Equation 5 (Allard and Atalla, 2009).

$$\alpha = 1 - |R_r^2| \tag{5}$$

Measurement of sound absorption coefficient is shown in Fig 1.

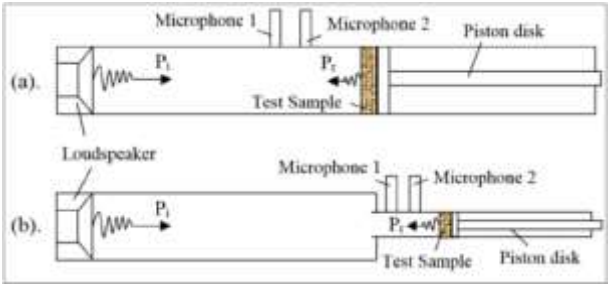


Fig 1. Sound absorption coefficient measurement with impedance tubes (Liu continued, 2015)

In this test method, plane waves are produced in a tube by a noise source. Microphones mounted on the wall of the tube allow the measurement of acoustic pressures in two fixed positions. Then, the calculation of the complex acoustic transfer function is provided by the software of the device (Dogru, 2020).
The advantages of this method are it allows rapid testing with using quite simple equipment and the small size of the samples required for testing. On the other hand, the method has some disadvantages such as the accurate results can be obtained only for sound waves impinging perpendicular to the surface of the sample. Furthermore, impedance tube test is not convenient for measurement on formed parts.

2.2. Reverberation Cabin Measurement

The Alpha cabin is a small reverberation room that are commonly used in automotive industry for the measuring the sound absorption coefficient of a wide range of materials. This test method is suitable for formed parts without a need for cutting as well as flat samples of standard dimensions. The measurement frequencies are between 400 Hz and 10 kHz which corresponds to the needs of automotive industry. The reverberation cabin used in sound absorption coefficient calculations is shown in Fig 2.



Fig 2. Sound absorption coefficient measurement with reverberation cabin (URL1, 2021)

The absorption coefficient by the Alpha cabin is calculated from the measurement of the reverberation time. Here V is the volume of the cabin, S_0 is the area of the closed cabin, S_1 is the area of the sample to be characterized, T_0 is the reverberation time when there is no sample in the cabin, T_1 is the reverberation time with the sample in the cabin. The first hypothesis consists of the omission of the term 1/(S_0 T_0), which can be justified here by the influence of a strong reverberation time T_0 and a large field S_0. After this simplification, the new Sabine equation takes the following form in Equation 6.

$$a_S \cong 0.163V \left[\frac{1}{S_1T_1} - \frac{1}{S_1T_0}\right] \quad (6)$$

In this test method, random incidence waves are produced in a cabin by a noise source. Microphones mounted on the top of the cabin in five fixed positions. First, when the cabin is empty, the reverberation time is measured. Then the sample is placed inside the frame of 1-1.2m in the cabin. In case there is a sample in the cabin, the reverberation time is measured again. Thus, the absolute sound absorption coefficient is obtained by making use of the difference in the reverberation time. Since the Alpha cabin consists of walls that are not parallel to each other due to its structure, mutual sound waves do not damp each other, and accurate measurement is obtained.

2.3. Materials Used in Study

In this study, as seen in Figure 3 below, an epoxy and phenolic resin felt made of recycled fibers, and a felt containing polyester fibers were used. These materials are in the porous material class. Porous materials are generally preferred because of their high sound absorption capacity. For this reason, only sound absorption coefficient values were measured to make a meaningful comparison in the study. These porous materials are used as an absorption layer in addition to the barrier layer. In the automotive sector, they are frequently preferred as engine firewall insulators, inner dash insulators, carpet underlay insulators.

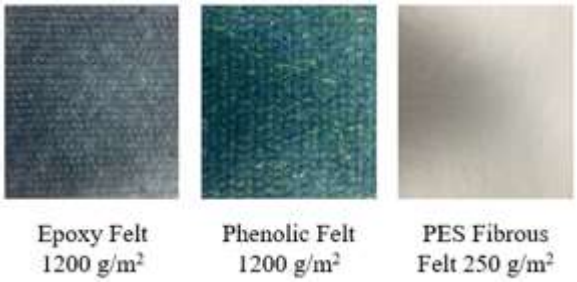


Fig 3. Materials used in the study

3. RESULTS

The measurement results will be shared firstly for the impedance tube and then separately for the reverberation cabin. Later, the differences that will be formed by superimposing them will be observed.

3.1. SAC Measurements with Impedance Tube

In Figure 4, the sound absorption coefficients of the materials used in the study are shown in the range of 200-6300 Hz. As can be seen in the figure, similar results were repeated for fibrous materials. The impedance tube measurement samples are easy to obtain, so they can be preferred in terms of such comparisons.

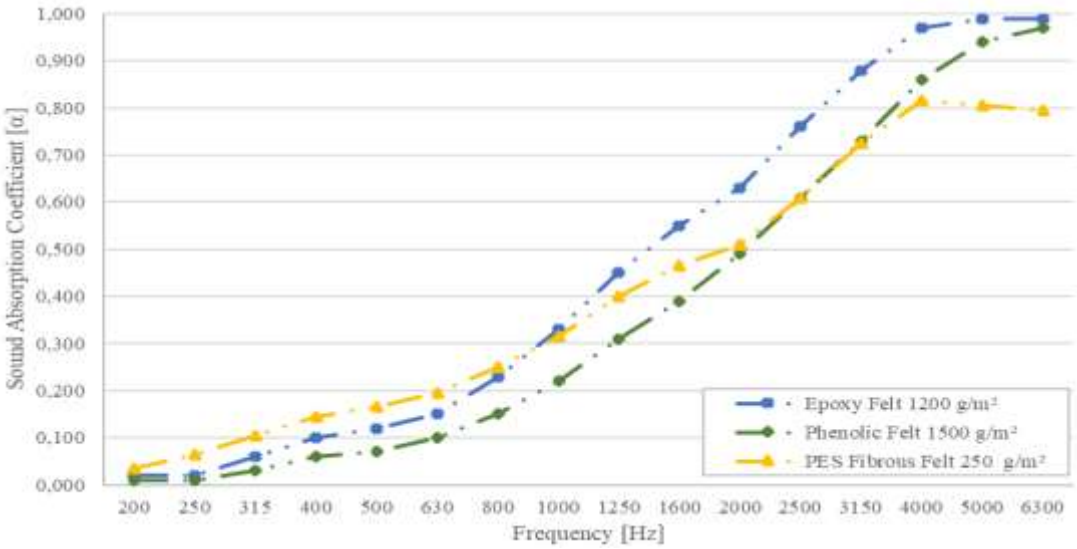


Fig 4. Measurement results with an impedance tube

For the samples to fit into the tube, waterjet cut samples should be preferred. Because, in impedance tube measurements, since the measurements are made by analyzing the transfer function based on the pressure differences between two microphones, all changes that may occur in the boundary conditions affect the measurement results.

3.2. SAC Measurements with Reverberation Cabin

The sound absorption coefficients of the materials used in the study in the range of 400-10000 Hz are shown in Figure 5.

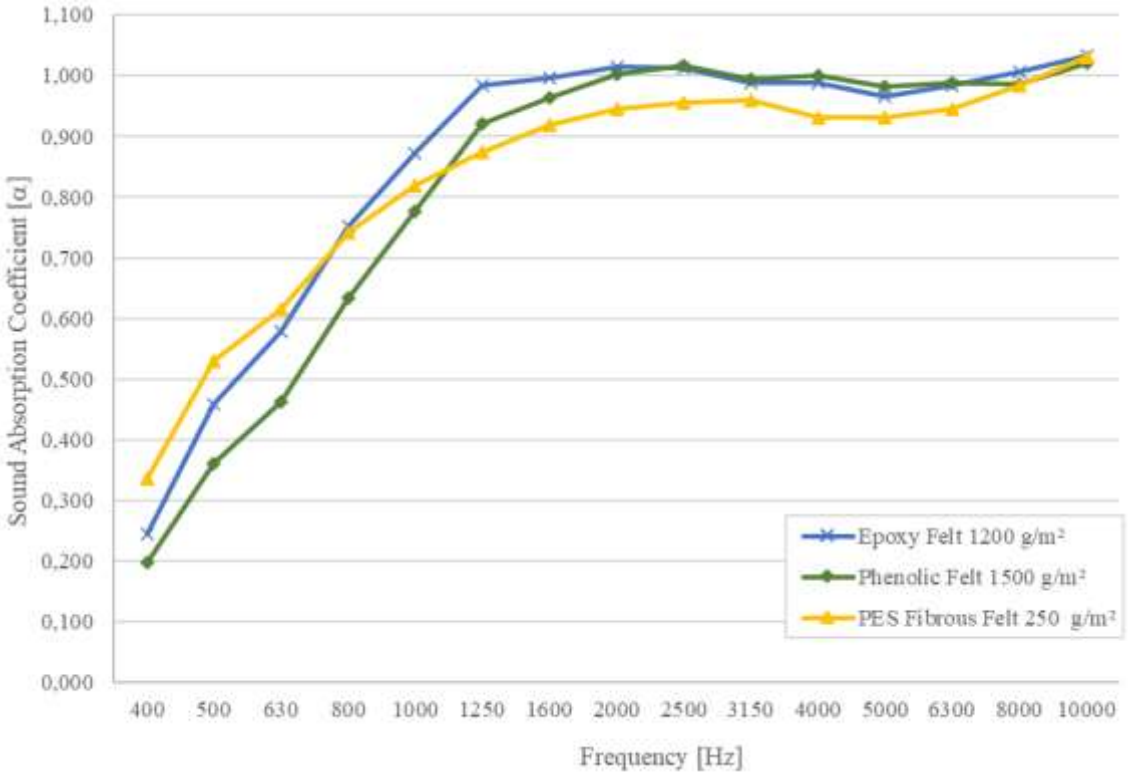


Fig 5. Measurement results with reverberation cabin

Since the reverberation cabin measurements are obtained from the reverberation time that occurred in the cabin, the effect of the leakage does not occur as in the impedance tube. For this reason, more accurate measurement results are obtained. The important feature of the reverberation cabin, that makes it stand out compared to the impedance tube is that measurements can be carried out on formed parts. Formed insulators used on the vehicle are placed in the cabin and measurement is provided utilizing the reverberation time. In this way, the sound absorption coefficients of insulators formed with different weights or different materials can be measured. Before the prototyping period, it can be decided which material to use by comparing the measurements taken from flat samples. The impedance tube also provides these measurements for low-frequency ranges. However, it is seen that the measurement results differ as higher frequencies are reached. For this reason, the superimposed graphic should be examined.

3.3. Comparison of Measurements

In Figure 6, impedance tube and reverberation chamber measurements are shown comparatively. It is clear from the figure that the sound absorption coefficient was higher in the measurements performed with the reverberation cabinet. The sound absorption coefficient is lower than the reverberation cabin due to leaks in the impedance tube measurements.

Figure 6 is examined carefully; it is seen that the proportional sound absorption coefficient curves continue similarly throughout the frequency band. This proportional similarity disappears as moves towards higher frequencies. Measuring up to a maximum of 6400 Hz is provided with the impedance tube designed following the standards used in this study. At high frequencies, the measurement results lose their accuracy. There are some standardized methods in the literature to obtain more accurate measurements and a smaller diameter impedance tube is used in these measurements. High-frequency audible noise has a large effect on perceived quality (Kimura continued, 2014). For this reason, high

frequencies should also be reviewed. However, this time, low frequencies become unable to be evaluated with the impedance tube. With the reverberation cabin, a large range, 400-10000 Hz, is measured. For this reason, the reverberation cabin becomes advantageous based on the frequency.

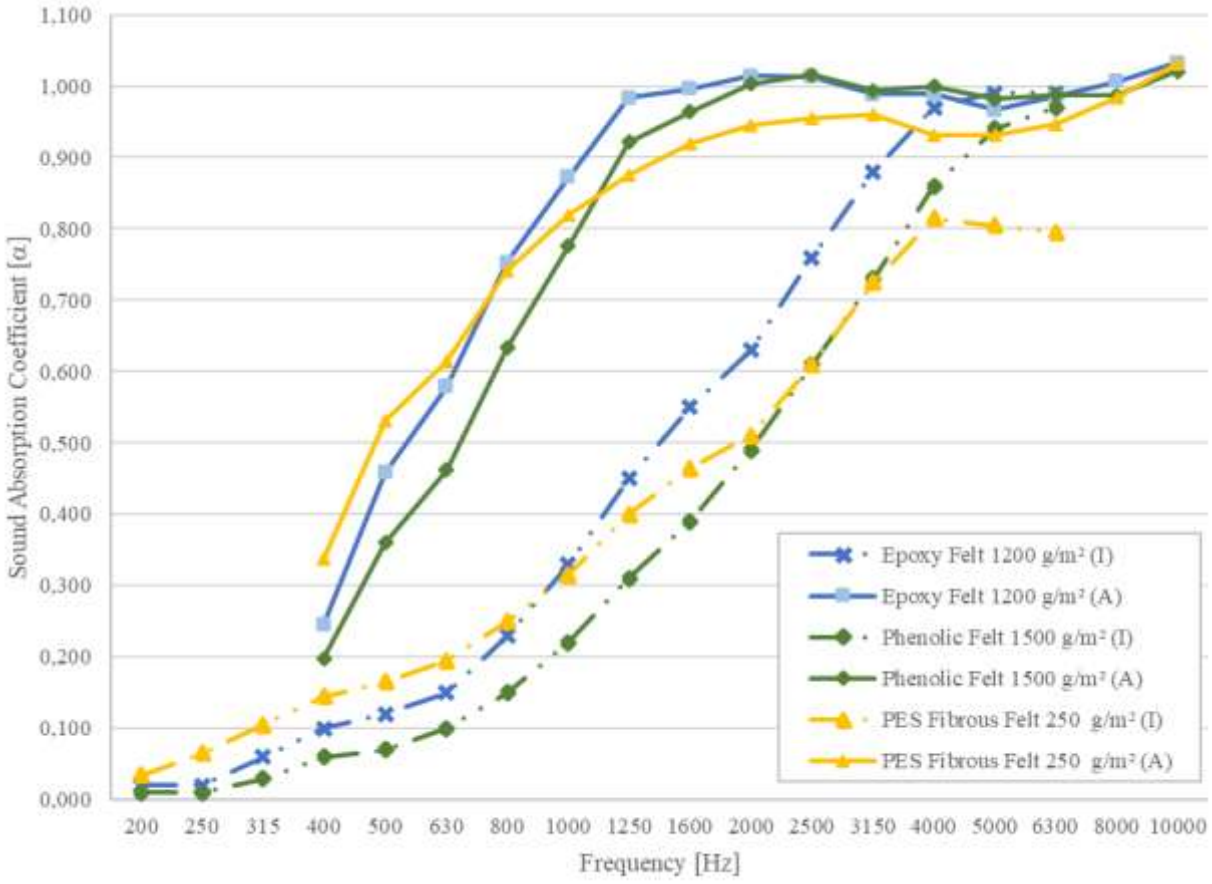


Fig 6. Comparison of measurements made with impedance tube and reverberation cabin

The studies in the literature were examined in detail, it was seen that higher levels of sound absorption coefficients were obtained in the measurements performed for different materials with the reverberation cabin (Egab continued, 2014). One of the reasons for this is that the 1-dimensional normal sound wave pressures of the impedance tube are measured on both sides of the sample (Chappuis, 1993). Possible leaks in the measurements carried out in this way cause the sound absorption coefficient to be lower. To eliminate these effects, there are applications such as adapters or sealants placed around the sample in the literature (Allan continued, 2014). Since the reverberation cabin provides measurement with 3-dimensional sound waves under the random diffuse sound field, more accurate measurement results are obtained.

Impedance tube is preferred as suggestive with its ease of sample production and fast measurement results. The measurement results performed with the impedance tube reveal useful results to determine which material gives better results. In addition, impedance tube measurements are preferred to obtain the acoustic characterization properties of the samples. As one of the results of this study, it is seen that impedance tube measurements may be preferred when a comparison with the rapid measurement result is requested. However, as can be seen in this study, it has been revealed that measurements of the reverberation cabin should be selected to obtain precise results in sound absorption coefficient measurements.

4. CONCLUSIONS

This paper discusses acoustical measurements of interior trim materials. It gives an overview of the comparison of impedance tube and reverberation cabin measurements. The results obtained from the measurements made with the impedance tube in the low-frequency band have been shared. However, as a result of the comparison of the

measurement results to be carried out in this way with the reverberation cabin, it was seen that low SAC values were obtained depending on the frequency. It was mentioned that the measurements made with the reverberation cabin are more accurate because they take place in the random diffuse sound field. It has many advantages such as measuring over reverberation cabin, formed materials, and having a wide frequency band. Also, impedance tube measurements should be performed precisely due to sealing and vibration problems. Also, the convenience of impedance tubes in sample production should be taken into account when comparing materials. Impedance tube measurements come to the fore in terms of acoustic characterization. Comparisons that can be made with fast measurement results, especially in tight project times that may occur in the automotive sector, can speed up the process.

ACKNOWLEDGEMENTS

Supports of Formfleks R&D Center are kindly acknowledged.

REFERENCES

[1] Olivier, D., Yacoubou, S., Atalla, N., Panneton, R., (2010) "Evaluation of the Acoustic and Non-acoustic Properties of Sound Absorbing Materials Using a Three-Microphone Impedance Tube", Applied Acoustics, 71 (6): 506-509.

[2] Kierzkowski, M., Law, H., Cotterill, J. (2017) "Benefits of Reduced-size Reverberation Room Testing", Proceedings of ACOUSTICS 2017, 19-22 November 2017, Perth, Australia.

[3] Liu, Z., Fard, M., Jazar, R., (2015) "Development of an Acoustic Material Database for Vehicle Interior Trims", SAE Technical Paper 2015.

[4] Caillet, A., Guellec, A., Blanchet, D., Roy, T. (2014) "Prediction of Structureborne Noise in a Fully Trimmed Vehicle Using Poroelastic Finite Elements Method (PEM)", SAE Technical Paper 2014.

[5] Fungi W., Hardcastle, M. (2001) Textiles in Automotive Engineering, Woodhead Publishing Limited, Cambridge.

[6] Ghosh, R. (2014) "Nonwoven Fabric and the Difference Between Bonded and Needle Punched Nonwoven Fabrics", IOSR J. Polym. Text. Eng., 1(2): 31-33.

[7] Arenas, J.P., Crocker, M.J. (2010) "Recent Trens in Sound Aborbing Materials", Sound. Vib., 44(7): 12-17.

[8] Dogru T., (2020) "Otomotiv iç trim malzemelerinde akustik özelliklerin ısı iletimi ile ilişkisinin araştırılması", Bursa Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği Departmanı, Yüksek Lisans Tezi.

[9] Shoshani, Y. (1993) "Studies of Textile Assemblies Used for Acoustic Control", Tech. Text. Int., 2:32-34.

[10] Ballagh, K.O. (1996) "Acoustic Properties of Wool", Appl. Acoust., 48(2): 101-120.

[11] Lee, Y., Joo, C. (2003) "Sound Absorption Properties of Recycled Polyester Fibrous Assembly Absorbers", AUTEX Res. J., 3(2): 78-84.

[12] Batmaz, İ., Aydın, İ. (2021) "Determination of the Sound Absorption Coefficients of Insulation Materials Used on Vehicles", Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 27(4): 687-693.

[13] ISO Norm 10534-2 (1998) "Acoustics — Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes — Part 2: Transfer-function method" International Organization for Standardization, Switzerland.

[14] ISO Norm 354 (2003) "Acoustics — Measurement of sound absorption in a reverberation room". International Organization for Standardization, Switzerland.

[15] Cox, T.J., D'Antonio, P. (2009), Acoustic Absorbers and Diffusers: Theory, Design and Application, CRC Press, Sound Parkway, USA, 576 pages.

[16] URL 1: Autoneum (2021), Alpha Cabin – Worldwide Standard for Absorbtion Measurements. https://www.autoneum.com/wp-content/uploads/2017/09/Alpha_Cabin_Flyer.pdf, 23.03.2021.

[17] Kimura, M., Kunio, J., Schuhmacher, A., Ryu, Y. (2014) "A New High-Frequency Impedance Tube for Measuring Sound Absorption Coefficient and Sound Transmission Loss", Proceedings of InterNoise 2014, 16-19 November 2014, Melbourne, Australia.

[18] Egab, L., Wang, X., Fard, M., Jazar, R. (2012) "A New High-Frequency Impedance Tube for Measuring Sound Absorption Coefficient and Sound Transmission Loss", Proceedings of ISMA 2012, 17-19 September 2012, Leuven, Belgium.

[19] Chappuis, A. (1993) "Small Size Devices for Accurate Acoustical Measurements of Materials and Parts Used in Automobiles", SAE Technical Paper 1993

[20] Allan, P.S., Ahmadnia, A., Withnall, R., Silver, J. (2012) "Sound transmission testing of polymer compounds", Polymer Testing, 31(2): 312-321.

OTOMOBİLLERDE ÖN CAM BUZ ÇÖZME PROSESİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Gökhan SEVILGEN[1], Halil BAYRAM[2], Abdulmecit AYDIN[3]

[1]Otomotiv Mühendisliği, Bursa Uludağ Üniversitesi, Bursa, TÜRKİYE
[2]Makine Mühendisliği, Amasya Üniversitesi, Amasya, TÜRKİYE
[3]TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş. Bursa, TÜRKİYE

ÖZET

Bu çalışmada otomobil kabininde ön camda oluşan buzun giderilmesi amacıyla iklimlendirme elemanından çıkan havanın hız ve sıcaklık dağılımına bağlı olarak buz çözme süresinin belirlendiği üç boyutlu sayısal analizi, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Test verilerinde kullanılan otomobil kabini modelinin matematiksel modelinden ölçüm alınarak yeni bir model tasarlanmıştır. Modelde, iklimlendirme elemanlarının standart ısıtma süreci için sürekli ve geçici rejimde yapılan sayısal analizler sonucunda, hava akışı, ön cam bölgesindeki ve buz tabakasındaki sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Sınır ve başlangıç koşulları uygun doğrulama sağlanması açısından deney verisi ile aynı olacak şekilde seçilmiştir. Sayısal analizler iki aşamalı olarak sürekli ve geçici rejimde gerçekleştirilmiş, sürekli rejimde momentum denklemleri çözdürülüp akışkan hareketi incelenmiş, geçici rejimde ise enerji çözdürülerek ön cam bölgesinde zamana bağlı sıcaklık dağılımı ve buz çözme süresi analiz edilmiştir. Sonuçlar deney verileri ile karşılaştırılarak doğrulama sağlanmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda otomobillerde görüş kısıtlaması nedeniyle sürüş güvenliği açısından hayati öneme sahip olan ön cam buz çözme süresinin, sayısal analizler ile çözümlenerek optimizasyon sağlanabileceği anlaşılmıştır.

Anahtar Kelimeler: HAD, Isı Transferi, Buz çözme, İklim Kontrolü

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE WINDSHIELD DEFROSTING PROCESS IN AUTOMOBILES

ABSTRACT

In this study, the three-dimensional numerical analysis of the defrosting time based on the speed and temperature distribution of the air exiting the air conditioning element in order to remove the ice formed on the windshield in the automobile cabin was performed using the Computational Fluid Dynamics (HAD) method. New model was designed by taking measurements from the mathematical model of the automobile cabin model used in the experimental data obtained for the real car cabin. In the model, as a result of the numerical analysis of the standard heating process air flow, temperature distributions in the windshield area and the ice layer are obtained. The boundary and initial conditions were chosen to be identical to the experimental data to provide proper verification. The numerical analyzes performed using CFD method were carried out in two stages in continuous and transient regime, momentum equations were solved in continuous regime and fluid motion was examined, and in transient regime, the percentage of time-dependent defrosting in the windshield region was analyzed by dissolving energy. Validation is provided by comparing the results with experimental data. As a result of the analysis, it was understood that the windshield defrosting time, which is vital for driving safety due to bad visibility conditions, can be solved with numerical analysis and optimization can be achieved.

Key words: CFD, Heat Transfer, Deicing/Defrosting, Climate Control

1. Giriş

Otomobil iklimlendirme sistemlerinin en önemli görevleri arasında sürüş güvenliği ve yolcuların ısıl konforunu sağlamak gelmektedir. Yılın kış aylarında hava sıcaklıkları 0 ° C'nin altına düştüğünde otomobillerin ön camındaki buz tabakası sürücünün görüşünü engelleyerek sürüş güvenliği açısından tehdit oluşturabilmektedir. Aracın iklimlendirme Heating, Ventilating and Air Conditioning (HVAC) ünitesi, sıcak havanın en az dirençle otomobil kabinine alınmasından sorumludur ve bu işlem, soğuk hava koşullarında ön / yan camlardan buz ve buğuyu gidererek sürüş güvenliği sağlar. İklimlendirme ünitesinin verimi de buz buğu çözme prosesleri açısından son derece önemlidir. Otomotiv endüstrisinde iklimlendirme sistemlerinin gelişimi için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi sıklıkla kullanılmaktadır.

Son yıllarda HAD alanındaki gelişmeler ile otomotiv endüstrisi, bu yöntemi aktif olarak kullanarak uygun test koşullarını sağlamakta, prototip maliyetlerine harcanan zamandan ve paradan da tasarruf etmektedir. HVAC sistemlerinin gelişimi için literatürde birçok çalışma yapılmıştır. Araştırmacılar, menfezlerden çıkan havanın hareketini inceleyerek, ön camın iç yüzeyine çarpan hava jeti üzerinde HAD analizleri ve deneyler yapmışlardır. Bu çalışmaların temel amacı, ön cam üzerindeki buz ve buğuyu temizleyerek, kabin içindeki havanın hareketini gözlemlemek ve ön camdaki sıcaklık dağılımını belirlemektir. Bu bilgiler ışığında, tasarlanan sistemlerin buz çözme olgusu, iklimlendirme elemanları ve performans kriterleri belirlenmeye çalışılmıştır. Nasr ve Abdoul, Nour ve ark. ön camda sıcaklık dağılımı ve hava akışı için ölçüm yöntemlerini belirleyerek deneysel ve sayısal analizleri içeren kapsamlı çalışmalar yapmıştır [1, 2]. Abdoulnour sıcak telli bir anomometre kullanarak, havalandırma çıkışında ve ön camın yakınında hava hızı ölçümleri gerçekleştirmiştir [3]. HAD yöntemini kullanarak buz çözme sisteminin akış alanının sayısal simülasyonunu gerçekleştirerek test sonuçlarını doğrulamayı amaçlamıştır. Willenborg ve arkadaşları, sıcak tel hızı ölçümünü kullanarak havalandırma menfezlerinden çıkan ve ön camın iç yüzeyine etki eden hava jeti akışını gözlemlemiştir [4]. Mutlu ve ark. otomobilin ön cam buğu çözme işlemi için deneysel ve sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Geçici rejim koşulları altında gerçekleştirilen HAD analizlerinde üç boyutlu araç modeli kullanılmıştır. Sayısal hesaplamalarda ön camdaki buğulanmış alanın karşılaştırılması için hem damlacık hem de duvar filmi modellerini kullanmışlardır [5]. Subrata Roy ve ark. eğimli bir yüzey üzerine çarpan bir hava jetinin termal akış özelliklerini tanımlayan bir çalışma oluşturmuşlardır [6]. Yüzey ile çarpan hava jeti arasındaki ısı transfer katsayılarının haritası gösterilmiş, sayısal sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılarak ve sonuçlar doğrulanmıştır. Kumar ve ark. HAD yöntemiyle tam bir araç kabini geometrisi kullanarak ön camda hava akışı optimizasyonu üzerinde çalışmalar gerçekleştirmişler ve iklimlendirme elemanlarının buz çözme performansını daha az zaman ve maliyetle değerlendirebilmişlerdir [7]. Aroussi ve ark. araç ön ve yan camlarının buğu giderme işleminin etkilerini ve yolcu konforunu değerlendirme ve karşılaştırmalı buz çözme performansı için HVAC sistemleri hakkında çalışma yapmışlardır [8]. Swales ve ark. optimum buz çözme ve buğu giderme performansı için bilgisayar destekli mühendislik hesapları ve deneysel yöntemlerini birleştirerek bir çalışma yapmışlardır [9]. Juan ve ark. elektrikli araç için buğu giderme performansının değerlendirmesini araştırmışlardır [10]. Kang ve ark. araç buz çözme sistemini tam ölçekli bir model aracılığıyla analiz etmişlerdir [11]. Gerçekleştirilen bu çalışmada ise otomobil kabini ön cam buz çözme analizi gerçekleştirilerek elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmış ve sonuçların doğruluğunun belirlenmesi amaçlanmıştır. Ayrıca bu analizde, ön cam buzunun çözülmesinin sadece taşıt HVAC sisteminin sağladığı sıcak havadan kaynaklanması koşulu göz önünde bulundurulmuştur.

2. METODOLOJİ

Bu çalışmada, ön cam buz çözme işleminin sayısal analizi için ANSYS Fluent yazılımı kullanılmıştır. Gerçekleştirilen sayısal analizlerde sonlu hacim yöntemi kullanılarak ticari araç kabini için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri çözülmüştür. Sonlu hacim yöntemi, hesaplama alanında sıvı akışını çözmek için daha fazla esnekliğe sahiptir [12]. Türbülanslı akışın karmaşık geometri üzerinde modellenmesi amacıyla SIMPLE algoritması ve standart k-epsilon türbülans modeli tercih edilmiştir. HAD analizleri sürekli ve geçici rejim koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Buz çözme analizlerinde, sürekli rejim koşullarında akış ve türbülans, geçici rejim koşullarında ise sadece enerji denklemleri çözdürülmüştür.

Sayısal analizlerde kullanılan süreklilik, momentum ve enerji için korunum denklemleri Denklem 1-5 arasında görülebilmektedir [5].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla . (\rho \vec{v}) = S_m \qquad (1)$$

Denklem 1 kütle korunumu için genel denklemdir ve bu denklemde yer alan S_m kaynak terimdir. Momentum korunum denklemi ise Denklem 2' de verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{v}) + \nabla.(\rho\vec{v}\vec{v}) = -\nabla p + \nabla.(\bar{\bar{\tau}}) + \rho\vec{g} + \vec{F} \quad (2)$$

Burada p statik basınç, $\bar{\bar{\tau}}$ gerilme tensorü, $\vec{F}$ ve $\rho\vec{g}$ sırasıyla yerçekimi ve dış gövde kuvvetlerini ifade etmektedir. $\bar{\bar{\tau}}$ gerilme tensorü ise Denklem 3'te verilmiştir.

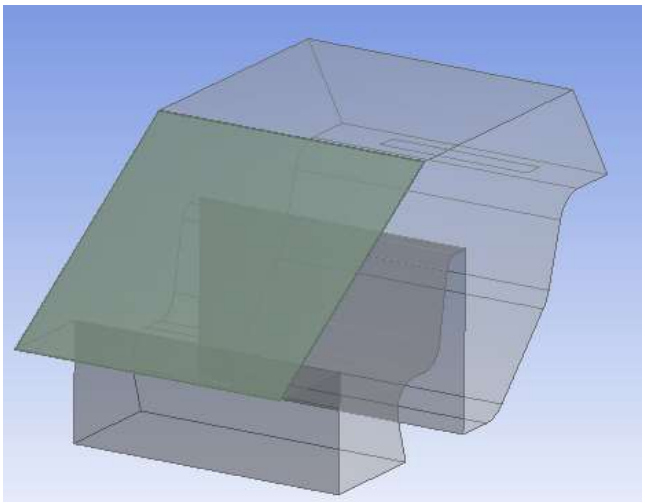
$$\bar{\bar{\tau}} = \mu\left[(\nabla\vec{v} + \nabla\vec{v}^T) - \frac{2}{3}\nabla.\vec{v}I\right] \quad (3)$$

Burada μ moleküler viskoziteyi, I birim tensörü ifade etmektedir. Enerji korunum denklemi aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla.(\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla.\left(k_{eff}\nabla T - \sum_j h_j\vec{J}_j + (\bar{\bar{\tau}}_{eff}.\vec{v})\right) + S_h \quad (4)$$

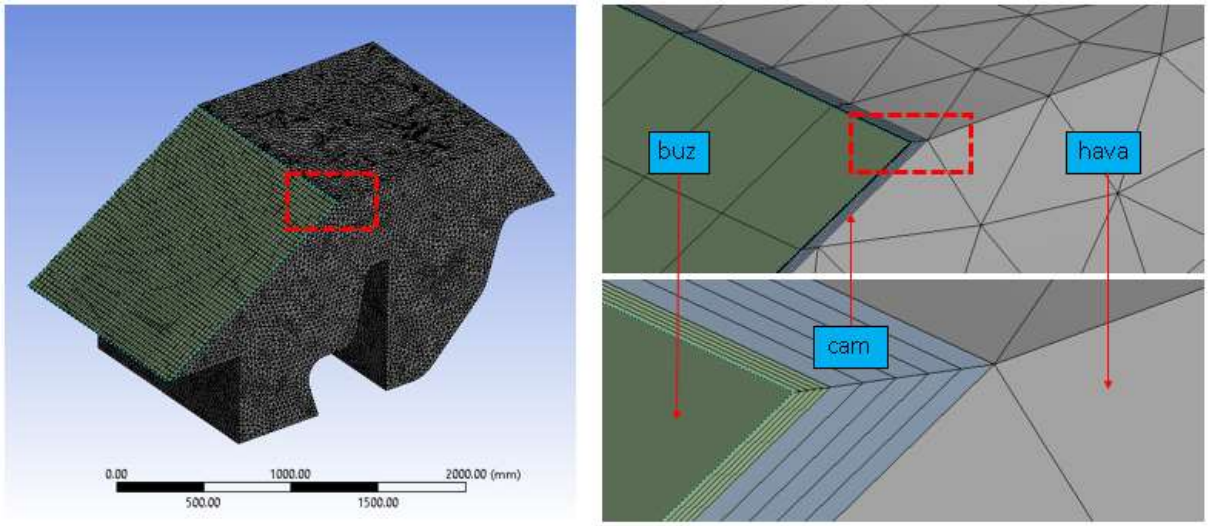
$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (5)$$

Ticari aracın kabin içi geometrisi, SIEMENS NX 9.0 tasarım yazılımında aracın 1: 1 ebatları kullanılarak yaklaşık olarak modellenmiştir. Model Şekil 1'de gösterilmiştir.



Şekil 1. 3 Boyutlu yaklaşık kabin geometrisi

Şekil 2'de buz ve cam modellerin buz çözme analizi için kabin geometrisine eklendiği ve matematiksel modelin tamamlandığı görülmektedir. Hesaplama alanı iki sıvı ve bir katı bölgeden oluşmaktadır. Kabin ve buz alanları akışkan bölgeler olarak modellenirken, cam alan katı bölge olarak modellenmiştir. Buz ve cam bölgelerinin ağ yapısı hexahedral elemanı tipinden oluşmaktadır. Kabin modeli için ise üçgensel eleman tipi kullanılmıştır. Hesaplama alanının toplam öğe sayısı yaklaşık 1 milyondur. Her bir hesaplama alanının termofiziksel özellikleri simülasyonlar sırasında sabit tutulmuş ve Tablo-1'de listelenmiştir. [13]

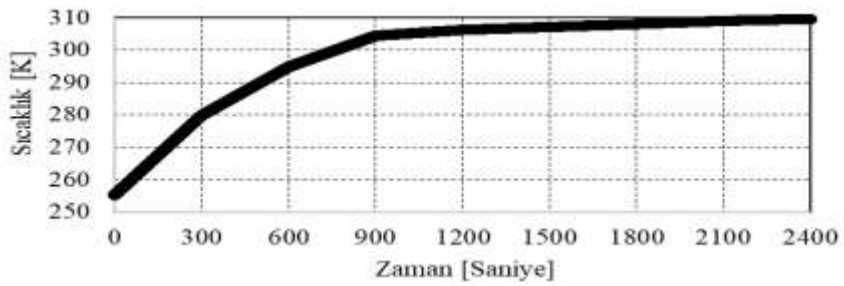


Şekil 2. Hava, cam ve buz bölgeleri ve ağ yapısı

Tablo 1. Sayısal çalışmada kullanılan malzemelerin termofiziksel özellikleri

	Air	Ice	Glass	
Yoğunluk	1,225	920	2500	$kg.m^{-3}$
Özgül ısı	1006,43	2040	750	$j.kg^{-1}.K^{-1}$
Termal iletkenlik	0,0242	1,88	1,4	$W.m^{-1}.K^{-1}$
Viskozite	1,7894e-05	0,00553	-	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
Ergime ısısı	0	334960	-	$j.kg^{-1}$
Katı haldeki sıcaklık	0	271	-	K
Sıvı haldeki Sıcaklık	0	273	-	K

Giriş hızı için deneysel test çalışmasında akışkan akış hızı hava hızı ile aynı değerde tanımlanmıştır. Çıkış için ölçülen basınç 0 Pa'dır. Sürekli rejim momentum hesaplamaları için hava sıcaklığı 355,2 K'dir. Geçici rejim olan ikinci aşamada hız girişi için zamana bağlı sıcaklık değişim grafik değerleri tanımlanmıştır. Zamana bağlı sıcaklık grafiği Şekil 3'te gösterilmiştir. Bu grafik için deneysel çalışma sıcaklık değerleri baz alınmıştır.



Şekil 3. Giriş havası için zamana bağlı sıcaklık değişim grafiği

Deneysel çalışmadan elde edilen veriler dikkate alınarak sınır ve başlangıç koşulları belirlenmiştir. Ayrıca, geçici rejim analizlerinin başlangıç sınır koşulları daha değerli sonuçlar elde etmede önemli bir role sahiptir. Başlangıç koşullarında kabin içi ve dışı sıcaklığı -19 °C olarak belirlenmiştir.

Tablo 2. Başlangıç ve sınır koşulları

Dış ortam sıcaklığı	-19.0°C
Simulation time and time step	40 min/0.1 s
Yüzey	*Sınır Şartları*
Cam ve dış yüzeyler	Konvektif sıcaklık
Dış yüzeyler	Adyabatik sıcaklık
Isı Transferi: *T=T (Şekil 3 sıcaklık profili)*	
Çıkış (Geri akış özellikleri)	
Ölçülen basınç (çıkış)	0 Pa

Çözümlerde taşınım terimleri için ikinci derece ayrıklaştırma yöntemi ve hız-basınç ilişkilendirilmesinde SIMPLE algoritması kullanılmıştır. Çözüm metotları Tablo 3'te gösterilmiştir.

Geçici rejimde enerji için yakınsama kriteri 10^{-6}'dan daha az sürekli rejimde ise tüm değişkenlerin yakınsama kriteri 10^{-3} 'ten küçüktür. Zaman adımı için Fluent'e tanımlana zamana bağlı sıcaklık değişim profilindeki zaman adımı ile aynı olacak 0.1 saniye verilmiştir.

Tablo 3. Çözüm Metodu ve Türbülans Modeli

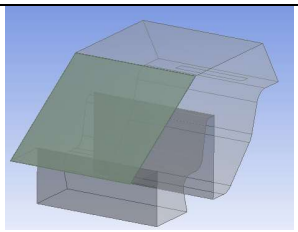
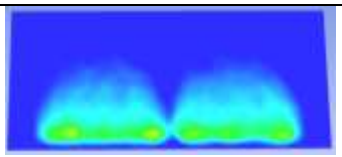
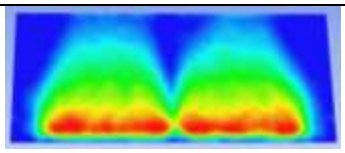
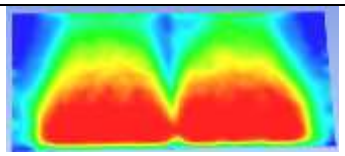
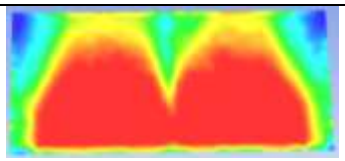
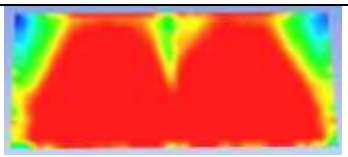
Çözüm Metodu ve Türbülans Modeli	
Basınç hız ilişkilendirmesi	SIMPLE
Türbülans modeli	k-epsilon
Ayrıklaştırma metodu	2. Dereceden upwind metodu
Rejim	Sürekli ve geçici rejim
Çözüm süresi	40 dakika

3. BULGULAR

Otomobil kabini baz alınarak tasarlanan model üzerinde yapılan hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiz sonuçları ve deneysel çalışmanın verileri bu bölümde gösterilecektir.

Tablo 4'te sayısal analizler ve Tablo 5' te ise deney verilerinin ön camdaki zamana bağlı buz çözme görüntüleri karşılaştırılmıştır. Zamana bağlı olarak buzun çözünme davranışının yaklaşık bir biçimde benzer olduğu görülmektedir. Analizler ve deneyler arasındaki ufak farklılıkların ise, çözüm kısıtları nedeniyle model üzerindeki ciddi basitleştirmeler, ağ yapısındaki değişkenlikler ve deney koşullarındaki dış etkenler, doğal sıcaklık değişimleri, motor devrinin değişken olması vb. nedenlerden dolayı oluştuğu öngörülmüştür.

Tablo 4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizi sonuçları

(s: saniye)	HAD Analizi
Model	
t=300 s	
t=600 s	
t=900 s	
t=1200 s	
t=1500 s	
t=1800 s	
t=2100 s	
t=2400 s	

Tablo 5. Test sonucu

(s: saniye)	Test
t=2400 s	

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu çalışmada ön cam buz çözme işlemi için HAD analizleri ve deneysel çalışmalar gerçekleştirilerek sonuçlar karşılaştırmalı bir şekilde incelenmiştir. ANSYS Fluent yazılımı kullanılarak gerçekleştirilen analizlerde model, araç kabini boyutlarında tasarlanmış ve analizlerin sınır şartları deneysel çalışmadaki duruma benzer alınmıştır. Deneysel çalışma için ticari bir araç için klimatik kabin içinde zamana bağlı buz çözme testi gerçekleştirilmiş ve sonuçları değerlendirilmiştir.

Yapılan analizler ve deney verilerindeki buz çözme süreleri karşılaştırılmış ve benzer sıcaklık ve buz çözme dağılımları gözlenmiştir. Bu duruma göre aşağıdaki sonuçlar çıkarılmıştır:

Ön cam üzerindeki hava akışı, HAD simülasyon araçları kullanılarak buz çözücü nozulun tasarım yinelemeleriyle düzeltilebilir ve optimize edilebilir olduğu görülmüştür. Ayrıca kısa bir süre içinde çeşitli tasarımlar sayısal yöntemlerle değerlendirilerek çok fazla tasarım esnekliğinin de sağlanabileceği görülmüştür.

Hava akışı ve sıcaklık modeli analiz sonuçlarının deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu görülerek sonuçlar doğrulanmıştır. Bu sonuçlar göz önünde bulundurularak, tasarım aşamasında HAD analizlerinden faydalanılabilir olduğu sonucuna varılmıştır.

Sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçlar ile taşıt iklimlendirme sisteminin buz çözme performansı taşıt ön camı üzerindeki buz katmanının sıvılaşma oranları incelenerek başarıyla tahmin edilmiştir. Prototip parçaların ve maliyetli iklimsel rüzgâr tüneli testlerinin yokluğunda sayısal çalışmalardan elde edilen buz çözme performansının iyileştirilecek alanların belirlenmesine yardımcı olabileceği öngörülmüştür.

Buz çözme performans tahmini için HAD analizlerinin ilk aşama yatırımı, prototip parçalarının ve testlerin sayısını önemli ölçüde azaltma potansiyeline sahip olduğu ve bu da zaman çizelgesini ve ilgili maliyetleri azalttığı görülmüştür.

Buz çözme analizinin sonucunda araç modelinin birebir boyutlarında ve benzer geometride yapılan analizlerin deney verileri ile doğrulaması sağlanmıştır. Bu veriler ışığında, özellikle kış aylarında iklim şartlarının zorlu olduğu bölgelerde sürüş güvenliği sağlamak amacıyla buz çözme hızının optimizasyonunun sayısal analizler ile sağlanabileceğini göstermiştir.

REFERENCES

[1] Nasr, K. J., & AbdulNour, B. S. (2000). Defrosting of automotive windshields: progress and challenges. *International journal of vehicle design*, *23*(3-4), 360-375.

[2] Nasr, K. J., AbdulNour, B. S., & Wiklund, G. C. (1998). *State of knowledge and current challenges in defrosting automotive windshields* (No. 980293). SAE Technical Paper.

[3] AbdulNour, B. S. (1997). Hot-wire velocity measurements of defroster and windshield flow. *SAE transactions*, 121-128.

[4] AbdulNour, R. S., Willenborg, K., McGrath, J. J., Foss, J. F., & AbdulNour, B. S. (2000). Measurements of the convection heat transfer coefficient for a planar wall jet: uniform temperature and uniform heat flux boundary conditions. *Experimental Thermal and Fluid Science*, *22*(3-4), 123-131.

[5] Mutlu, M., Sevilgen, G., & Kilic, M. (2016). Evaluation of windshield defogging process in an automobile. *International journal of vehicle design*, *71*(1-4), 103-121.

[6] Roy, S., Nasr, K., Patel, P., & AbdulNour, B. (2002). An experimental and numerical study of heat transfer off an inclined surface subject to an impinging airflow. *International journal of heat and mass transfer*, *45*(8), 1615-1629.

[7] Kumar, V., Tare, K., & Kapoor, S. (2010). *Deployment of CFD for optimization of the air flow distribution over the windscreen and prediction of defrost performance* (No. 2010-01-1059). SAE Technical Paper.

[8] Aroussi, A., Hassan, A., & AbdulNour, B. S. (2001). *Effects of vehicle windshield defrosting and demisting process on passenger comfort* (No. 2001-01-1729). SAE Technical Paper.

[9] Swales, C., Capellmann, C., Crompton, M., & Matthes, M. (2004). *Combining CAE and experimental techniques to develop optimal defrost/demist performance in a vehicle* (No. 2004-01-1506). SAE Technical Paper.

[10] San-Juan, M., Martín, Ó., Mirones, B. J., & De Tiedra, P. (2016). Assessment of efficiency of windscreen demisting systems in electrical vehicles by using IR thermography. *Applied Thermal Engineering*, *104*, 479-485.

[11] Kang, S. J., Kader, M. F., Jun, Y. D., & Lee, K. B. (2011). Automobile defrosting system analysis through a full-scale model. *International Journal of Automotive Technology*, *12*(1), 39-44.

[12] Ansys Fluent Theory Guide (2012) Canonsburg, PA 15317, Ansys Inc., Release 14.5.

[13] Roy, S., Kumar, H., & Anderson, R. (2005). Efficient defrosting of an inclined flat surface. *International journal of heat and mass transfer*, *48*(13), 2613-2624.

KINEMATIC and DYNAMIC ANALYSIS OF PUSH ROD VALVE TRAIN SYSTEM

Mehmet Oduncu, BSc.[1] M. Asım Özlen, MSc.[2] Ahmet Yaylı, MSc.[2]

[1] Gazi University, Mechanical Engineering Department, Ankara, Turkey
[2]TUBITAK Rail Transport Technologies Institute, Kocaeli, Turkey
Corresponding Author: Mehmet Oduncu, m.a.oduncu@outlook.com

ABSTRACT

Kinematic and dynamic model of valve train system was investigated in order to optimize the valve train system for V type engine. In this paper, it was dealing with kinematic and dynamic single camshaft with push rod valve train system for V4 engine. For designing a new valve train system, it needs some certain decision before starting modelling. This may be most important issue for designing a system which is less emission and more efficiency for engine. Before starting design, it was decided to type of engine, number of cylinder, size of cylinders. Then, it was calculated the air which needs engine to get enough torque in certain time with FEV Virtual Dynamics for determined valve timing. After that, engine and valve train system was drawn with CATIA V5. After drawing all needed parts, engine was assembled with CATIA V5 Assembly Module to get kinematic system of engine. Furthermore, to analysis dynamic of system, it was studied ADAMS View. With this software, it was also determined gears which can be used for camshaft and crank shaft. The aim is to create a way which helps to design a new valve train system with overhead valve train system for V type engine.

Keywords: Valve train, kinematic analysis, mechanism design, internal combustion engine

1. INTRODUCTION

Valve train is a mechanism which has been used for controlling intake and exhaust valves. Intake side of mechanism is controlling entrance of the air or air-fuel mixture for explosion inside the cylinder. After combustion, waste gases must be removed from the system. Here is working space for exhausted valves. For recent years, there are plenty of engines created for high speed and high torque but it can easily be realized that the controlling of this system is extremely difficult, because it must be thought also high efficiency and power at the same time. It means that valve train system is required for timing of intake and exhaust and according to valves locations, it can be determined the compression ratio. So, valve train system is essential for internal combustion engine design (1-3). If any timing irregularity happens, valves can be damaged by piston hitting. Whereas, valves can be located far away from the pistons, but this time, compression ratio is exceedingly decreased. So, it means that valve train system's timing and location is one of the major issue for designing a new engine.

Intake valve was opening by vacuum after piston leaves from the top of cylinder. After that, intake valve could close by itself because of the force which was stored on the spring it while opening, but engines have boundary RPM value because of the pumping losses. So, it proved us that optimization of valve train was necessary to get more efficiency and more torque from the engines (Teodorescu et al, 2007). Developments on this topic are still going on, furthermore some studies are using camless systems to overcome problems.

Moreover, there are also some studies on systems which are variable timing, camshaft design is not considered in that articles. These kind of studies are high technology for now and usage area is little bit narrow. They are being used for race cars or luxury cars. Some examples of used variable valve timing engine for engine brands (URL1). Alfa Romeo Spider 2000 is the first car which is used the variable valve timing (URL2).

In this papers, it dealt with valve train system which name is Overhead Cam Shaft Engine. These valve train systems include cam shaft, push rod and its follower, rocker arm, shaft of rocker, valve, spring, retainers, beds of valve and push rod. The type of engine was decided as a V4 engine. It should be noticed that all components should not contact as perpendicular to each other.

Aim of this study is to design an optimized valve train for new engine configuration. According to this aim, kinematic and dynamic analyses have been investigated with FEV Virtual Dynamics, CATIA V5, ADAMS View.

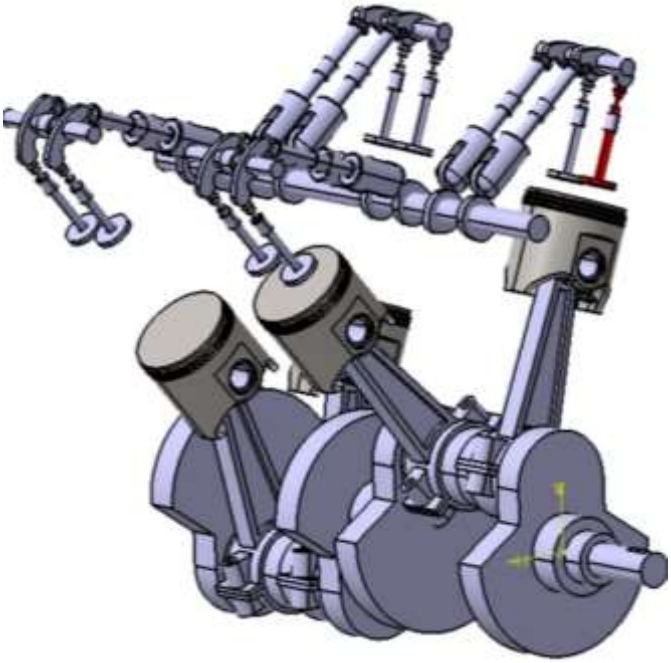


Figure 1. Engine and Its Valve Train from Catia V5

2. Multi Body Valve Train Model

In this period, valve train system has been improved and optimized until now and there are various types of valve train system. Such as, direct acting, end pivot rocker arm, center pivot rocker arm, center pivot rocker arm with follower, OHC pushrod.

2.1 Kinematic Equation of Over Head Valve Train Mechanism

Kinematic equation is used for location, velocity and acceleration of the parts which are used in systems. After finding this equation, all instantaneous information of the system can be solved easily. Kinematic equation of the system can be obtained from Freudenstein equation (Uicker, 2003). According to method of Freudenstein;

$$(S_1+A_1).e^{i\alpha 1}+A_2.e^{i\alpha 2}+A_3.e^{i\alpha 3}+A_4.e^{i\alpha 4}+A_5.e^{i\alpha 5}=A_6+S_2 \quad (1)$$

As it is shown that;

- S_1=Cam Lobe contact point
- A_1=10 mm (Follower of cam)
- A_2= 90 mm (Push Rod)
- A_3= 16 mm (Rocker Arm, Push Rod Side)
- A_4= 21 mm (Rocker Arm, Valve Side)
- A_5= 60 mm (Valve)
- A_6= 83.124 mm (Horizontal distance of valve center)
- S_2= 30.847 mm (Variable, Valve vertical distance from cam center)
- α_1 = 87.5° (Constant)
- α_2 = 57.5° (Constant)
- α_3 = 12.5° (Variable)
- α_4= 150° (Variable)
- α_5= 270° (Constant)

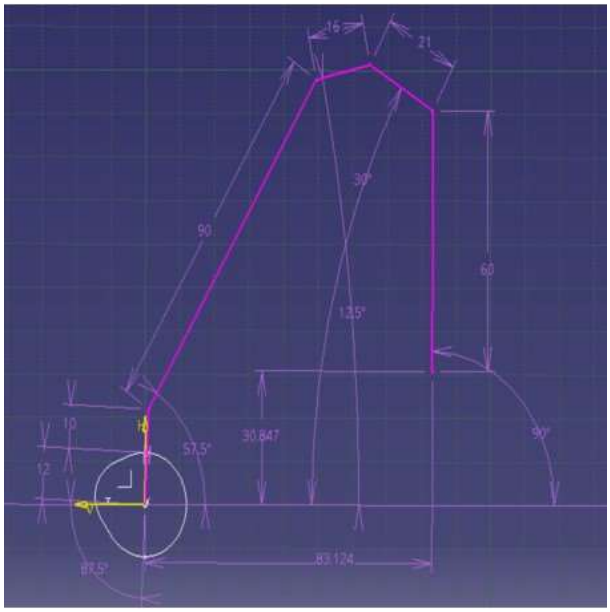


Figure 2. Illustration of the System

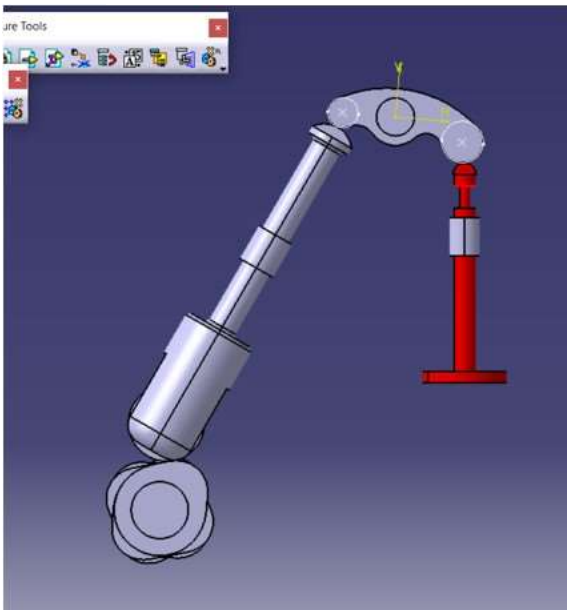


Figure 3. Valve Train System

To calculate easily, system was turned 30° counter clockwise and got the kinematic equation of the system.

2.2 Dynamic Equation of Over Head Valve Train Mechanism

Dynamic equation of the system is used for analyzing the system. According to analyze the system, it is found the equation numerically with respect to force, frictions and damping. The equation must be written with all components (Teodorescu, 2007). Here is general dynamic equation;

$$m_i\ddot{z}_i + c_{ei}(\dot{z}_i - \dot{z}_{i-1}) + k_{ei}(z_i - z_{i-1}) - k_{ei+1}(z_{i+}1 - z_i) - c_{ei+1}(\dot{z}_{i+1} - \dot{z}_i) + F_i = 0 \quad i = 1, 2 \qquad (2)$$

According to this dynamic equation, the system can be analyzed clearly.

2.3 Over Head Valve or Push Rod Valve Train

This is the valve train type, which is dealt with in this paper. As already mentioned, this system includes cam shaft, push rod and its follower, rocker arm, shaft of rocker, valve, spring, retainers, beds of valve and push rod. To control the valves, many components must work together very well but at the same time, using this system allow to need less working place to design. This is mostly used in heavy duty vehicles. All components will be explained below.



Figure 4. Push Rod Valve Train System (Jelenschi, 2012)

2.3.1 Cam Shaft

The camshaft has been used in IC engines to control intake and exhaust valves. It is rotated according to the crankshaft thanks to the gear train. Ratio between crankshaft and camshaft is 0.5 due to crankshaft. It means that when crankshaft rotates 720^0, camshaft is rotated 360^0 because of four stroke engine. It is made from cast iron or steel and is so important to define power, torque and RPM of the engine. To get cam lobe, there are several steps;

- Calculate mass of air in cylinder for combustion
- Calculate the time in order to take enough air inside of cylinder from certain valve area
- Opening and closing acceleration of the valve
- Take lobe point data into CAD software and create a 2D lobe geometry

During the design of cam shaft, the aim is to get max lift area with low negative and positive accelerations. When the lift time of both acceleration and deceleration are decreased, it causes magnitude of total acceleration. So, it turns as vibration, losses and more power to run the system. Additionally, to optimize the cam profile, it must be considered relationship between cam profile, cam speed and stiffness (Qin and Chen, 2014).

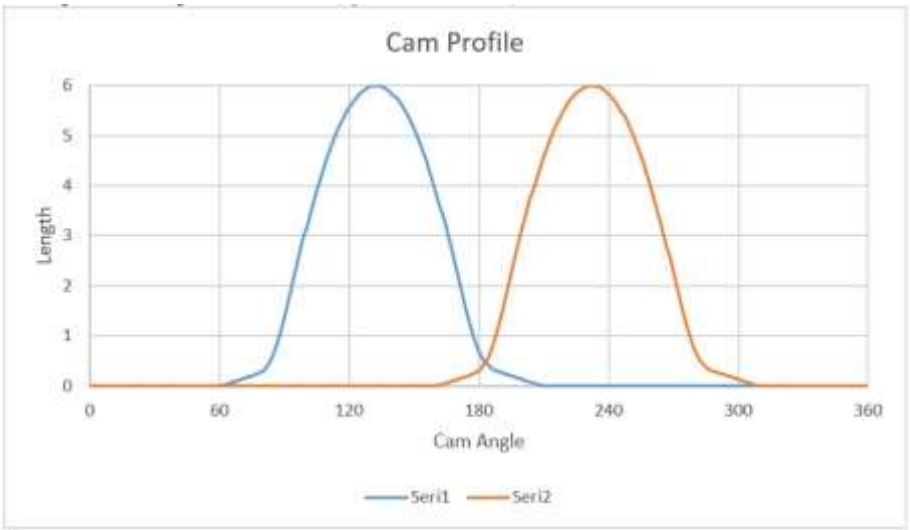


Figure 5. Cam Intake and Exhaust Profile

Blue line is the intake cam profile, orange line is the exhaust cam profile.

Maximum height and event length are considered by air demand on maximum power speed. Event length affects maximum cylinder pressure and maximum height provide adequate airflow. So, after determining other parameters, such as deceleration-acceleration, type of engine compression ratio, cam lobe profile can be drawn by 2D lobe. After that, thickness is given 2D camshaft profile for final shape of the camshaft. After creating exhaust and intake cam lobe, other cylinder's lobes are located with respect to distance between cylinders and angle of opening order. Location of lobes and position are vital for properly working engine.

It should be known that cam lobes properties have been controlled with 3 properties; cam radius, radius of roller, eccentricity or offset of the follower. Additionally, to manufacture cam shaft, cutter radius cannot be bigger than curvature of cam lobe, if cam is concave (Flores, September 11, 2013).

2.3.2 Roller and Push Rod Design

Push rod and its follower transmit the motion from cam lobe to rocker arm. Push rod follower connected with cam lobe was chosen as a wheel in order to decrease the friction which is arise between components.

In order to decrease friction, the contact dwell times and sliding distances must be less, it causes that system needs thicker oil films. If it can be chosen right angle and right size of push rod and its follower, less wear happens and there are more options to choose materials which can be used. It can also help to decrease the emission (Bell, 1998).

Push rod and its follower must be located to cam lob with between 30^0 and 60^0 in order to decrease contact pressure. So, it helps to decrease lost power because of the friction (Flores, September 11, 2013).

2.3.3 Rocker Arm Design

Rocker arm is used for transmitting the motion from push rod to valve and valve spring. It is connected with to components of system because rocker arm transmits the motion to valve in order to control it and valve of spring is turned to back the system to beginning position of system.

In order to decrease the friction at rocker arms, direct acting tappet system should use, but this paper dealt with OHV (Push rod valve train). DAT system allows to use less lubricants (Bell, 1998).

2.3.4 Valve and Valve Spring Design

Valve is the main components to move and its spring helps to go back to beginning positon of valve. Valve area must be as much as large to intake fresh air or air-fuel and exhaust as much as possible and easier. Valve accelerations must be as little as possible to optimize the system because of the vibrations, because, for high RPM, valve's accelerations are extremely getting higher. To design valves, it must be considered valve accelerations, valve area, cam profile, cam speed and stiffness (Qin and Chen, 2014)

Springs are located on spring retainers and these retainers are fixed to engine block. To choose optimum spring, firstly it must be determined the characteristic of system (Lee and Patterson, July 1, 1997). Spring stiffness and valve train behavior are directly connected to each other (Nikita et all, 2018). To choose the spring of valves, it must be analyzed that the spring natural frequency and camshaft speed are available to each other. Spring force and inertia force have also been calculated and compared (Rai et al, 2014).

3. Simulation of System

Simulation is the preprocess of manufacturing. It also helps people to avoid mistakes and to predict improvements and capacity of machines. In order to design this kind of system, it is needed to see before manufacturing, because this kind of systems work with huge power, which can be unstoppable. During the process with programs, people can see all components and it can be made better because working with frequency, high power and combustion can be dangerous for human health. This paper was dealt with only inertial forces due to RPM defined to crank shaft.

3.1 Catia V5 Kinematic

The system which was dealt with was designed with CATIA V5. With CATIA V5, the system was also assembled. After designed all components and assembled them, it was used Digital Mockup module, Kinematic, to see the system is run. As already mentioned, to simulate the system, it was used many constraints to define relations between

components, such as, roll curve between cam lobe and follower, slide curve between push rod and rocker, cylindrical between push rod and its bed, revolute between roller of push rod and push rod.

CATIA V5 Kinematic can also allow to determine phase angle of cam shaft, which is necessary to give supplier in order to manufacture the cam shaft.

3.2 Adams View

ADAMS View allows to analysis the system as dynamic with respect to inertial forces and boundary conditions. When it is imported to file which is constrained with CATIA V5, it can be easier to establish a dynamic model. After importing the file from CATIA V5, all components must be defined inertial with respect to their geometry and their materials, each component must defined one by one. After that, Booleans command is used to fix some part of drawing because the file which was imported from CATIA V5 is not defined as assembled, for example, connecting rod and its cover. Then, it must be defined constrains to decrease the degree of freedom of components, such as, revolute for crank, translational for piston head, etc. After that, all forces, which are caused by components to each other, must be defined as contact in forces section. The other force had to be defined is spring constant to create a spring between rocker arm and spring retainer. ADAMS software is also machinery tool to create gear for cam and crank, as already mentioned, these two components must work together with gear train. To create gear train, command gear in machinery section was used for running mechanism. Firstly, type of gear was decided as spur, method was decided as simplified, geometries and locations were defined, connection was defined and gears was created. After that, all parameters, which are needed, can be obtained from ADAMS View analysis.

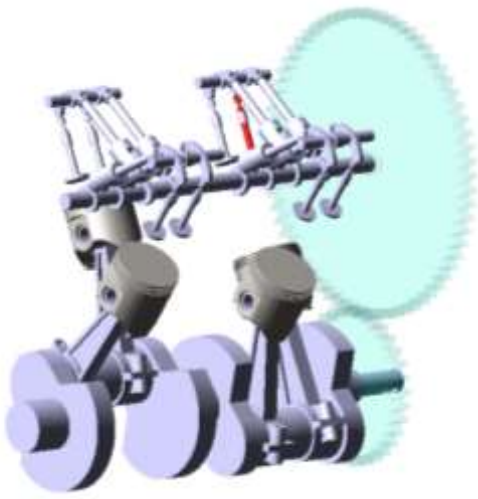


Figure 6. View from ADAMS View 2020

To simulate contact system, it must be considered viscous effect and pressure because of the combined boundary and fluid film but for this simulation, it can only be a future study topic for now (Teodorescu, 2007).

Result and Discussion

To compare the results, positions of valves have been examined for Z direction. To analyze the results, one valve was selected from each cylinders. Pointed valve is the beginning of the valve numbers. That valve is valve 1 for first cylinder. After that, selected valves are first, fourth, fifth and eighth valves.

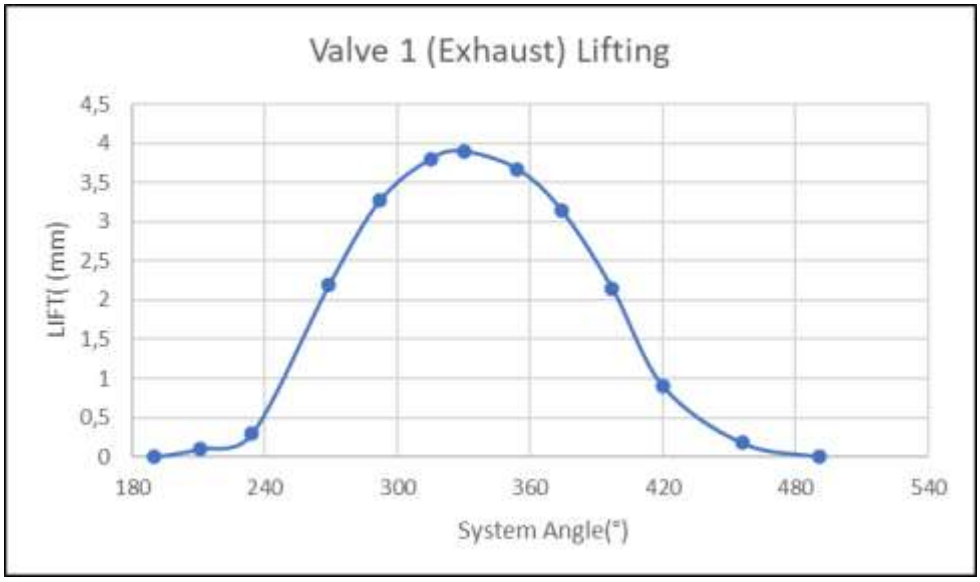


Figure 7. Valve 1 Lifting Distance from Catia V5

The top of value for first valve is 3,88 mm at when crank angle is 331°. To draw path of valve, 13 points was taken into Excel.

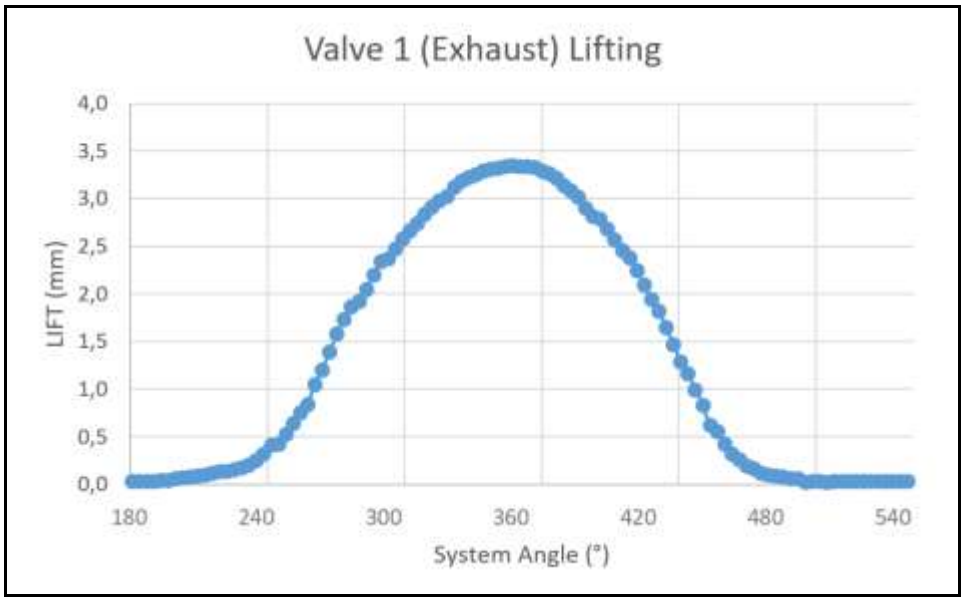


Figure 8. Valve 1 Lifting Distance from ADAMS View 2020

The peak value for first valve is 3.35 mm at ADAMS analysis.

Here is measurements of distances of valve 1 (intake) from both software. There are some differences between them because of points which are from Catia, because, from Catia, only 13 points was taken to draw a graph.

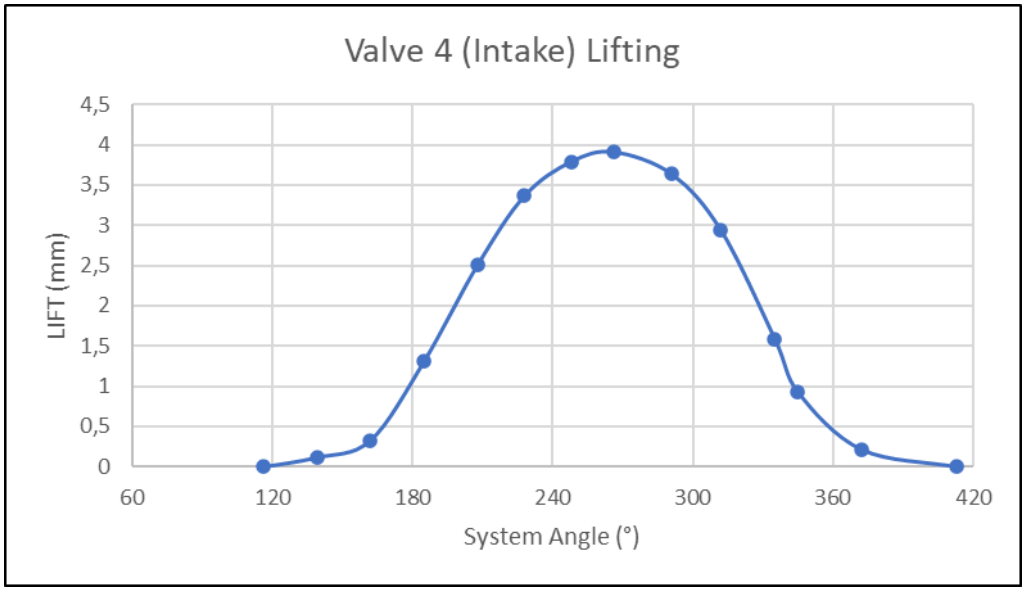


Figure 9. Valve 4 Lifting Distance from Catia V5

Valve 4's peak value is 3,912 mm at when crank angle is 266°.

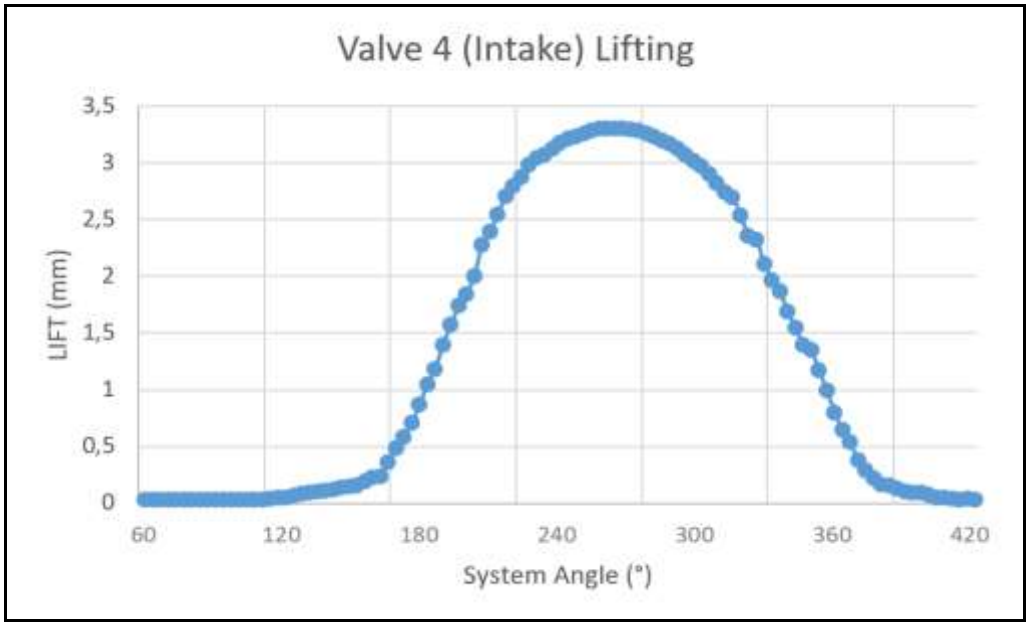


Figure 10. Valve 4 Lifting Distance from ADAMS View 2020

Highest lift distance is 3,31 mm for ADAMS analysis. There are some small differences between these two graphs which were drawn from different software. It seems that these differences are because of some vibrations.

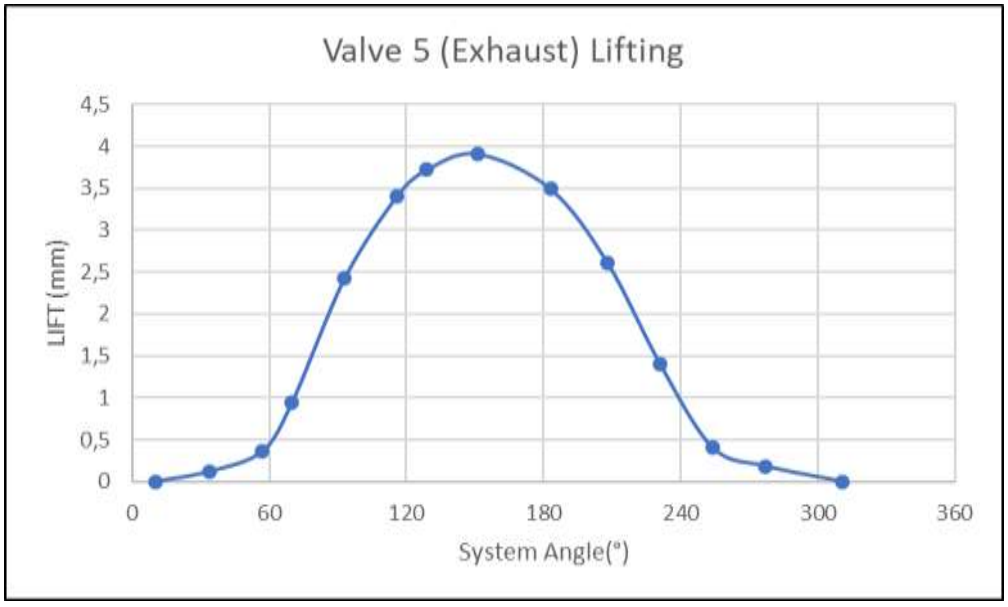


Figure 11. Valve 5 Lifting Distance from Catia V5

Its peak value is 3,91 mm, when system angle is 151°.

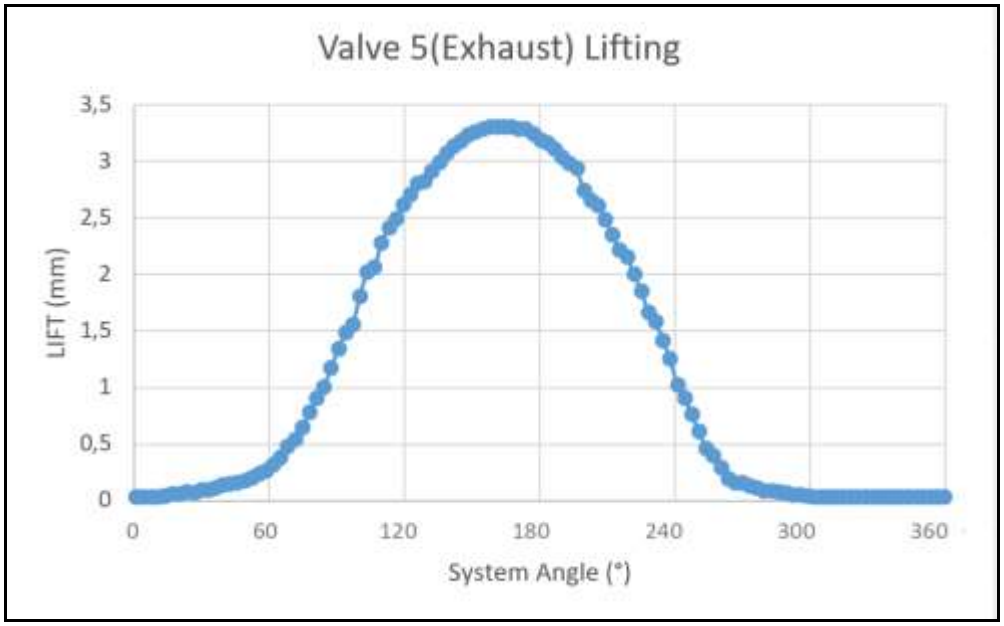


Figure 12. Valve 5 Lifting Distance from ADAMS View 2020

The peak value is 3,3 mm for ADAMS View 2020 analysis. This is the third valve which was investigated and it is clear to see similar irregularities happened because of the vibrations, but type of path and position of peak points are exactly where they were already found.

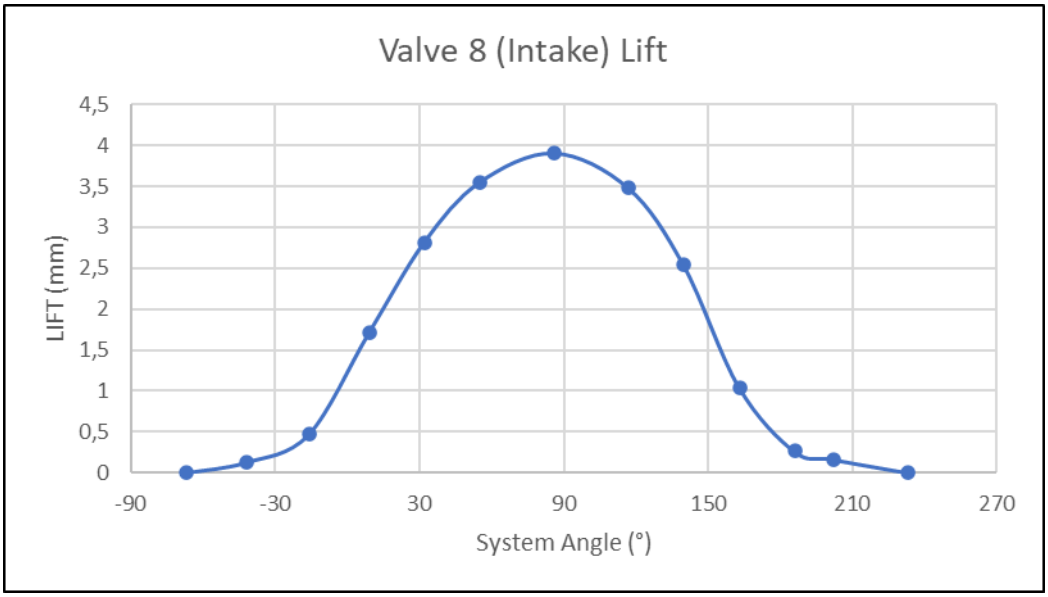


Figure 13. Valve 8 Lifting Distance from Catia V5

Maximum lifting distance is 3,912 mm, when crank angle is 86°.

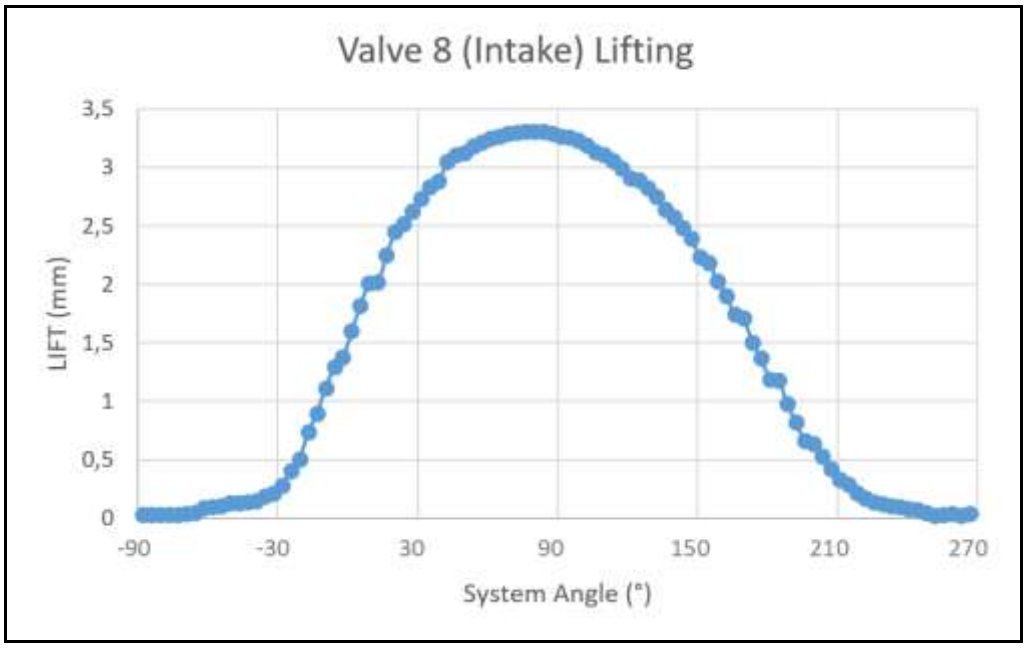


Figure 14. Valve 8 Lifting Distance from ADAMS View 2020

Maximum lifting distance is 3,3082 mm for ADAMS analysis.

There are small differences between peak points. It can cause used spring, because it cannot be used spring in Catia Kinematic. Catia Kinematic works with exact solid parts, which are rigid, but ADAMS works with the closest to reality. Such as, it can be defined penetration and clearance distance between components in ADAMS interface. The real reason why small differences with peak values happened is these defined clearance and penetration distances.

To conclude, these two programs must be used together for production of cam shaft in order to understand probability of mistakes of production of cam shaft. It is also possible to verify the design to be used in production through the multi-body dynamics software.

Conclusion

In order to increase efficiency of engine and decrease emission of engine, this system should be designed according to some rules and parameters. In this work, it found that where it started, what it considered, and what it decided before starting to design.

Components should be selected with compliance, to decrease the contact pressure, their location and type of contact should be defined before starting design.

The springs are vital, in order to optimize the system, it should be correctly selected.

To verify the design, ADAMS View must be used and it helps to understand the consistency of components. In the design period of production, it must be considered clearance distance between components because this working part of engine is exposed to thermal expansion. So, in order to get closer the investigation to reality, ADAMS View must be used together with designing program.

Future work can be that in-cylinder pressure can be defined according to piston position, then bearing forces and vibrations can be found clearly. It also can be added spring optimization.

References

[1] Uicker, J. J., Pennock, G. R., Shigley, J. E., & Mccarthy, J. M. (2003), *Theory of machines and mechanisms* (Vol. 3). New York: Oxford University Press.

[2] Norton, R. L. (2002), *Cam design and manufacturing handbook*, Industrial Press Inc..

[3] Angeles, J., & López-Cajún, C. S. (2012), *Optimization of cam mechanisms* (Vol. 9), Springer Science & Business Media.

[4] Teodorescu, M., Kushwaha, M., Rahnejat, H., & Rothberg, S. J. (2007), Multi-physics analysis of valve train systems: from system level to microscale interactions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, *221*(3), 349-361.

[5] URL 1: otomobilblog.com (2019), Değişken Subap Zamanlaması Nedir? Hangi Motorlarda Kullanılmaktadır? https://www.otomobilblog.com/makale/degisken-subap-zamanlamasi-nedir-hangi-motorlarda-kullanilmaktadir_1624 .

[6] URL 2: carsguide (2018), Tech Through Time: How Variable Valve Timing Works, https://www.carsguide.com.au/oversteer/tech-through-time-variable-valve-timing-59178.

[7] Flores, P. (September 11, 2013), "A Computational Approach for Cam Size Optimization of Disc Cam-Follower Mechanisms With Translating Roller Followers." ASME. J. Mechanisms Robotics, November 2013, 5, 4.

[8] Jelenschi, L., Cofaru, C., & Sandu, G. (2012), Determining the influence of oil temperature on valve rotation for a direct acting valve train, *Annals of the Oradea University*.

[9] Qin, W., & Chen, Y. (2014), Study on optimal kinematic synthesis of cam profiles for engine valve trains, *Applied Mathematical Modelling*, *38*, 17-18, pp.4345-4353.

[10] Bell, J. C. (1998), Gasoline engine valve train design evolution and the antiwear requirements of motor oils, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, *212, 4, pp.243-257.*

[11] Lee, J., and Patterson, D. J. (July 1, 1997), "Nonlinear Valve Train Dynamics Simulation With a Distributed Parameter Model of Valve Springs." ASME. J. Eng. Gas Turbines Power, 113, 3, pp.692–698.

[12] Nikate, C. V., Ponnivalavan, V., & Malekar, H. A. (2018), *Optimization of valvetrain mechanism for three cylinder turbocharged intercooled gasoline engine,* International Engineering Research Journal, pp.126-135.

[13] Rai, VR, Mahangade, VM, & Remesan, CB, "Analysis of Kinematic and Dynamic Behaviour of Valve Train System.", Proceedings of the ASME 2014 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Volume 4B, Dynamics, Vibration, and Control. Montreal, Quebec, Canada. November, pp.14–20.

TARIMSAL TRAKTÖRLERDE ASİMETRİK FRENLEME İLE DİNAMİK KARARLILIK PARAMETRELERİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ

[1,2]Beyza Zeynep ESKİ, [1]Muhammed Emre BAŞARAN, [1]Onur ÖNDER, [1]Erkut ÖZCAN

[1]İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği, Gümüşsuyu, İstanbul, Türkiye
[2] Sorumlu Yazar: Beyza Zeynep ESKİ, eski17@itu.edu.tr

ÖZET

Artan nüfusla beraber tarım ürünlerinde talep giderek artmaktadır. Bu talebe cevap verebilmek için tarımda makineleşmede dramatik bir artış olmuştur. Makineleşmedeki artışla birlikte özellikle tarımsal traktörlerin kullanımı yaygınlaşmıştır. Traktörler günümüz tarımının vazgeçilmez araçları olsa da bu araçların emniyetli sürüşündeki zafiyetler ağır kazaların yaşanmasına ve yolcuların ağır yaralanmasına ya da ölmesine sebep olmaktadır. Özellikle devrilme ile gerçekleşen kazalar çok acı sonuçlar doğurmaktadır. Bu gibi sonuçları önlemek için takla demiri ve kabin gibi pasif güvenlik önlemleri bulunsa bile, bu ekipmanların bilinçsiz kullanımı sonucu kazalar yaşanmaya ve insanlar ölmeye devam etmektedir. Traktörlerde ani dönüş hareketlerinin yapılması, engebeli yol koşullarında çalışılması ve ağır yüklerin taşınması gibi sebepler traktörün devrilmesine neden olmaktadır. Bu çalışma kapsamında traktörün devrilmesini önlemek için asimetrik fren uygulayarak devrilmeyi önleyen bir kontrolcü tasarımı oluşturulmuştur. Öncelikle aracın matematiksel modeli oluşturulmuştur. Tasarım parametrelerinin duyarlılık analizi yapılmış, devrilmeye en çok etki eden parametreler dinamik sürüş modeli kullanılarak belirlenmiştir. Daha sonra asimetrik frenleme ile ilgili bilgi verilmiş ve oluşturulan model MATLAB/SIMULINK üzerine aktarılarak kontrolcü tasarımına geçilmiştir. Kararlılıkta etkili olan önemli parametrelerin neler olduğu gösterilmiş ve kontrolcü ile kararlılıktaki artış gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: tarımsal traktör, tasarım duyarlık analizi, yalpa hareketi, devrilme, kararlılık

IMPROVEMENT OF DYNAMIC STABILITY PARAMETERS WITH ASYMMETRIC BRAKING IN AGRICULTURAL TRACTORS

ABSTRACT

With the increasing population, the demand for agricultural products is gradually increasing. In order to meet this demand, there has been a dramatic increase in mechanization in agriculture. With the increase in mechanization, the use of agricultural tractors has become widespread. Although tractors are indispensable tools of today's agriculture, the weaknesses in the safe drive of these vehicles cause catastrophic accidents and serious injury or death of passengers. Especially the accidents with overturning have produced very painful results. Even if passive safety measures such as roll bars and cabins are in place to prevent such consequences, accidents occur and people die as a result of the unconscious use of these equipment. In tractors, reasons such as sharp turns, working in rough road conditions and carrying heavy loads cause the tractor to tip over. Within the scope of this study, a controller design that prevents tipping over by applying an asymmetric brake to prevent the tipping over was created. First of all, the mathematical model of the tool was created. Sensitivity analysis of design parameters was carried out to determine the parameters affecting the tip over using dynamic driving models. Then, information about asymmetric braking was given and the model was transferred to MATLAB / SIMULINK and the controller design was completed. It is shown that some parameters affect the stability substantially and there is an increase in stability with the controller.

Keywords: agricultural tractor, design sensitivity analysis, yaw motion, roll motion, stability

1. GİRİŞ

Tarım, tüm dünyada yapılış şekli ve ürünleri yapıldığı coğrafyaya göre farklı olsa da, insanların beslenme ihtiyaçlarını gidermek için gerçekleştirdiği en temel faaliyet alanlarında biridir. Dünya nüfusundaki artışla birlikte her geçen yıl

tarım ürünlerine olan talep artmakta ancak olması gerekenin aksine her yıl tarım alanları kentleşmenin kurbanı olmaktadır. 2050 yılında nüfustaki artışla birlikte tarım ürünlerine taleplerinin 2016 yılındaki tarım ürünleri taleplerine oranla %70 artması öngörülmektedir (Çalışkan ve diğ, 2018). Tarım alanları azalırken tarım ürünlerine olan talebin artmasının tarımda makineleşmeyi zorunlu hale getirmektedir.

Tarımda makineleşmenin artmasıyla birlikte verim artmakta, daha az iş gücü ve maliyetle daha fazla üretim gerçekleştirilmektedir. İnsan gücünden kat kat daha fazla olan motor gücü sayesinde iş kapasiteleri artmaktadır. Teknolojinin ilerlemesi ile de tarımsal amaçlarla kullanılan makinelerin güçleri her geçen yıl artmaktadır. Bu artan güçlerle birlikte tarım makinelerinin insan ve işçi güvenliği gözetilerek emniyetli olarak üretilmesi büyük önem taşımaktadır.

Türkiye İstatistik Kurumu (TÜİK) ve Emniyet Genel Müdürlüğünün Hazırlamış olduğu 2019 Karayolu Kaza İstatistikleri Raporuna göre 2019 yılında ülkemizde 1 milyon 168 bin 144 kaza meydana gelmiştir. Ayrıca ölümlü veya yaralanmalı kazalara karışan araç sayısının 280 bin 700 ve bu araçların %1 lik bir kısmının da lastik tekerlekli traktörler olduğu rapor edilmiştir (URL1). Traktörler tarım amacıyla kullanılmasından dolayı, karayollarından daha sıklıkla tarımsal alanlarda veya tarımsal alanlara ulaşım amacıyla tali yollarda kullanılması sonucu bu istatistiklerin daha da fazla olabileceği düşünülmektedir.

Daha güvenli olduğundan dolayı son yıllarda kabinli traktör kullanımı artış göstermiştir. Ayrıca ülkemizde 2001 yılından itibaren üretilen traktörlerde devrilmeye karşı emniyet çerçevesi bulunması zorunlu tutulmuştur. Ancak bilinçli kullanımın düşük olması sebebiyle sürücünün açıkta ve takla demiri olmadan kullanım örneği oldukça fazladır. Ayrıca emniyet kemeri kullanım oranının düşük olması, takla demiri ve kabinli traktörlerde güvenliğin tamamiyle sağlanmasını engel olmaktadır.

2018 yılında yapılmış olan Konya İli Çumra İlçesi Tarım İşletmelerinde Meydana Gelen Traktör ve Tarım Makineleri Kaynaklı Kazaların Belirlenmesi amacıyla yapılan anket araştırmalarında, kazayı yapan kazazedelerin %32.60 oranında yara almadığı, %32.60 oranında kazazedenin kazayı hafif yaralı ve %11.60'ının ise ağır yaralı olarak atlattığı bulunmuştur. Ayrıca, kaza yapan kazazedelerin %7'sinin fiziksel olarak engelli kaldığı ve %16.30'unun ise vefat ettiği belirlenmiştir. Kaza yapanların %47.2 oranla kazadan psikolojik olarak hiç etkilenmediği sonucuna ulaşılmıştır. Yine ilgili araştırmaya göre tarım makinelerinde kaza sayılarının yüksek olmasında bir etken olarak, kaza yapanların %27.9'luk oranın tarım makinesini ehliyetsiz kullandığı, kazaya karışan tarım makinelerinin %18.9'luk oranla 18 yaş altında sürücüler tarafından kullanıldığı ve kaza yapanların sadece %7'sinin üniversite seviyesinde eğitim aldığı görülmüştür. Araştırmada kaza başına kazadan etkilenen kişi sayısının 1.74 olduğu ve bunun da traktörlerde tarım işçisi taşımanın bir sonucu olduğu saptanmıştır (Alçayır, 2018).

Aşağıdaki Tablo 1.1'de sonuçları görülen 2018 yılında yapılan başka bir anket araştırmasında Kırklareli ilindeki meydana gelen kayıt altına alınmış traktör ve tarım makineleri kazaları ele alınmıştır. Araştırma sonucuna göre ölümlü kazaların çoğunlukla aşırı hız ve dikkatsizliğe bağlı olarak traktör veya romörkün devrilmesinden meydana geldiği rapor edilmiştir (Baran ve diğ, 2018).

Tablo 1.1: Kırklareli Traktör kazaları hakkında kaza, nedeni ve sonucu anket sonuçları (Baran ve diğ, 2018).

KAZA	MAKİNE	KAZA	NEDENİ *	KAZANIN SONUCU
1	Traktör	Kabin Camı Kırılması	Taş fırlaması	Bir gün süreyle hastanede tedavi
2	Traktör	Devrilme	Aşırı hız	Ayakta tedavi
3	Traktör	Devrilme	Arazi eğimi	1 kişinin ölümü
4	Traktör	Kabin kapısına elin sıkışması	Dikkatsizlik	120 gün hastanede tedavi
5	Traktör	Çarpışma	Dikkatsizlik	Yaralanma yok
6	Traktör	Kuyruk milinden el yaralanması	Dikkatsizlik	Ayakta tedavi
7	Traktör	Devrilme	Aşırı hız	Traktörde bulunan 2 kişi ölmüş
8	Traktör	Karayolunda çarpışma	Dikkatsizlik	Hafif yaralanma
9	Traktör	Tarlada devrilme	Acemilik	1 kişinin ölümü
10	Traktör	Tarla yolunda devrilme	Fren patlaması	Yaralanma
11	Traktör	Devrilme	Aşırı yük	2 kişinin yaralanması
12	Traktör	Traktörle makine arasında kalma	Dikkatsizlik	Yaralanma
13	Römork	Devrilme	Aşırı yük	Ağır yaralı (Çalışamaz durumda)
14	Römork	Düşme	Dikkatsizlik	Basit yaralanma
15	Römork	Bağlantı sırasında el sıkışması	Dikkatsizlik	45 gün tedavi
16	Römork	Düşme	Yüksek gabari	Çeşitli kırıklar ve 40 gün tedavi
17	Römork	Bağlantı sırasında el sıkışması	Dikkatsizlik	7 gün ayakta tedavi
18	Römork	İki römork arasına sıkışma	Dikkatsizlik	3 gün hastanede tedavi
19	Römork	Düşme	Dikkatsizlik	Özürlü kalma

Traktörlerin arazi koşullarına uyum sağlamak için ağırlık merkezi yüksek olarak tasarlanması, bahçe traktörlerinde iz genişliğinin küçük olması, yük taşınırken gereğinden fazla yükleme yapılması, bağlanan çeki araçlarının fren devrelerinin bağlanmaması gibi faktörler dinamik olarak traktörlerin kararsız davranmasına sebebiyet vermektedir. Sürücülerin deneyimsiz, bilinçsiz ve tedbirsiz olması da bu faktörlere etkilendiğinde traktör kazalarında maddi hasarlı kazaların yanında ölümcül kazaların da sıklıkla görülmesi kaçınılmaz olmuştur.

Bu araştırmada tarımsal traktörlerin dinamik davranışı incelenerek, kararlılığı etkileyen faktörler üzerinde durulacak ve kararlılığı artırıcı bir sistem tasarlanacaktır. Ayrıca,, tasarım parametrelerinin duyarlık analizi ile devrilme üzerine etkisi olan parametreler belirlenmiştir. Bu sistem ile tarımsal traktör kazalarında etkin rol oynayan dinamik etkenlerin izlenerek kontrol edilmesi amaçlanmaktadır.

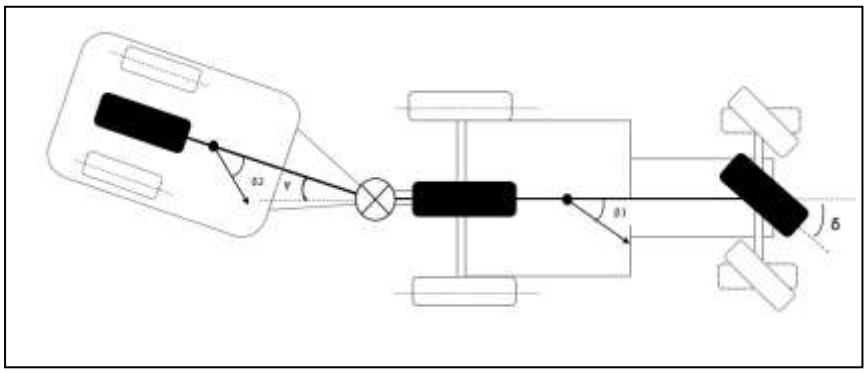
2. MATERYAL VE YÖNTEM

2.1. Dinamik Modelin Kurulması

Taşıtların matematik modelinin oluşturulması, taşıt ile ilgili pek çok problemin incelenmesine olanak verir. Bunlar çok basit olabildikleri gibi oldukça kapsamlı modeller de olabilmektedir. Modellerin bilgisayar programlarında oluşturulması ve çözülmesi, modelin kaç serbestlik derecesine sahip olmasıyla ve karmaşıklığı ile aynı oranda kolaylık sağlayabilmektedir (Milani, 2015). Literatürde kara taşıtları için geliştirilen pek çok model bulunmaktadır. Bunlara örnek olarak, doğrusal bisiklet modeli, doğrusal olmayan bisiklet modeli, çift izli taşıt modeli vb. verilebilir. Bu çalışmada doğrusal bisiklet modeli seçilmiştir. Çünkü doğrusal bisiklet modeli, sağladığı basit doğrusal denklemler ve kabuller sayesinde daha öngörülebilir sonuçlar verir.

2.1.1. Doğrusal Bisiklet Modeli

Doğrusal bisiklet modeli taşıtların dinamik davranışının incelenmesinde kullanılan önemli modellerden biridir. Bu modelin özünde ise aracın her bir aksındaki tekerleklerin tek bir tekerlek ile temsil edilmesi yatmaktadır (bkz. Şekil 2.1). Araca etkiyen tüm kuvvetlerin yine bu hayali tekerlekler üzerinden araca etkidiği varsayılır. Bu model genellikle düşük yanal ivmelerde yalpalama düzenlemesi, idare vb. ile ilgili çalışmalarda düzlem hareketinin analizi için kullanılır (Oberoi, 2011). Doğrusal bisiklet modelinin motor, süspansiyon ve fren sistemi barındırmadığı kabul edilir. Bu yüzden modelde aracın yunuslama (pitch) ve devrilme (roll) durumu gözlenememektedir. Ancak kurulan modelde devrilme özelliği denklemler ile eklenmiştir.



Şekil 2.1: Traktör ve römork için basitleştirilmiş doğrusal bisiklet modeli.

2.1.2 Genel Hareket Denklemleri

Taşıtın dinamik davranışının analiz edilmesi için Bölüm 2.2'de kullanılan model kısaca tanıtıldı ve Şekil 2.1'de taşıtın basitleştirilmiş bir modeli oluşturuldu. Buradan yola çıkarak araca ait denklemler ve parametrelerin tanımları ilgili kaynaktan alınmıştır (Milani, 2015). Parametrelerin değerleri Tablo 2.1'de verilmiştir.

Traktörün yanal düzlemindeki kuvvetlerin dengesinden:

$$\dot{m}_1\left(u_1\dot{\Psi}_1 + \dot{V}_{y1}\right) - m_{1s}(h_{1s} - h_{1r})\ddot{\emptyset}_1 = F_{y1f} + F_{y1r} + F_{cy} \quad (1)$$

Traktörün yalpa düzlemindeki dengesinden:

$$-I_{1xz}\ddot{\emptyset}_1 + I_{1zz}\ddot{\Psi}_1 = aF_{y1f} - bF_{y1r} - l_{1c}F_{cy} \quad (2)$$

Traktörün devrilme düzlemindeki dengesinden**:**

$$I_{1x'x'}\ddot{\emptyset}_1 - I_{1x'z'}\ddot{\Psi}_1 = m_{1s}g(h_{1s} - h_{1r})\emptyset_1 + m_{1s}(h_{1s} - h_{1r})(\dot{V}_{y1} + u_1\dot{\Psi}_1) - (K_{1f}^* + K_{1r}^*)\emptyset_1 - (C_{1f} + C_{1r})\dot{\emptyset}_1 + K_{12}(\emptyset_2 - \emptyset_1) - F_{cy}h_{1cr} \quad (3)$$

Römorkun yanal düzlemindeki kuvvetlerin dengesinden:

$$\dot{m}_2(u_2\dot{\Psi}_2 + \dot{V}_{y2}) - m_{2s}(h_{2s} - h_{2r})\ddot{\emptyset}_2 = F_{y2} - F_{cy} \quad (4)$$

Römorkun yalpa düzlemindeki dengesinden:

$$-I_{2xz}\ddot{\emptyset}_2 + I_{2zz}\ddot{\Psi}_2 = -dF_{y2} - l_{2c}F_{cy} \quad (5)$$

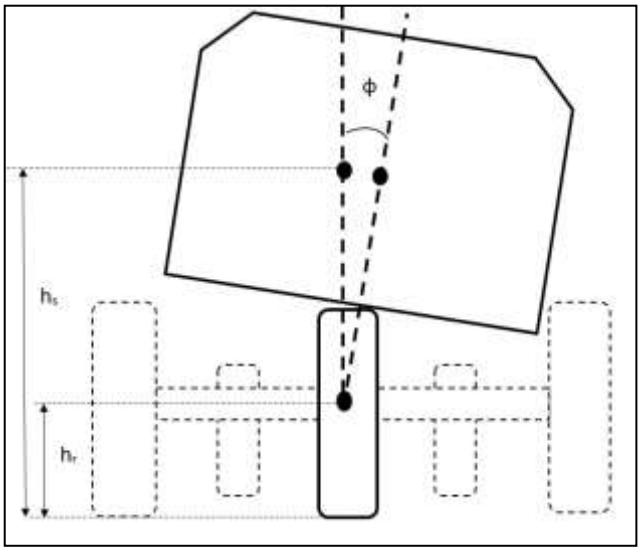
Römorkun devrilme düzlemindeki dengesinden:

$$I_{2x'x'}\ddot{\emptyset}_2 - I_{2x'z'}\ddot{\Psi}_2 = m_{2s}g(h_{2s} - h_{2r})\emptyset_2 + m_{2s}(h_{2s} - h_{2r})(\dot{V}_{y2} + u_2\dot{\Psi}_2) - K_2^*\emptyset_2 - C_2\dot{\emptyset}_2 - K_{12}(\emptyset_2 - \emptyset_1) - F_{cy}h_{2cr} \quad (6)$$

2.1.3 Devrilme Hareketini İçeren Bisiklet Modeli

Modelimizin kurulması adımları arasında sıradaki aşama, bisiklet modele devrilme hareketinin dâhil edilmesidir (bkz. Şekil 2.2). Bu proje kapsamında traktörün devrilme karakteristiği incelenmiş ve bunun önlenmesi için çalışılmıştır. Bu model, bağımsız olarak hareket eden bir devrilme düzlemi modeli ile birleştirilmiş bir bisiklet modelinin kombinasyonu olarak değerlendirilebilir (Cheng ve diğ., 2011). Büyük yanal ivmelerin gerçekleşmediği varsayılır. Böylece yanal yük transferi ihmal edilebilir. Bu model, dönme serbestlik derecesini modele eklerken doğrusal hareket denklemlerini kullanma yeteneğini korur ve sistemin toplam serbestlik derecesini 5'e çıkarır (Sampson ve diğ., 2000).

Bu modele göre taşıtın devrilme analizi yapılırken taşıtın toplam kütlesinin iki temel kütleden meydana geldiği varsayılır. Bunlar yaylı ve yaysız kütlelerdir. Yaylı kütle, bir taşıtın süspansiyonu ile taşınan kütlesidir. Taşıtın şasisi, motoru, vites kutusu, koltukları gibi parçalar yaylı kütleye dahildir. Yaysız kütle ise süspansiyon tarafından taşınmayan kısımlardır. Taşıtın tekerlek aksları, fren bileşenleri ve süspansiyon bileşenleri taşıtın yaysız kütlesini oluşturan bileşenlerdir (Wong, 2005).



Şekil 2.2: Traktör İçin Devrilme Düzlemi.

2.1.4 Devrilme Hareketini Hareket Denklemleri

Daha önceki bölümlerde tanıtılan bisiklet modele devrilme hareketinin de eklenmesi ile elde edilen hareket denklemleri şu şekilde gösterilebilir:

Traktörün yanal düzlem:

$$\dot{m}_1 u_1(\beta_1 + \Psi_1) - m_{1s}(h_{1s} - h_{1r})\ddot{\emptyset}_1 = Y_{\beta 1}\beta_1 + Y_{\Psi 1}\Psi_1 + Y_{\delta 1}\delta_1 + F_{cy} \tag{7}$$

Traktörün yalpa düzlemi:

$$-I_{1xz}\ddot{\emptyset}_1 + I_{1zz}\dot{\Psi}_1 = N_{\beta 1}\beta_1 + N_{\Psi 1}\Psi_1 + N_{\delta 1f}\delta_{1f} - l_{1c}F_{cy} \tag{8}$$

Traktörün devrilme düzlemi:

$$\begin{aligned} I_{1x'x'}\ddot{\emptyset}_1 - I_{1x'z'}\dot{\Psi}_1 &= m_{1s}g(h_{1s} - h_{1r})\emptyset_1 + m_{1s}u_1(h_{1s} - h_{1r})(\beta_1 + \Psi_1) - (K_{1f}^* + K_{1r}^*)\emptyset_1 - (C_{1f} + C_{1r})\dot{\emptyset}_1 \\ &\quad + K_{12}(\emptyset_2 - \emptyset_1) - F_{cy}h_{1cr} \end{aligned} \tag{9}$$

Römorkun yanal düzlemi:

$$\dot{m}_2 u_2(\beta_2 + \Psi_2) - m_{2s}(h_{2s} - h_{2r})\ddot{\emptyset}_2 = Y_{\beta 2}\beta_2 + Y_{\Psi 2}\Psi_2 + Y_{\delta 2r}\delta_{2r} - F_{cy} \tag{10}$$

Römorkun yalpa düzlemi:

$$-I_{2xz}\ddot{\emptyset}_2 + I_{2zz}\dot{\Psi}_2 = N_{\beta 2}\beta_2 + N_{\Psi 2}\Psi_2 + N_{\delta 2r}\delta_{2r} - l_{2c}F_{cy} \tag{11}$$

Römorkun devrilme düzlemi:

$$I_{2x'x'}\ddot{\emptyset}_2 - I_{2x'z'}\dot{\Psi}_2 = m_{2s}g(h_{2s} - h_{2r})\emptyset_2 + m_{2s}u_2(h_{2s} - h_{2r})(\beta_2 + \Psi_2) - K_2^*\emptyset_2 - C_2\dot{\emptyset}_2 - K_{12}(\emptyset_2 - \emptyset_1) + F_{cy}h_{2cr} \tag{12}$$

Küçük açı kabulü varsayılarak kinematik kısıt denklemi ise şu şekilde olur:

$$\beta_2 = \beta_1 + \frac{h_{1r} - h_{1c}}{u_1}\ddot{\emptyset}_1 - \frac{h_{2r} - h_{2c}}{u_2}\ddot{\emptyset}_2 - \frac{l_{1c}}{u_1}\dot{\Psi}_1 - \frac{l_{2c}}{u_2}\dot{\Psi}_2 + \Psi_1 - \Psi_2 \tag{13}$$

Kayma açılarının hesabı için kullanılan denklemler, tekerleklerin yanal sertlik katsayıları da hesaba katılarak şu şekildedir:

$$\alpha_{1f} = -\beta_1 - \frac{a\Psi_1}{u_1} + \delta_1 \tag{14}$$

$$\alpha_{1r} = -\beta_1 + \frac{b\Psi_1}{u_1} \tag{15}$$

$$\alpha_2 = -\beta_2 + \frac{d\Psi_2}{u_2} \tag{16}$$

Traktörler bahçe, tarla tipi ya da daha büyük işletmelerde kullanılmak üzere çok çeşitli boyutlarda ve özelliklerde üretilmektedir. Yapılan modelde gerçekçi sonuçlar elde edebilmek amacıyla gerçek bir traktörün boyutsal parametreleri üzerinde çalışmaya özen gösterilmiştir. Daha önce yapılmış araştırmalarda kullanılmış traktör boyutsal parametrelerini ve çeşitli parametreler için karakteristik özellik denklemlerini kullanarak modelde kullanılacak olan parametreler elde edilmiştir.

Xie'nin tezinde araştırma için kullanmış olduğu genel amaçlı kullanımı olan 4 ton sınıfı John Deere 4020 modeli kütle ve atalet özellikleri için referans kabul edilmiştir (Xie, 1985). İlgili makalede traktör için yaylı ve yaysız kütle oranları belirtilmediği için, yol araçlarındaki bu oran incelenmiş ve genellikle %10-20 arasında değiştiği gözlenmiştir. Tarımsal araç üzerinde çalışıldığı için yaysız kütle, toplam araç ağırlık oranının %20'si kabul edilmiştir. Matlab lineer bisiklet modelinde kullanılan taşıt parametreleri duyarlılık analizi tablosu Tablo 2.1'de verilmiştir.

2.2.Duyarlılık Analizi

Araştırmada kullanılan tarımsal traktöre ve römorka ait çeşitli boyutsal parametreler 4000 kg sınıfındaki iki farklı traktörün kullanıldığı, iki farklı çalışmadan derlenerek elde edilmiştir. Ulaşılamayan büyüklüklerde çeşitli varsayımlar ve yaklaşık hesaplama yöntemlerine başvurulmuştur (Xie, 1984) (Zheng ve diğ, 2019).

Tablo 2.1: Traktör römork kombinasyonu parametreleri ve yapılan duyarlılık analizi sonuçları

				%10 değişimin traktör dinamiğine yüzde etkileri			
				Traktör		Römork	
	İlk Değer	Değişim	Son Değer	Devrilme Açısı	Yalpa Hızı	Devrilme Açısı	Yalpa Hızı
h_{1s}	0.8	10%	0.88	25.0	0.1	4.9	0.0
h_{1r}	0.48	10%	0.528	-15.7	0.1	-3.2	0.0
h_c	0.52	10%	0.572	1.1	0.1	-1.0	0.3
h_{2s}	1.15	10%	1.265	1.3	0.0	15.8	0.0
h_{2r}	0.45	10%	0.495	-0.3	0.1	-4.9	0.0
a	1.693	10%	1.8623	-5.1	-3.9	-4.1	-3.8
b	0.853	10%	0.9383	-5.4	-5.6	-6.3	-6.5
d	0.54	10%	0.594	0.3	0.1	-0.2	-0.8
l_{1c}	1.62	10%	1.782	-0.3	0.4	1.2	2.1
l_{2c}	2.89	10%	3.179	-1.1	-0.5	-2.7	-3.8
I_{1zz}	6181.8	10%	6799.98	-0.6	-0.8	-1.0	-1.3
I_{2zz}	3217.6	10%	3539.36	0.3	0.4	0.1	0.5
I_{1xz}	865.3	10%	951.83	0.0	0.1	-2.1	0.0
I_{2xz}	706.1	10%	776.71	0.3	0.1	0.2	0.0
$I_{1xx'}$	1074.3	10%	1181.73	0.2	0.1	0.0	0.0
$I_{2xx'}$	1788.3	10%	1967.13	0.2	0.1	0.1	0.0
K_{12}	344	10%	378.4	-0.2	0.1	-0.7	0.0
K_{1f}	344	10%	378.4	-1.6	0.1	-0.3	0.0
K_{1r}	391	10%	430.1	-1.7	0.1	-0.4	0.0
K_{2r}	344	10%	378.4	0.0	0.1	-2.7	0.0
C_{1f}	500	10%	550	-3.0	0.1	-0.6	0.0
C_{1r}	500	10%	550	-3.0	0.1	-0.6	0.0
C_{2r}	500	10%	550	-0.8	0.1	-6.0	0.0
Ct_{1f}	148843	10%	163727.3	2.7	2.8	2.5	2.6
Ct_{1r}	223304	10%	245634.4	-2.2	-2.6	-3.1	-2.9

C_{t2}	180859	10%	198944.9	0.2	0.0	-0.1	-0.8
m_{1s}	3350.7	10%	3685.77	10.0	0.6	2.5	0.8
m_{1uf}	244.6	10%	269.06	0.0	0.1	0.0	0.0
m_{1ur}	579.4	10%	637.34	0.0	0.1	0.1	0.2
m_{2s}	1559.7	10%	1715.67	0.9	0.1	9.6	0.7
m_{2u}	389.9	10%	428.89	0.2	0.1	0.0	0.2

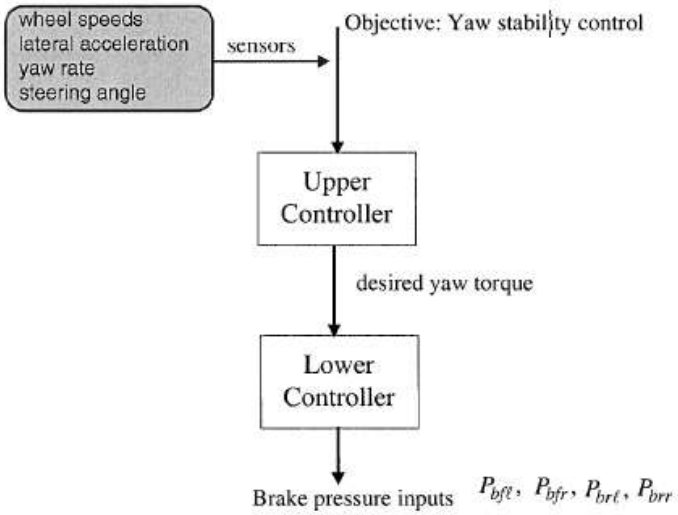
Traktör devrilme ve savrulma kazalarında, ölüm ve kaza sayılarını azaltmak amacıyla traktör ve römork tasarımında ayrıca traktör ve römorkun uygun şekilde eşleştirilebilmesi için traktör ve römorkun dinamik kararlılığı önemli bir konudur. Aşağıdaki Tablo 2.1'de gösterildiği üzere, bu çalışmada dinamik simülasyonları yapılan traktör ve römork parametrelerinin her birinin tasarım parametreleri ayrı ayrı %10 arttırılarak simülasyonları tekrarlanmış ve her bir parametrenin devrilme ve yalpa açılarına etkileri hesaplanarak duyarlılık analizi tamamlanmıştır. Tabloda traktör-römork dinamiğine olumsuz etki eden parametreler etki büyüklüklerine göre kırmızı tonlarında, olumlu etki eden parametreler ise etki büyüklüklerine göre yeşil tonlarında işaretlenmiştir. Buna göre traktör yaylı kütle yüksekliğinin dolayısıyla traktör ağırlık merkezi yüksekliğinin traktör devrilme durumunda en fazla etki eden parametre olduğu aynı zamanda aks ve tekerleklerden oluşan yaysız kütle yüksekliğinin de düşük olmasının devrilme riskini azalttığı görülmektedir. Ayrıca yaylı kütle ve yaysız kütle ağırlık merkezi arasındaki mesafenin büyük olmasının da devrilme eşiğine olumlu etki yaptığı unutulmamalıdır. Yalpa açısı karakteristiğine gelecek olursak en çok etkileyen parametreler taşıtın boylamsal uzunluk parametreleridir. Bununla birlikte lastiklerde oluşan yanal kuvvetin artması da yalpa riskini arttıracağı için lastik yanal sertlik katsayılarının doğru seçimi de önem arz etmektedir.

2.3. Kontrolcü Tasarımı

Traktör-römork kombinasyonunun farklı yol koşullarında kullanılması ve tasarımı gereği ağırlık merkezinin yolcu taşıtlarına göre daha yüksekte bulunması gerek savrulma gerekse devrilme açısından daha riskli bir konumda olmasına yol açar. Engebeli veya kaygan bir yolda taşıt sürücünün kontrolünden çıkabilir ve bu durumda sürücünün refleksleri iki konuda yetersiz kalabilir. İlki sürücü aracın kararlılığı hakkında yorum yapamaz ve direksiyonu fazla kırabilir veya fren pedalına basarak tekerleklerin kilitlenmesine yol açabilir. Bu durum traktörün devrilmesine yol açabilir. İkincisi ise trafiğe açık alanda yol alan taşıt manevra sonucu devrilme veya savrulma riskiyle karşı karşıya kalırsa sürücünün trafikteki diğer taşıtların emniyetini de göz önüne alarak karar vermesi çok düşük bir olasılıktır. Bu yüzden taşıtı ve sürücüyü bu riskli durumlardan uzak tutmak için devrilme ve savrulma sınırlarında devreye giren ve taşıtı olması gereken kararlılık aralığına geri getiren bir kontrolcü bulunmalıdır.

Literatürde bu işlevi yerine getirecek çeşitli kontrolcü tiplerinden bahsedilmiştir. Bunlardan en çok kullanılan ve üzerinde çalışılan kontrolcüler, aktif direksiyon yönlendirme, diferansiyel frenleme, aktif süspansiyon ve bağımsız tork kontrolcüleridir. Bu çalışmada diferansiyel frenleme kontrolcüsü kullanılarak traktör üzerinde asimetrik frenleme yapılmıştır. Bu kontrolcünün diğerlerine göre avantajları daha az maliyetli olması, traktör üzerine daha kolay uygulanabilir olması, farklı yol koşulları sebebiyle oluşabilecek bozulmalardan etkilenmemesi, taşıtın manevra kabiliyetini engellememesi ve taşıtın hızını azaltıp yanal ivmenin düşmesine sebep olarak devrilme riskini azaltması söylenebilir (Bo-Chiuan & Huei, 2001).

Diferansiyel frenleme kontrolcüsü iki ana bölümden oluşmaktadır: üst kontrolcü ve alt kontrolcü. Üst kontrolcüde kayma modu kontrolcü (sliding mode controller) algoritması kullanılarak traktörün devrilmesini ve savrulmasını engellemek için gerekli olan ek moment hesaplandı. Alt kontrolcüde ise üretilecek ek momentin tekerleklere fren kuvveti olarak hangi oranda ve nasıl iletileceği kontrol edildi. Kontrolcü mimarisi Şekil 2.3'de gösterilmiştir.



Şekil 2.3: Diferansiyel frenleme kontrolcüsü şeması (Rajamani, 2006)

2.3.1 Üst Kontrolcü Tasarımı

Kararlılığı sağlayabilmek için gerekli moment aşağıdaki gibi hesaplanır (Rajamani, 2006):

$$\Psi_{ref} = \frac{\dot{x}}{l_f + l_r + \frac{m\dot{x}^2(l_r C_f - l_f C_r)}{0.5 C_f C_r L}} \tag{17}$$

$$\beta_{ref} = \frac{l_r - \frac{l_f m\dot{x}^2}{C_r L}}{l_f + l_r + \frac{m\dot{x}^2(l_r C_f - l_f C_r)}{0.5 C_f C_r L}} \tag{18}$$

$$\Psi_{\text{üst_sınır}} = 0.85\frac{\mu g}{\dot{x}} \tag{19}$$

$$\beta_{\text{üst_sınır}} = \tan^{-1}(0.02\mu g) \tag{20}$$

$$\Psi_{hedef} = \Psi_{ref} \; if \; |\Psi_{ref}| \leq \Psi_{\text{üst_sınır}} \tag{21}$$

$$\Psi_{hedef} = \Psi_{\text{üst_sınır}}\ sgn(\Psi_{ref})\ if\ |\Psi_{ref}| > \Psi_{\text{üst_sınır}} \tag{22}$$

$$\beta_{hedef} = \beta_{ref}\ if\ |\beta_{ref}| \leq \beta_{\text{üst_sınır}} \tag{23}$$

$$\beta_{hedef} = \beta_{\text{üst_sınır}}\ sgn(\beta_{ref})\ if\ |\beta_{ref}| > \beta_{\text{üst_sınır}} \tag{24}$$

Kayma yüzeyi aşağıdaki gibi tavsiye edilmiştir (Rajamani, 2006) :

$$s = \Psi - \Psi_{hedef} + \xi(\beta - \beta_{hedef}) \tag{25}$$

$$\dot{s} = \dot{\Psi} - \dot{\Psi}_{hedef} + \xi(\dot{\beta} - \dot{\beta}_{hedef}) \tag{26}$$

ξ parametresinin değeri aşağıdaki gibi belirlenebilir (LiQiang & Yue, 2014):

$$\xi = \begin{cases} 0 & \beta < \tan^{-1}(0.02\mu g) \\ \dfrac{\beta}{\tan^{-1}(0.025\mu g)} & \tan^{-1}(0.02\mu g) \leq \beta \leq \tan^{-1}(0.025\mu g) \\ 1 & \beta \geq \tan^{-1}(0.025\mu g) \end{cases} \tag{27}$$

Gerekli ek moment aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\frac{\rho + \cos(\delta)}{I_z} M_b = \left[\left(-\frac{l_f}{I_z}(C_f\alpha_f)\cos\delta\right) + \left(-\frac{l_r}{I_z}(C_r\alpha_r)\right) - \dot{s} + \dot{\Psi}_{hedef} - \xi(\dot{\beta} - \dot{\beta}_{hedef})\right] \tag{28}$$

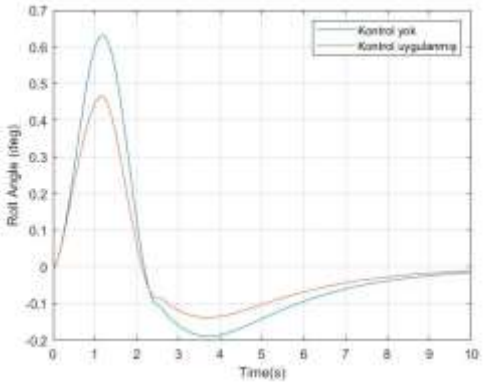
2.3.2 Alt Kontrolcü Tasarımı

Alt kontrolcü sayesinde üst kontrolcüde hesaplanan ek momenti üretebilmek için tekerleklere hangi oranda frenleme uygulanacağına karar verilir ve fren kuvvetleri aşağıdaki denklemle hesaplanır. Buna göre diferansiyel fren kuvveti:

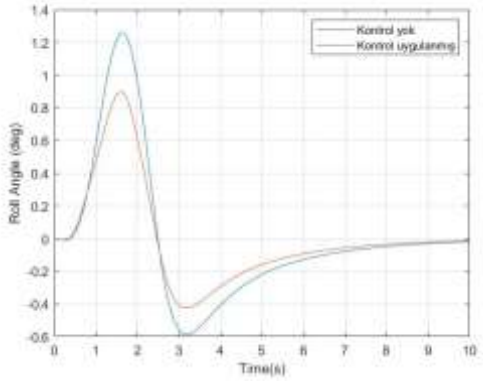
$$\Delta F_x = \frac{2M_b}{l_w} \tag{29}$$

3. SİMÜLASYON SONUÇLARI

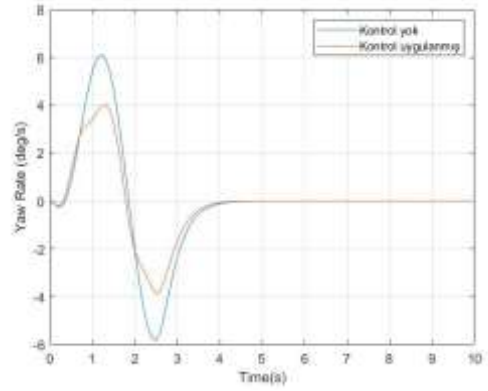
Önceki bölümlerde açıklanan modeller Matlab/Simulink ortamında simüle edilmiştir. Simülasyon sonuçları Şekil 3'te görüldüğü gibidir.



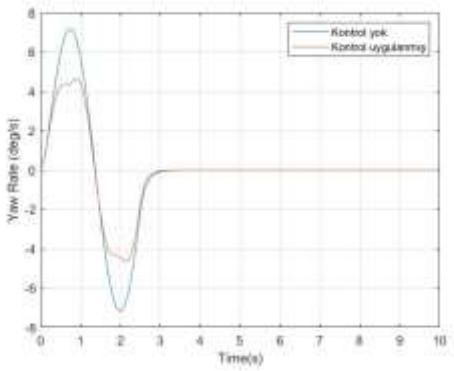
Şekil 3.1.a: Kontrolcüsüz ve kontrolcü uygulanmış durumda traktör devrilme açıları.



Şekil 3.1.b: Kontrolcüsüz ve kontrolcü uygulanmış durumda römork devrilme açıları.



Şekil 3.1.c: Kontrolcüsüz ve kontrolcü uygulanmış durumda traktör yalpa açıları.



Şekil 3.1.d: Kontrolcüsüz ve kontrolcü uygulanmış durumda römork yalpa açıları.

Kontrolcü, 30 km/h hızda şerit değiştirme hareketi yapan ve kontrolcü olmadan römorkun yuvarlandığı bir traktör-römork kombinasyonuna uygulanmıştır. Grafiklerde görüldüğü üzere devrilme ve yalpa riskleri önemli oranda düşürülmüştür. Asimetrik frenleme sayesinde traktör devrilme açısında %26.4, römork devrilme açısında %28.65, traktör yalpa hızında % 35 ve römork yalpa hızında % 33.7 oranlarında iyileşme sağlanmıştır.

4. SONUÇLAR

Duyarlılık analizleri yapılarak bir traktör ve römork çiftinin devrilme açısı ve yalpa açısına etki eden tasarım parametreleri belirlenmiştir. Bu tasarım parametreleri araç devrilme ve yalpa karakteristiklerini iyileştirmek için kullanılabilir. Yapılan simülasyonun sonuçlarına göre kontrolcünün sisteme eklenmesiyle traktör ve römork çiftinin devrilmesine sebep olabilecek dinamik etkenlere verilecek cevaplar iyileştirilmiştir.

Bu iyileştirme oranlarının daha da yükselebilmesi için römorka da bir kontrolcü uygulanması faydalı olacaktır. Ayrıca aktif direksiyon yönlendirme ve aktif süspansiyon gibi farklı kontrolcülerin de ek olarak uygulandığı sistemlerde çok daha büyük iyileştirme oranları görülecektir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada yardımlarından dolayı Dr. Öğretim Üyesi Oğuz Altay ve Prof. Dr. Ata Muğan'a teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

[1] Çalışkan, E.T. , Kaya, A.A. , Kozal, Ö.E. , Saygılı, F. , (2018) , Türk Tarımının Global Entegrasyonu ve Tarım 4.0 (İzmir Ticaret Borsası Proje Raporu)

[2] URL 1: TÜİK(2019) ,Türkiye İstatistik Kurumu Karayolu Trafik Kaza İstatistikleri, https://tuikweb.tuik.gov.tr/PreHaberBultenleri.do?id=33628

[3] Alçayır, A., (2018) "Konya İli Çumra İlçesi Tarım İşletmelerinde Meydana Gelen Traktör ve Tarım Makineleri Kaynaklı İş Kazalarının Belirlenmesi", Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.

[4] Baran, M. Benal Öztekin, Y. Kayhan, İ , (2019), "Tarım Makinalarının Kullanımında Meydana Gelen İş Kazalarının Tespiti ve Değerlendirilmesi (Kırklareli İli Örneği)", Tarım Makinaları Bilimi Dergisi , 15 (1) , 19-34 .

[5] Bo-Chiuan, C., Huei, P. (2001), "Differential-Braking-Based Rollover Prevention for Sport Utility Vehicles with Human-in-the-loop Evaluations", International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 36:4-5, 359-389.

[6] LiQiang, J., Yue, L. (2014). Study on Adaptive Slide Mode Controller for Improving Handling Stability of Motorized Electric Vehicles. Mathematical Problems in Engineering.

[7] Rajamani, R. (2006), Vehicle Dynamics and Control, Springer, New York

[8] Milani, S. A. “Modeling, simulation, and active control of tractor-semitrailer combination”, M.Sc. Thesis, Middle East Tech. Univ. Ankara, Turkey, 2015**.**

[9] D. Oberoi, “Enhancing roll stability and directional performance of articulated heavy vehicles based on anti-roll control and design optimization,” M.Sc. Thesis, Univ. Ontario Inst. Technol. Oshawa, Ontario, Canada, 2011.

[10] Zheng E. X, Xinyu Zhong, Rui Zhu, Jinlin Xue, Song Cui, Huisong Gao, Xiangze Lin, Investigation into the vibration characteristics of agricultural wheeled tractor-implement system with hydro-pneumatic suspension on the front axle, Biosystems Engineering, Volume 186, 2019, Pages 14-33, ISSN 1537-5110, https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2019.05.004

[11] Xie, Liansuo, "Simulation of tractor-trailer system stability" (1984). *Retrospective Theses and Dissertations.*

[12] Xie, L., & Claar, P. (1985). Simulation of Agricultural Tractor-Trailer System Stability. SAE Transactions, 94, 744-757. Retrieved January 23, 2021

AUTOMATION of EXTERIOR PANEL DENT RESISTANCE SIMULATIONS

İlker BAHAR[1], Tamer AYDINER[2]

[1,2] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş R&D Center, Bursa, Turkey
[1] Corresponding Author: İlker BAHAR, ilker.bahar@tofas.com.tr

ABSTRACT

In automotive industry, there is an increasing demand for weight reduction by using thinner sheets in automotive exterior panel. So, finite element simulation of dent resistance of automotive exterior panels has become a very important step in automotive body design. The purpose of the simulation is to evaluate the exterior panel denting resistance characteristics and provide an objective measurement of panel denting resistance under the typical events like shopping carts, hail hitting the panels. Not only all activities in simulations such as determining the points where force will be applied according to test configuration, positioning the indenter to normal of panel surface without penetration, take the high time but also these operations are closely related to the experience of virtual analysis engineer. Moreover, during the solution of the analysis convergence problems arise due to the nature of the buckling analysis and the waste of time is increased. Based on this, it will be useful to automate the process. In this paper, an Abaqus User Subroutine that calculates the reaction force as a target by using variable displacement and stops the current step of the analysis when the target achieved was written in Fortran language for solving convergence problems during the analysis. At the end of the study, it was revealed how much time wasting was prevented according to the current situation.

Keywords: Automation, buckling, dent resistance, finite element simulation, subroutine

1. INTRODUCTION

Nowadays, there is great concern about mass reduction of vehicles in automotive industry. Therefore, not only using more light weighted materials but also using of thinner gauged high-strength steel sheets or thicker aluminum sheets are getting increase. As a result, exterior panel dent resistance simulations that refers to resist again elastic or plastic deformation due to dynamic and quasi-static loads become one of the key design parameters in automotive design.

Over the last past years, studies regarding automation of finite element simulations panels in terms of pre-post processes were carried out as a result of digitalization. Gerngross and Pellegrino implemented a material model by using a user-defined in Abaqus due to not available viscoelastic material model for finite elements and verified a set of cylindrical balloons analytically. Also, the results observed experimentally to compare with analytical results (Gerngross and Pellegrino, 2007). Bortoleto et al. developed a computational tool, using Abaqus and Fortran, for analyzing the complete problem of heat treatment issue and thermal stresses which includes the phase transformations, microstructure and material properties. Thus, it was possible to extend functionality of Abaqus with Fortran subroutines by considering metallurgical and microstructural behavior of steel materials by themselves. Also, numerical results were compared with the literature results to agree with them (Bortoleto continued, 2009). The design criteria for high strength carbon fiber reinforced polymers are often chosen as compression strength of material due to being as low as 50 to 60 percent of the tensile strength. In order to make simulation of the failure modes in composites correcly, some effects such as yielding properties of the matrix material and kink-band should be teken into account. Therefore, Sørensen et al. presented a model by using UMAT user subroutine in Abaqus (Sørensen continued, 2009). Liu et al. implemented bone remodeling algorithms via Abaqus user subroutine USDFLD that performs the remodeling simulation in one single analysis without complicated postprocessing routines and also made workflows easier for designers, researchers and physicians (Liu continued, 2010). Luo and Zhao developed the second realize of Abaqus by using the manual of Abaqus. They put a new strategy forward in order improve efficiency and overcome the worse convergence of the Simple Generic Algorithm (Luo and Zhao, 2011). Park and Paulino created a potential-based

cohesive zone, called as PPR model, in Abaqus by using a user-defined element UEL subroutine. By this implementation, this model can be formulated within in the standart finite element framework for a two-dimensional analyses. At end of study, they compared thet computational results of the model with the analytical solutions in order to agree. They also provided the source code of the UEL subroutine for educational purposes (Park and Paulino, 2012). Ure et al. developed Linear Matching Method whose calculations are primarily carried out using the UMAT subroutine in Abaqus. In addition, the development of a Abaqus/CAE plug-in is discussed to aid wider adoption of the LMM as an analysis tool for industry (Ure continued, 2012). Castillo et al. studied on a FEM debond onset and growth at fibre-matrix interfaces in a single fibre. They provided the Linear Elastic Brittle Interface Model by using a user subroutine UMAT in Abaqus (Castillo continued, 2014). A user-defined element (UEL) subroutine is implemented by Chester et al. in the Abauqs for fluied diffusion and large deformations of elostomeric gels. They described the detail of a specialized form of the constitutive equations and the governing partial differantial equations of the theory (Chester continued, 2015). Ming and Pantalé developed a VUMAT subroutine that is an efficient and robust numerical algorithm for implementation of elasplastic constitutive laws in Fortran Language for Abaqus/Explicit. By this subroutine, they used more complex method that allows to obtain improved precies results instead of Abaqus' itself time integration scheme with only few a computational time (Ming and Pantalé, 2018).

The present paper focused on the implementation of UAMP subroutine written in Fortan language that uses displacement to reach calculated reaction force as a target and and also flags to skip next step in ABAQUS. This subroutine changes the displacement by calculating gradient of the reaction force under remaining time of the step in case needed. Thus, the convergence problems of dent resistance simulations mostly in automotive exterior were reduced due to there is no need inverse of the matrix for solving equations during the current step of analysis. Since the negative eigenvalues can be calculated which is not possible in the force method as a result of Newton Raphson, graph of the buckling behavior could be extracted. Moreover, it has been revealed how much time has been saved via this method at the end of the study.

2. MATERIAL AND METHOD

As known from the literature, the finite element models are generated in solvers such as Abaqus, Ls-Dyna etc. are usually nonlinear. The models involve from a few to thousands of variables. In terms of these variables the equilibrium equations obtained by discretizing the virtual work equation can be written symbolically as **Eq. (1)** below (ABAQUS Analysis Theory Manual, 2017):

$$F^N(u^M)=0 \tag{1}$$

Where F^N is the force component conjugate to the Nth variable in the problem and u^M is the value of the Mth variable. Due to history dependent simulations, the solution must be developed by a series of "small" increments. As a result, solving is required for each increment to discretization of few to thousands of variables equilibrium statement Eq. (1) and the increment size should be chosen. Generally, finite element solvers use Newton's method as a numerical technique for solving the nonlinear equilibrium equations. According to this choice, the convergence rate obtained by using Newton's method compared to the convergence rates exhibited by alternate methods such as modified Newton or quasi-Newton methods for the types of nonlinear problems. The basic formalism of Newton's method is as **Eq. (2)** follows (ABAQUS Analysis Theory Manual, 2017):

$$x_1 = x_0 - \frac{f(x_0)}{f'(x_0)} \tag{2}$$

This process may be repeated as many times as necessary to get the desired accuracy. In general, for any x-value x_n, the next value given by **Eq. (3)** below [13]: (ABAQUS Analysis Theory Manual, 2017):

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)} \tag{3}$$

Dent resistance simulations are usually unstable problems due to buckling. It is often necessary to obtain nonlinear static equilibrium solutions for unstable problems, where the load-displacement response can exhibit the type of behavior sketched in **Fig. 1**. During periods of the response, the load and/or the displacement may decrease as the solution evolves. It is assumed that the response is reasonably smooth that sudden bifurcations do not occur. The basic algorithm remains the Newton method; therefore, at any time there will be a finite radius of convergence. Further, many of the materials (and possibly loadings) of interest will have path dependent response. For these reasons, it is essential to limit the increment size (ABAQUS Analysis User's Manual, 2017).

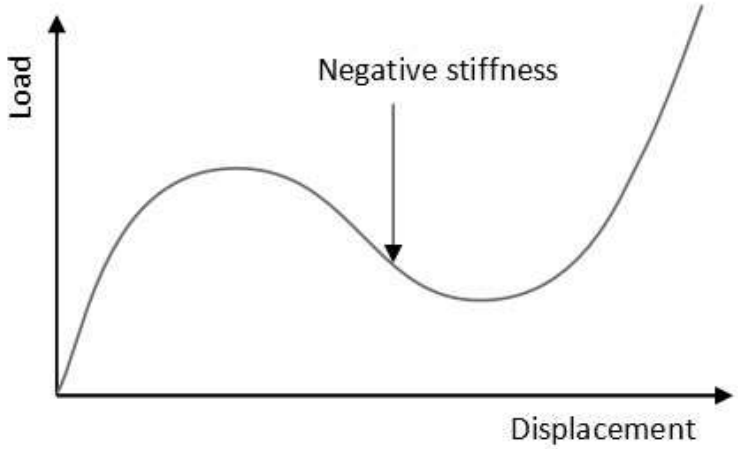


Figure 1. Typical load-displacement curve for instabilities

Several approaches are possible for this type of behavior. One is to treat the buckling response dynamically, thus actually modeling the response with inertia effects included as the structure snaps. Another approach would be to use dashpots to stabilize the structure during a static analysis for solving unstable problems but in this case the accuracy of the results is often far from reality. In almost cases displacement control can provide a better solution, even when the conjugate load (the reaction force) is decreasing as the displacement increases. For this purpose, a solution dependence introduced an UAMP subroutine in Fortran language that provides all data information about every increment pass developed.

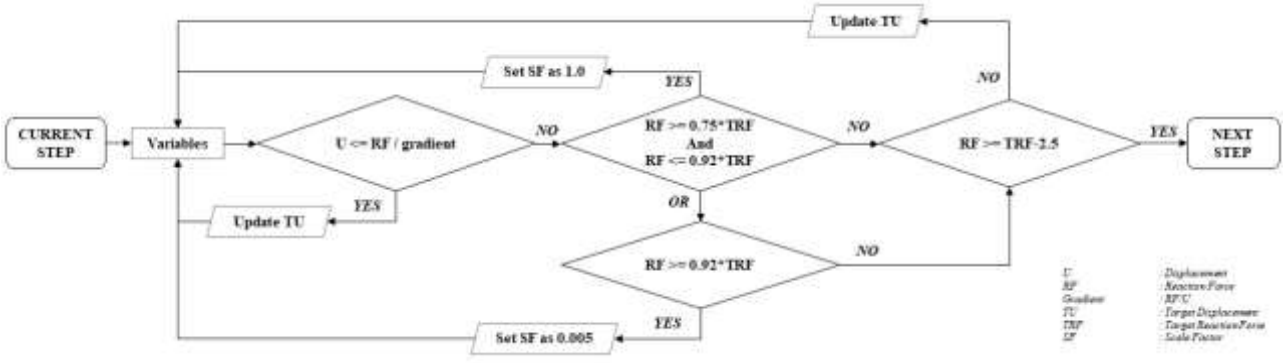


Figure 2. Algorithm of UAMP subroutine

The methodology of UAMP subroutine can be summarized as shown in **Fig. 2**. All variables pass to identify values at first increment in current step. Gradient is calculated for changing ratio of stiffness and thus, target displacement is updated in case current displacement is far away this value in a short remaining time step. At every increment, the relationship between reaction force and target reaction force is controlled. Scale factor is updated according to this information. If the reaction force reaches 75% percentage of the target reaction force, the scale factor reduced from two to one but when 92% percentage is reached, the scale factor is set as 0.05 to minimize displacement for next step due to its proximity to the target. The force difference is set as 2.5N between the reaction force and the

target reaction force to flag the current step as completed. UAMP automatically updates the target displacement if this value is not satisfied. Thus, the target reaction force can be calculated within small errors that can be neglected.

Since the displacement method used in UAMP, buckling behavior that cause convergence problems in Newton's method due to negative eigenvalues can be easily observed. In addition, the computational times are improved since the stiffness matrix does not need to be inversed as in the Newton's method. When this situation is taken into account at more than one force applying point, it is obvious how much time saving will be.

3. NUMERICAL STUDIES

Loading conditions, constraints and other properties such thickness, material etc. should be defined correctly to solve complicated denting resistance and complicated behavior of buckling. Technical terms that used during the whole study can be found at **Table 1**.

Table 1. Technical terms

Technical Term	Explanation
Buckling	Recoverable, localized reversal of curvature failure
Permanent Dent	Residual visible deformation
Hard-Oil Canning	When the panel reverses before pusher. Therefore, the panel and pusher can lose contact between each other in a short time. It can be easily observed from load displacement curve because of hard slope.
Soft-Oil canning	When the panel reverses at the same time with the pusher. Panel and pusher do not loose contact between each other but It can be observed from load displacement curve drop.
Panel Initial Stiffness	Minimum deformation value when a light load is applied.
No Damage Threshold	Minimum load value that panel surface resists without a permanent dent.
Pusher Cover	8 mm thick a foam layer on the pusher contact surface.
Slam Zone	Area of hood to be subjected to incidental damage during closing.
Wipe Zone	Area of hood that is reachable for a human hand during car washing.

Fig. 1 shows a typical stiffness curve of automobile panels. From figure, it is seen that the panel deformed with increasing load has three different stiffness zones. Stiffness in the first region that starts from base statement of the graph to **Point-A** can be defined as a function of properties depending on parameters such as Young Modulus, material, thickness, sheet form and boundary conditions. In this region, bending and compression membrane stresses are effective in the panel. Generally, this region acts as elastic. When the load applied on the panel increases, the panel form changes from the convex form to the concave form and the rigidity of panel decreases. So, the panel show unstable behavior in this region between **Point-A** and **Point-B**. Transition in this unstable region can take place in hard or soft form. In case of soft form, the contact between the panel and the indenter is not lost due to collapse but in case of hard transition vice versa. The stresses acting in this zone are combination of bending and tensile stresses. After that, the tensile membrane stresses in the panel start increasing and another zone arise that starts with **Point-B**. In this region, the panel stiffness increases again with the increasing load. Although, there are various analytical studies, no analytical solution has yet been found for the stiffness calculations of the second and the third region.

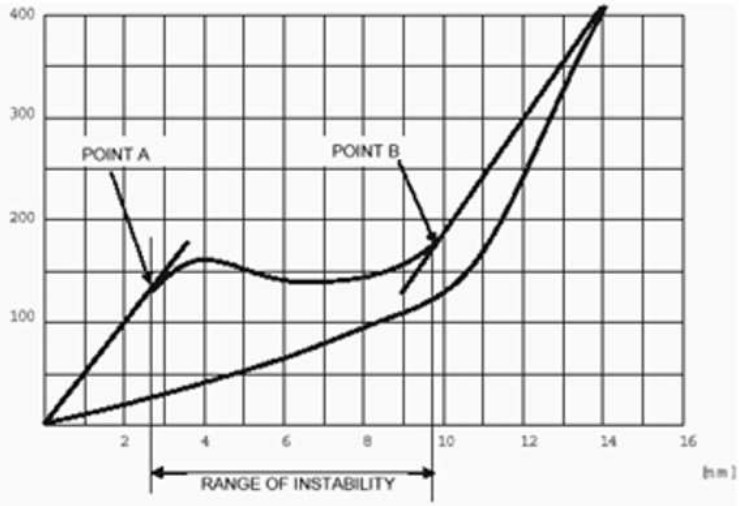


Figure 3. A Typical Force - Displacement Curve

Generally, the finite element models mostly body in white generated via shell because, almost 95% of an automotive structure is created from thin sheet parts that are suitable for shell theorem. In this study, the finite element model of hood was created via Altair Hypermesh 2017.3 as shown **Fig. 4** All mechanism of hinges and lock mechanism were involved the finite element model. Except some parts, 2D mesh that consist of full integration quad elements and full integration triangle elements for transition were used whole model. Also, mesh detail of clamp area and latch mechanism are can be seen from section cut.



Figure 4. Mesh structure of the hood panel assembly

Structural or non-structural Adhesives that are not suitable for shell theorem are modelled with 3D solid continuum elements (non-reduce) as shown **Fig. 5-a**. Moreover, fasteners such as spot welds were created via CONN3D2 element as point that generated during analyses by importing include file as shown **Fig. 5-b**. They had beam section property with 5mm rod attribute. Bolt connections were implemented via BEAM element that type of rigid elements.

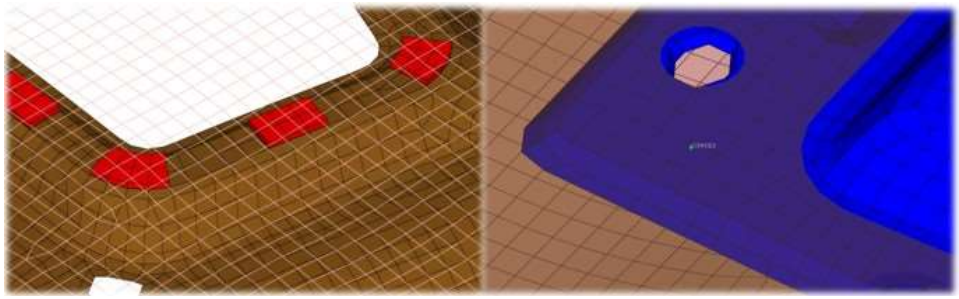


Figure 5. a) 3D mesh structure of adhesives b) 1D mesh structure of fasteners

A part as called as intender which consist of a cylindrical pusher and a cover diameter to apply vertical load during the analyses was used. The indenter's finite element model was created via hybrid elements. The cylindrical pusher has 80 mm. diameter top hat. The indenter cover is 7.5 mm thick and made from high-density foam sheet.

Detailed FEM of the indenter can be seen from **Fig. 6-a**. The indenter's material had a hyperelastic behavior in simulations. When the indenter pushed to rigid wall, the behavior of the intender pusher and the indenter of cover act like graph below. Shape change of the indenter under force also can be seen from **Fig. 6-b**. Wireframe with blue color represents initial position of the indenter and red color represents deformed shape of the indenter. Moreover, nonlinear material properties such as FEP04, FEP13, FE220BH, FE340F were applied for each other parts as the indenter.

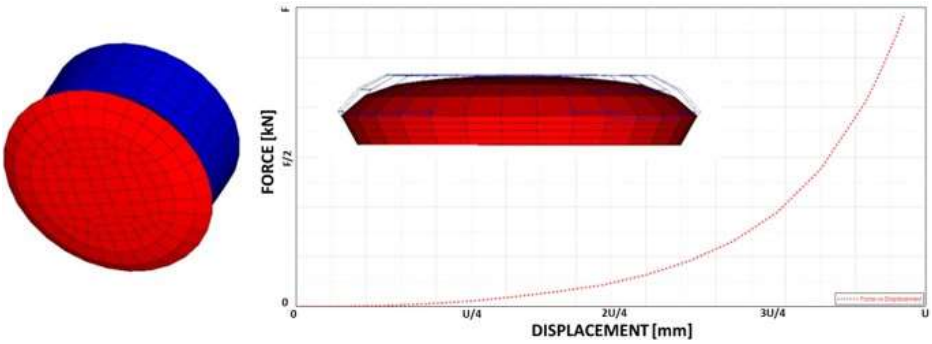


Figure 6. a) Finite element model of the indenter b) Behavior of the indenter on a rigid wall

Element quality is a crucial point of finite element analyses. Sometimes, it is called as main issue for convergence problems. Therefore, it is necessary to achieve a certain element quality shown at **Table 2**.

Table 2. Summary of element quality

Quality	Value	Pass Criteria
Tria Ratio per Components	4.16	≤ 5.00
Warpage	17.76	≤ 20.00
Aspect Ratio	4.99	≤ 5.00
Skewness	44.92	≤ 45.00
Jacobian	0.61	≥ 0.60

Dent resistance's finite element analyses consist of local models. Generally, half or quarter of finite element model with cut body in white is used except sub-assemblies such as moving parts due to their mechanisms. The boundary conditions of the hood panel assembly can be seen from **Fig. 7**. Latch point was constrained in lateral and vertical directions except transitional. Also, bump stopper locations were just constrained to its local surface normal. The boundary conditions for the four-bar hinge can be seen also from **Fig. 7**. The body side hinge has two moving links whose hinge pin is freely allowed to rotate and one link whose hinge pin is freely allowed to rotate and translation. The body side hinge bolts were constrained in all degree of freedom as it will be bolted to the body in white.

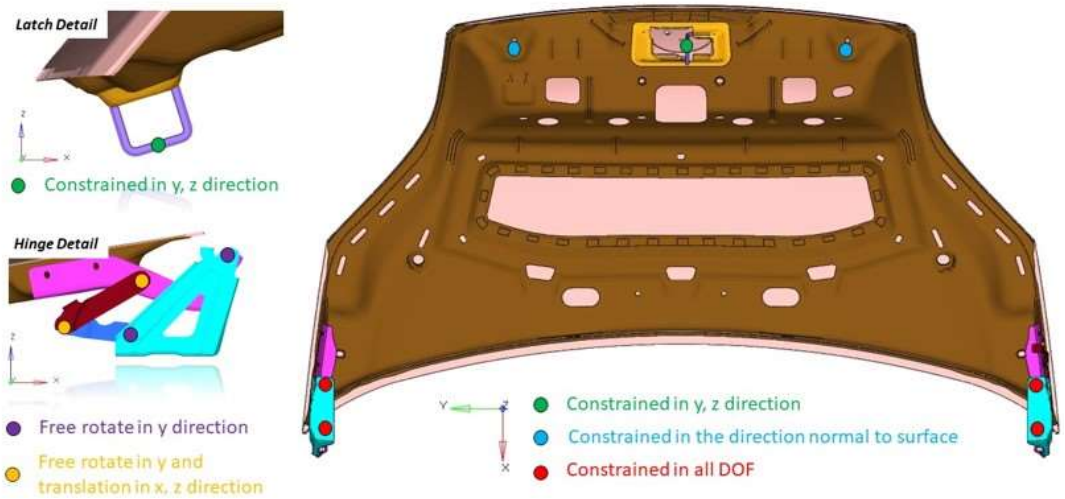


Figure 7. Hood boundary conditions

Hood's main area was divided to specific load application zone according to test specifications as shown **Fig. 8** that explained in **Table 1**. The wipe zone and the slam zone have different pre-defined pass criteria. The positions of indenter were created inside these zones and only red one was selected specifically for this study.

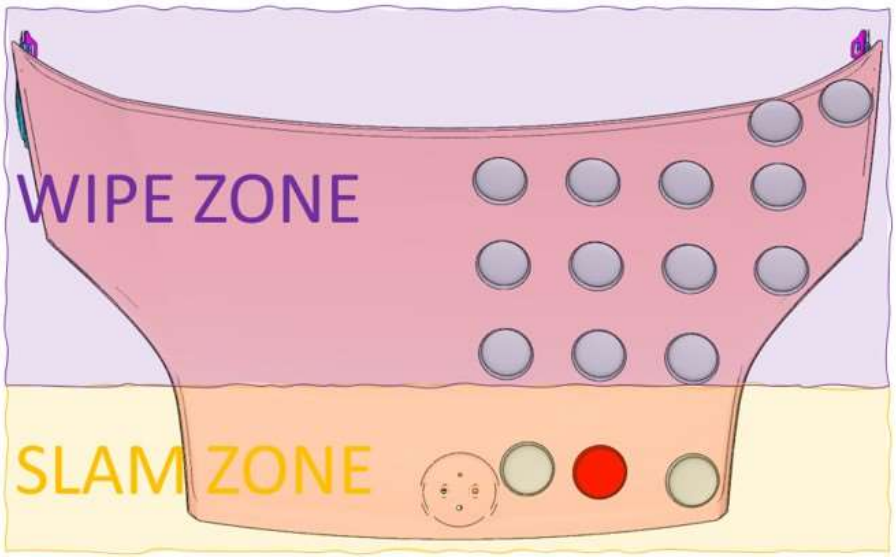


Figure 8. The indenter positions for hood

Fig. 9 shows how the indenter was positioned surface normal of the hood panel. The indenter is constrained in all degree of freedom except surface normal to the panel.

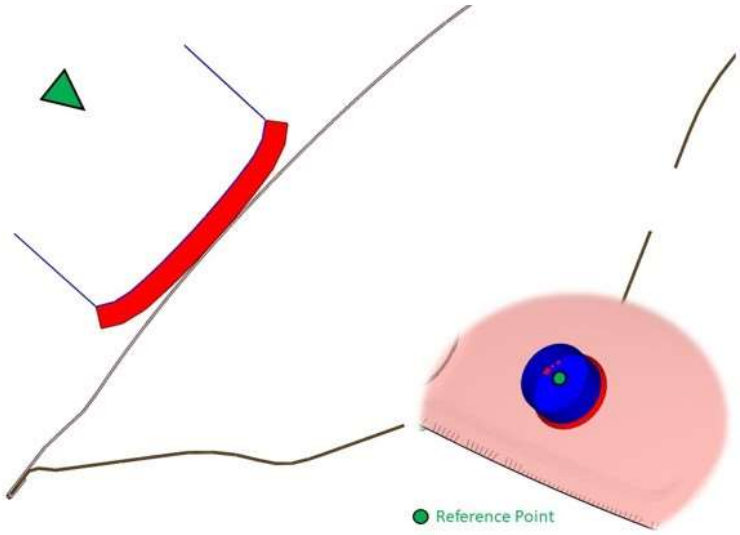


Figure 9. Loading conditions of the indenter

Two different analyses, the force method and the displacement method, were performed via Abaqus v6.14 nonlinear implicit solver. In displacement method, a user-variable UAMP subroutine was defined in run file via "*AMPLITUDE" keyword for changing the target displacement after each converged iteration. Also, a sensor added the reference point of the indenter to check the displacement of indenter and the reaction force of the indenter in local surface normal direction.

4. RESULTS

Results were post-processed by using Hyperview 2017.2.3. Displacement, stress, equivalent plastic strain and reaction were requested for output. Normalize values of the maximum displacement for the loading condition can be seen from **Fig. 10**.

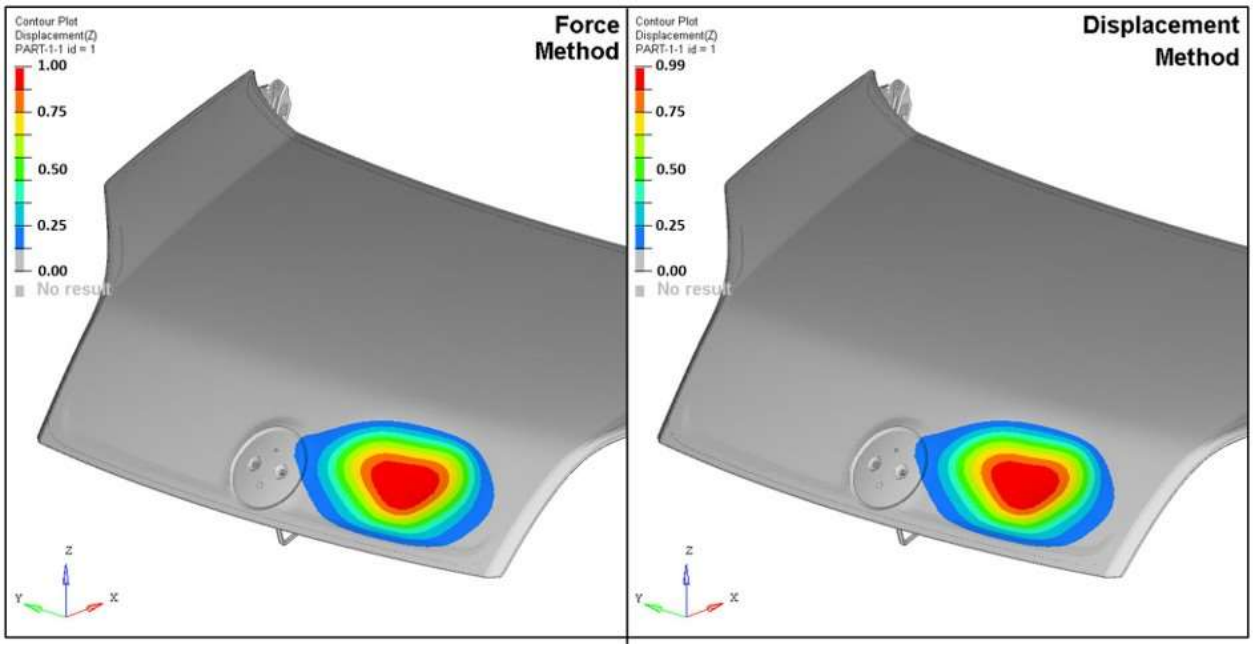


Figure 10. Maximum normalize displacement contour for each method

Normalize values of the permanent displacement after loading condition can be seen from **Fig. 11**. Although, a buckling has been seen, it was recovered due to elastic which is described.

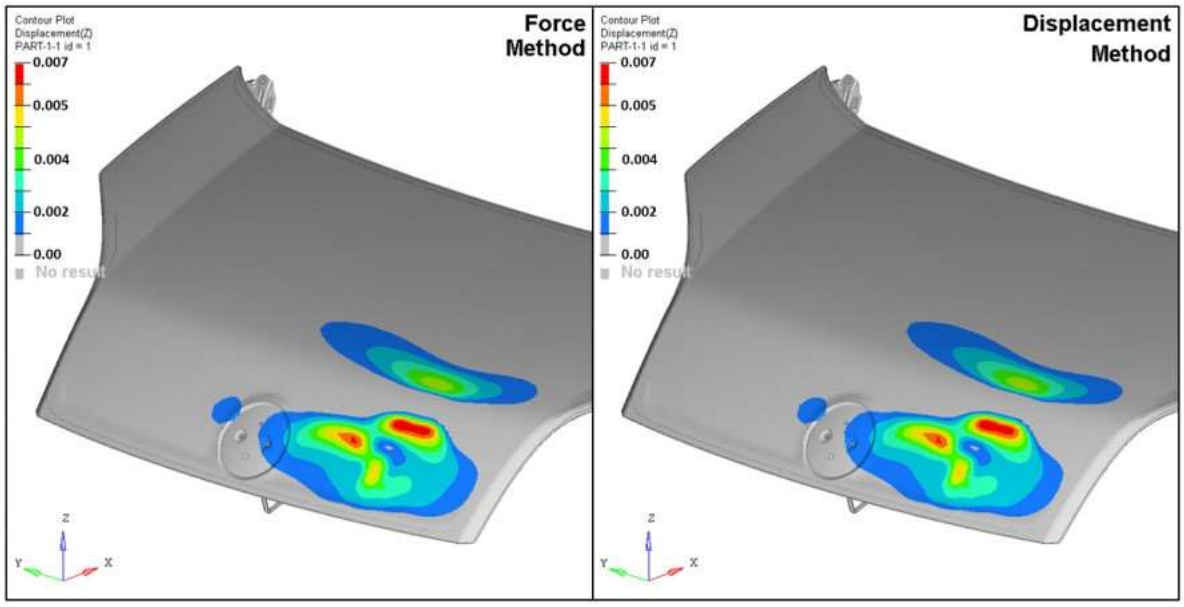


Figure 11. Permanent normalize displacement contour for each method

Fig. 12 shows the buckling after loading condition. Generally, this behaviour is checked to understand the buckling is recoverable or not.

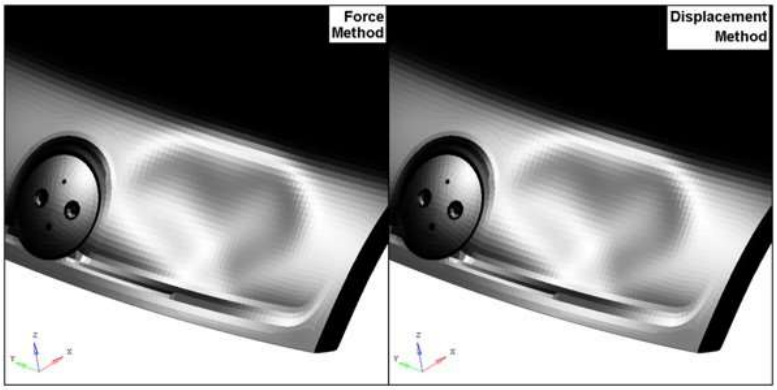


Figure 12. Buckling behaviour after loading condition

It is also known that dents higher than 0.5mm can be seen easily. In order verify this situation, the results were checked via colored light under the permanent displacement contour as shown **Fig. 13**.

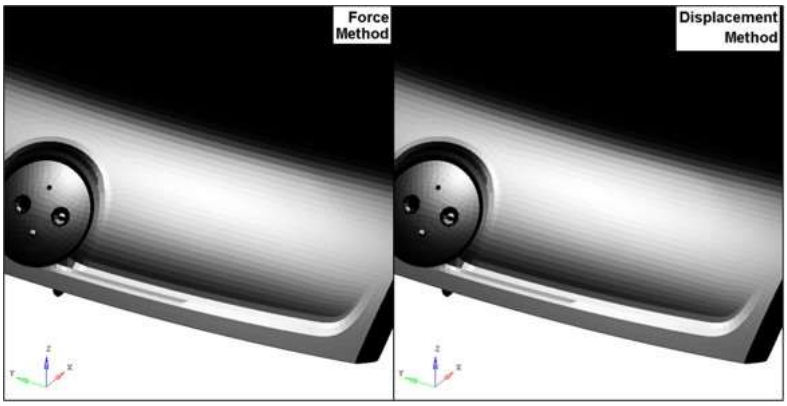


Figure 13. Visible dent control for each method

Force-displacement graph of the current force applying point shown as **Fig. 14**. It is plotted by using the indenter's reference node force and reaction force values and the hood's reference node displacement values. Unstable area due to stiffness change can be seen by starting from 0.05U mm and 0.25U mm After this point, the stiffness of the panel got higher similar to Fig. 3 because of the increasing tensile membrane stresses in the panel. Both curves behaved the same respect to the figure below except one region that called as unstable or instability. In the force method, the buckling behavior in this region could not be captured graphically due to negative eigenvalues. On the other hand, the displacement method exhibits this behavior very well by revealing negative eigenvalues since it does not need to reverse in matrix operations. The difference between the applied force and the read reaction force and the maximum displacement reached is acceptable.

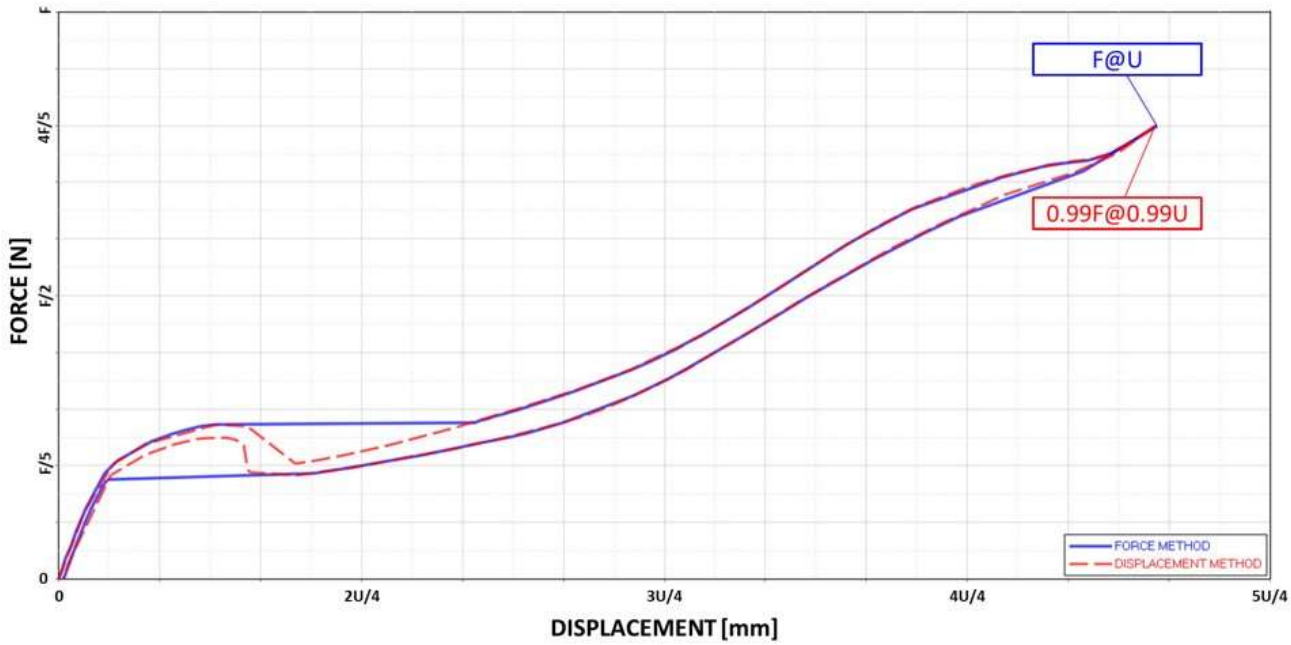


Figure 14. Force – displacement curve of the indenter for current position

5. DISCUSSION AND CONCLUSION

In this study, an Abaqus UAMP subroutine written in Fortan language for using displacement method to reach calculated reaction force instead of force method. Two methods were used in hood's panel structure to verify comparasion. Also, it has been revealed how much time has been saved via displacement method. Summary of results for comparasion of two method can be seen from **Table 3**.

Table 3. Summary of results

Value	Force Method	Displacement Method	Diff
Force [N]	F	0.99F	% 0.17
Maximum Displacement [mm]	U	0.99U	% 0.18
Permanent Displacement [mm]	U_p	U_p	% 0.00
Visible Denting	NO	NO	Compatible
Job Time [hh:mm:ss]	02:52:32	01:12:55	%58.3
Buckling Behaviour in Graph	NO	YES	Better

As can be seen from the table, the displacement method has achieved the same target force and displacement values as the force method. Morever, the job time of the analysis decreased as a half of the force's method job time and improved. In this way, extra time was gained for product development in early phases of automotive design. It is aimed to develop this study by using this method for similar analyses.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors gratefully acknowledge the support of TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş..

REFERENCES

[1] Gerngross, G., Pellegrino, S. (2007), "Modelling of Anisotropic Viscoelastic Behaviour in Super-Pressure Balloons", Collection of Technical Papers - Structural Dynamics and Materials Conference, 2.

[2] Bortoleto, E.M., Sarmiento, G.S., Junior, A.F., Gastón, A. (2009), "Using Abaqus User Subroutines to Develop a New Finite Element Modeling Tool for Heat Treatment Simulation", SIMULIA Customer Conference, 2009.

[3] Sørensen, K.M., Mikkelsen, L.P., Jensen H.M. (2009), "User Subroutine for Compressive Failure of Composites", SIMULIA Customer Conference, 2009.

[4] Liu, X., Govindarajan, S., Sett, S. (2010), "Bone Remodeling Simulation Using Abaqus Subroutine USDFLD", Proceedings of the ASME 2010 Summer Bioengineering Conference (SBC2010), June 16-19, Grande Beach Resort, Naples Florida, USA.

[5] Luo, L., Zhao, M. (2011), "The Secondary Development of Abaqus by using Python and the Application of the Advanced GA", International Conference on Physics Science and Technology, 2011, Physics Procedia 22, pp.68 – 73.

[6] Park, K., Paulino, G.H. (2012), "Computational Implementation of the PPR Potential-Based Cohesive Model in Abaqus: Educational Perspective", Engineering Fracture Mechanics 93, 2012, pp.239–262.

[7] Ure, J., Chen, H., Tipping D. (2012), "Development and Implementation of the Abauqs Subroutines and Plug-in for Routine Structural Integrity Assessment using the Linear Matching Method", SIMULIA UK Regional User Meeting, 2012.

[8] Castillo, D., Távara, L., Mantič, V. (2014), "Modelling of Debond Onset and Growth in a Group of Fibres Under Transverse Loads Using Abaqus User Subroutine UMAT", ECCM16 - 16th European Conference on Composite Materials, Seville, Spain, 22-26 June 2014.

[9] Chester, S.A., Di Leo, C.V., Anand, L. (2015), "A Finite Element Implementation of a Coupled Diffusion-Deformation Theory for Elastormeric Gels", International Journal of Solids and Structures,Volume 52, 1 January 2015, pp.1-18.

[10] Ming, L., Pantalé, O. (2018), "An Efficient and Robust VUMAT Implementation of Elastoplastic Constitutive Laws in Abaqus/Explicit Finite Element Code", Mechanics & Industry - EDP Sciences, 2018, 19 (3), pp.308.

[11] "ABAQUS Analysis Theory Manual", ABAQUS Inc., 2017.

[12] "ABAQUS Analysis User's Manual", ABAQUS Inc., 2017.

EFFECTS OF DIFFERENT ELECTRODE NOSE TYPES ON TENSILE STRENGTH OF THE RESISTANCE SPOT WELDING: A NUMERICAL INVESTIGATION

Oguz Dogan

Kahramanmaras Sutcu Imam University, Department of Mechanical Engineering, Kahramanmaras, Turkey
Corresponding Author: Oguz Dogan, oguzdogan@ksu.edu.tr

ABSTRACT

Welding is usually used in the automotive industry for joining steel sheets. Resistance spot welding is one of the most used welding methods in the automotive industry. Resistance spot welding has a number of advantages when it is compared to the other welding methods, such as easy applying, suitable for automation, not needing filler metal etc. Although spot welding has been a known process for many years, it is one of the most studied welding methods because it is used so much in the automotive industry. In this study, the effects of various electrodes nose types on nugget shape and tensile strength of the resistance spot welding are investigated numerically. Firstly, resistance spot welding analyses are performed in Simufact welding software, and the nugget cross-sections are investigated. The width, height dimension of the weld nugget is recorded for each nose type. After the resistance spot welding results are used as an input data for the tensile tests. The tensile test is also conducted in Simufact welding software, and the maximum tensile forces are recorded. As a result of the study, it is found that the nose type has a small effect on the tensile strength of the resistance spot welding.

Keywords: Resistance spot welding, finite element analysis, different nose types

1. INTRODUCTION

Welding processes are frequently used in the automotive industry for joining different and same types of steel sheets. Today, resistance spot welding is the most used method in the automotive industry. There is average of between 4000 and 6000 resistance spot welding in passenger vehicles. For this reason, resistance spot welding always maintains its importance in the automotive industry (Özgül and Arslan, 2018). (Doruk, 2016) describes the importance and the applications areas of resistances spot welding in the automotive industry.

Many researchers are interested in resistance spot welding and its application in their studies. (Tuncel and Aydın, 2019) investigated the tensile properties of resistance spot welded ultra-high-strength steel Usibor 1500 experimentally. Tensile shear load and elongation values are increased with increasing weld current and welding time. (Pereira, 2010) investigated effects of process parameters on the strength of resistance spot welding for 6082 – T6 aluminum alloy experimentally. They found that an increase in the weld current and time increased the nugget diameter and coarsened the microstructure. (Deng, 2018) investigated the effects of electrode surface topography on aluminum resistance spot welding by using microstructural analysis and mechanical property testing. (Aras, 2018) is investigated the mechanical properties of high-strength steel by using resistance spot welding. The hardness properties, tensile strength, and fracture types are investigated experimentally. (Tutar, 2018) optimized the welding parameters of resistance spot welding process parameters by using the Taguchi method for TWIP steels.

In this study, the effects of different electrode nose types on the shape of the weld nugget and the tensile strength of the resistance spot welding are investigated numerically. Both welding and tensile tests are performed by using the finite element method with Simufact welding software. The dimensional comparison of weld nugget and the maximum tensile strength of the resistance spot welding are performed.

2. MATERIAL AND METHOD

2.1. Finite Element Model of the Resistance Spot Welding

The effects of various nose types on the tensile strength of the resistance spot welding are investigated numerically by using the finite element method in this study. The finite element analyses are conducted in the Simufact Welding 8.0 software resistance spot welding module. The general finite element analysis procedure is divided into six stages. These are the creation of the geometry, the definition of the material properties, the creation of the mesh structure, the definition of the boundary conditions, run and evaluation of the results. This procedure is applied sequentially for the finite element analysis in this study.

Firstly the electrode types are defined. Five different electrode noses, which are named as B0 – E – F – F1 and G type, are used in the finite element analysis. The used nose types are seen in figure 1. The diameters of the electrodes are defined as 6 mm, and the electrode material is defined as Cu.

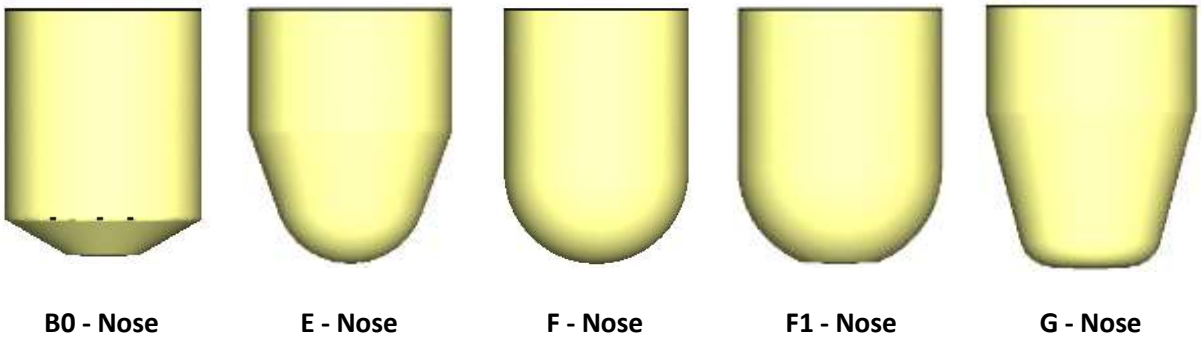


Figure 1. Different electrode nose types

The test samples are designed 100 mm length and 40 mm width and 1 mm thickness overlap as seen in figure 2. according to the ANSI/AWS/SAE/D8.9-97standard [8]. The material of the test samples is defined as SHGA370 galvannealed steel. The mechanical and thermal properties of the SHGA370 are automatically defined in Simufact material. These properties are automatically imported from the Simufact material to the Simufact welding. Thermal conductivity and Specific heat capacity are defined as a function of temperature. The solidus temperature is 1466 ºC, and the melting temperature is defined as 1517 ºC. Contact heat transfer coefficient (α) is defined as 1000 W/m^{2}K, emission coefficient (ε) is 0.6, and the initial temperature of the analysis is defined as 20 ºC.

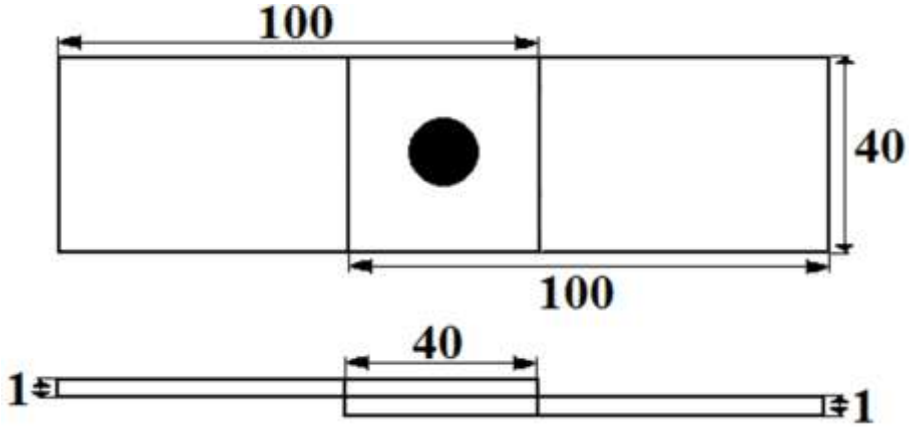


Figure 2. General dimensions of the test sample

Mechanical properties of the SHGA370 are also defined for the tensile test analysis. Young modulus density is defined as the function of temperature, and the Poisson ratio is defined as 0.3. After the definition of the geometry and material properties of the finite element analysis, the mesh structure is defined. The mesh structure is created in two stages. At first, 1 mm mesh is applied to the sheets as a coarse mesh. Then 10 mm diameter on the welding area has meshed with 0.25 mm element size. In this way the solution time and the hard disk space requirements are minimized. The mesh

structure of the resistance spot welding and tensile test analysis consists of approximately 20000 hexahedral elements and 45000 nodes. The general and detailed view of the mesh structure is shown in figure 3.



Figure 3. Mesh structure of the RSW analysis

The boundary conditions of the finite element resistance spot welding analysis are defined after the creation of the mesh structure. The welding time is defined as 0.5 s, for welding 150 s for cooling, and the electrode force is defined as 2kN, and the welding current is 8000 A. The variation of the electrode force and welding current depending on the time is given in figure 4. These values are taken the same for all analyses.

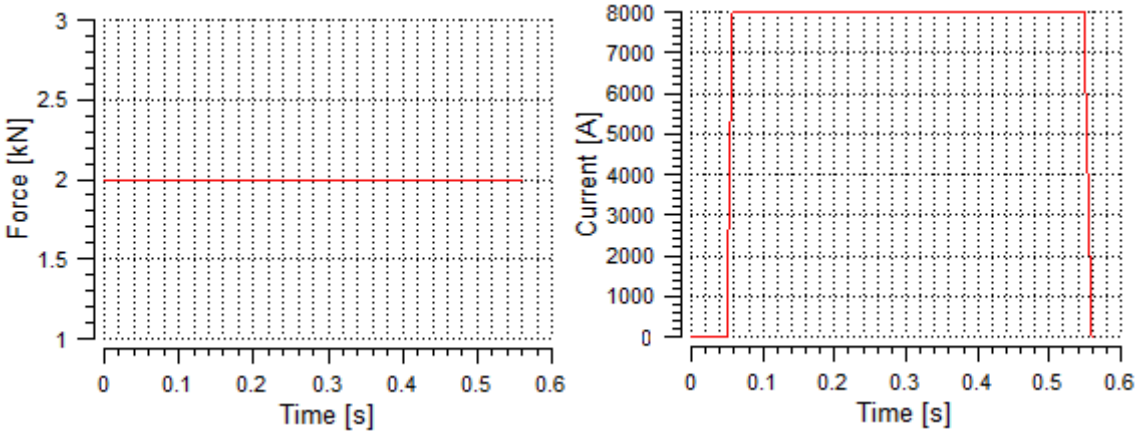


Figure 4. The variation of the electrode force and welding current

Clamp and bearing elements are also added to the analysis for the stabilization of the sheet during the resistance spot welding analysis. The bearing elements are added to the lower side of the sheets, and the clamp elements are added to the upper side of the sheets, as seen in figure 5. 100 N clamp force is also applied to the sheets during the resistance spot welding analysis. After the definition of the boundary conditions of the analysis, the finite element model is run. The analyses have reached the solution in approximately 25 minutes of a workstation with 2 Intel (R) Xeon (R) CPU E5-2650 processors and 64 GB RAM.

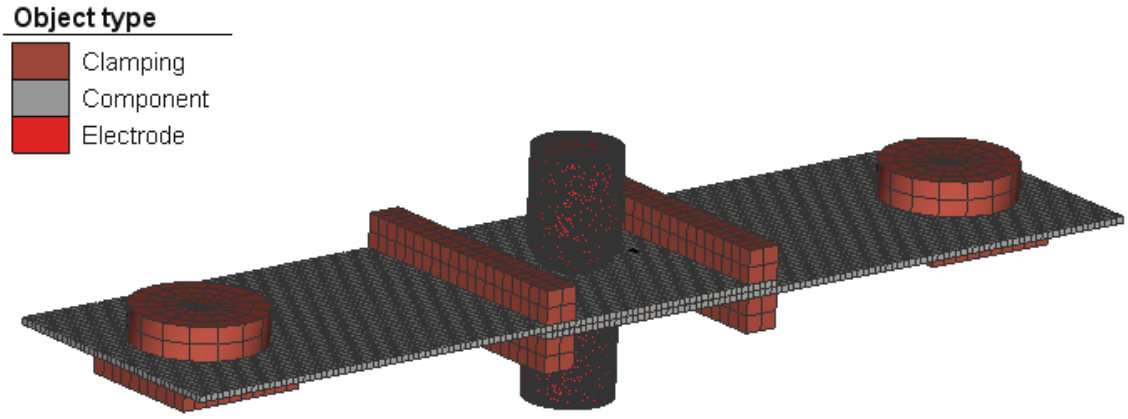


Figure 5. The boundary conditions of the resistance spot welding

2.2. Finite Element Model of the Tensile Tests

The tensile tests are conducted after the resistance spot welding analysis for the definition of the effects of the various electrode nose types on the tensile strength of the resistance spot welding. The solutions of the resistance spot welding analysis after 150 s cooling time are used as input data for the tensile test analysis.

The mesh structure of the tensile test analysis is taken the same as the welding analysis. Unlike welding analysis, two fixing elements are added to the analysis, and the clamps are converted into moving clamps. The moving clamps moved 4 mm forward, as seen in figure 6. The tensile test lasts 8 s, and the results of the tensile force is recorded for each 0,1 s.

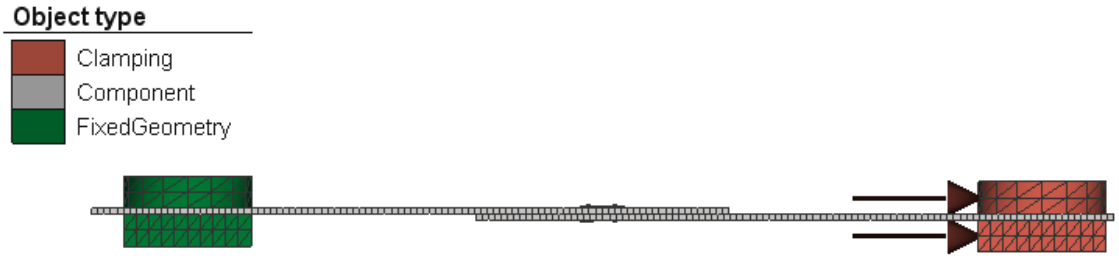


Figure 6. The boundary conditions of the tensile test analysis

3. RESULTS AND DISCUSSION

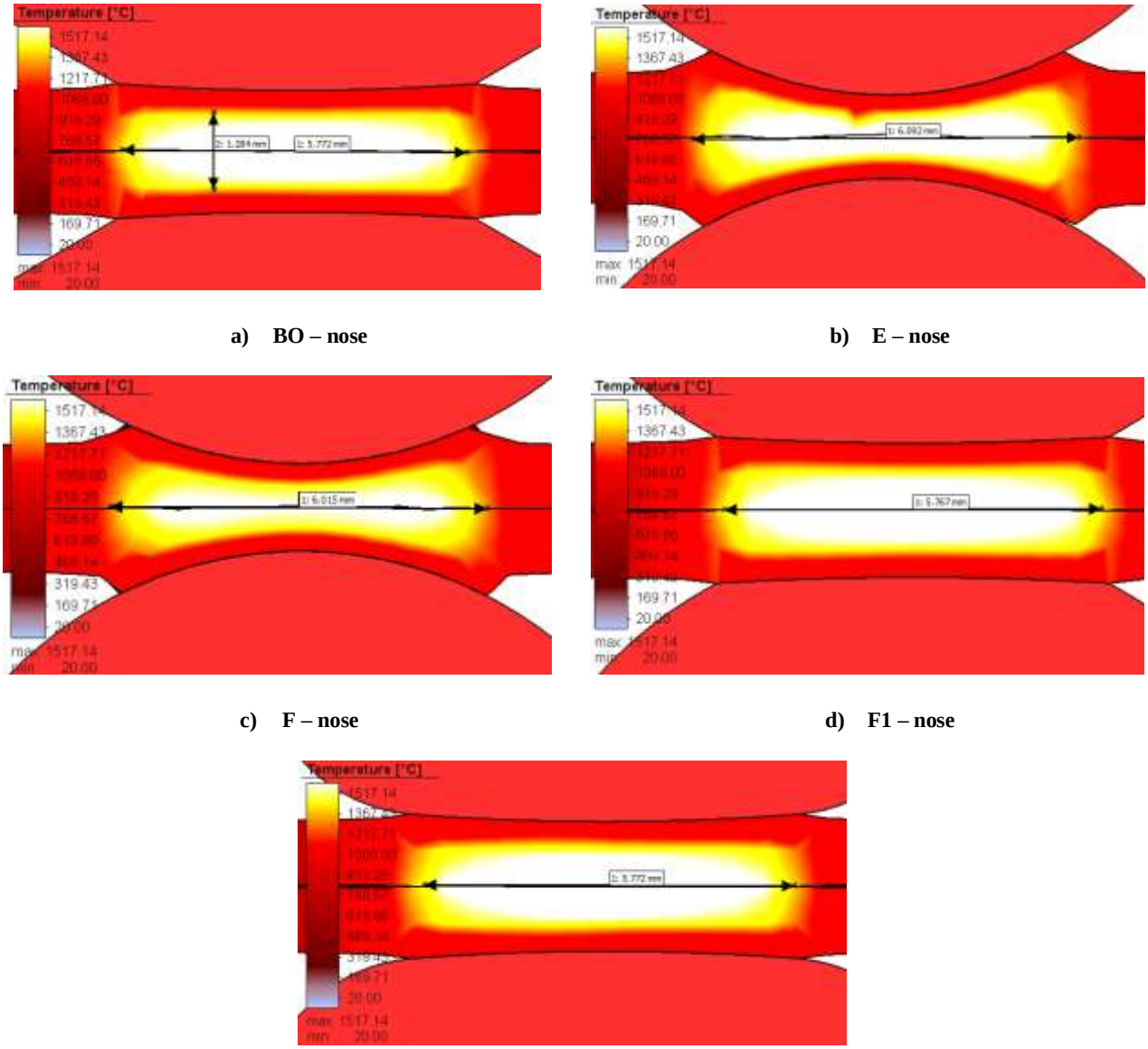
The finite element analysis of resistance spot welding and tensile tests are repeated five times for each electrode nose type. Totally ten finite element analyses are conducted in this study, and the effects of various electrode nose types on the tensile strength of the resistance spot welding are investigated numerically.

At first, the weld nuggets cross-sections are compared, and the effects of electrode nose type on the weld nuggets cross-sections are investigated. The comparisons of the cross-sections of the weld nuggets are seen in figure 7. According to the maximum temperature distribution of the resistance spot welding analysis, both sheet metal parts are successfully welded to each other. Moreover, It has been determined that the welding areas are symmetrical and smooth for all electrode nose types. The depth of penetration of the electrode varies depending on the electrode nose type. The penetration of the electrode is maximum for the F and E-nose types, and for the other types of noses, the penetration is nearly the same. It can be said that penetration increases with the increase in the sphericity of the electrode nose.

The nugget width and the height are measured for various nose types. The width and height dimensions of the weld nuggets according to the nose shape are given in table1. It is seen that the maximum weld width is seen for E-nose type and F – nose type approximately 6 mm. The weld width decreases 5.7 mm for B0 – F1 and G nose types. It can be said that E – F nose types have the same weld width. On the other hand, B0 – F1 and G nose types have equal weld widths between them. Similarly, the height dimensions of the weld nuggets behave the same as weld width. Due to more penetration, the height of the weld nugget decrease for the E and F nose type; approximately the height is measure 0.7 mm for the E and F nose types. However, the weld height increase by 1.2 mm for the B0 – F1 and G nose types.

.**Table 1.** The base dimensions of the weld nuggets

	B0 – nose	E – nose	F – nose	F1 – nose	G – nose
Width (mm)	5,772	6,0792	6,015	5,767	5,772
Heigth (mm)	1,229	0,740	0,771	1,202	1,200



a) BO – nose **b) E – nose**

c) F – nose **d) F1 – nose**

e) G – nose

Figure 7. Resistance spot welding cross section comparisons

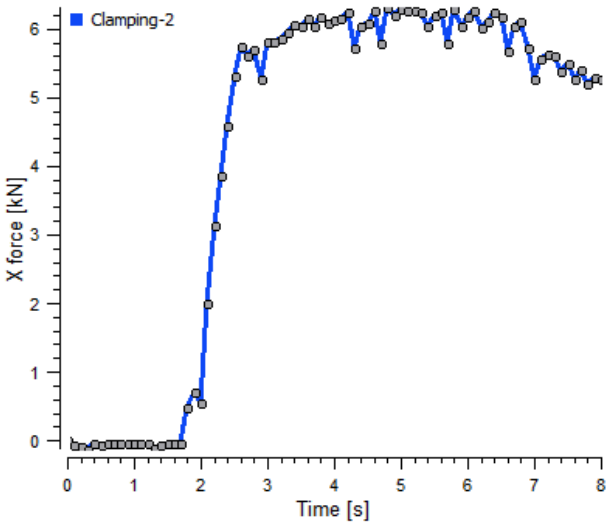


Figure 8. Tensile test analysis results for B0 – nose

Tensile test analysis result for the B0 – nose type is given in figure 8. The maximum tensile force is recorded at nearly 6.31 kN for B0 – nose type. Maximum tensile force results for various nose types are given in table 2. The maximum tensile force is seen for the E – F nose types, which have the maximum weld width. The tensile test force for other nose types is approximately 6.3 kN. It can be said that the maximum tensile force has directly related to the weld width. When the weld width increases, the durability of the resistance spot welding is increased.

Table 2. The finite element tensile tests result for different nose types

Nose Type	Tensile Force (kN)
BO – nose	6.31
E – nose	6.61
F – nose	6.58
F1 – nose	6.30
G – nose	6.27

4. CONCLUSIONS AND FUTURE WORK

In this study, the effects of electrode nose type on the tensile strength of the resistance spot welding are investigated numerically. Single lap resistance spot welding is modeled by using Simufact welding software. Five different nose types are investigated in the finite element analysis. After the welding analysis, a tensile test is applied to the virtual welding samples, and the results are evaluated. As a result of the numerical studies, the nose type seems to have little significance on the tensile durability of the resistance spot welding. When the nugget width increases, the tensile durability of the resistance spot welding is also increased.

After this numerical study, this paper's results will be verified by using experimental test techniques, and the validation of the finite element analysis will be done.

ACKNOWLEDGEMENTS

The author would like to thank BİAS engineering (Turkey) for providing the Simufact welding finite element software.

REFERENCES

[1] Özgül, H. G., Arslan, S. (2018) "Investigation of the Effects of Different Electrical Resistance Welding Parameters on Strength", Sakarya University Journal Of Science, 22, 2, pp. 673 – 679.

[2] Doruk, E., Pakdil, M., Çam, G., Durgun, İ., Kumru, U.C. (2016) "Resistance Spot Welding Applications in Automotive Industry" Mühendis ve Makina, 57, 673, pp. 48 – 53.

[3] Tuncel, O., Aydın, H. (2019) "Tensile Properties of Resistance Spot Welded Ultra High Strength Steel Usibor 1500", International Engineering and Science Symposium – IESS 2019, 20 – 22 June 2019, Siirt, pp. 1 – 7.

[4] Pereira, A.M., Ferreira, J.M., Loureiro, A., Costa, J.D.M., Bartolo, P.J. (2010) "Effect of Process Parameters on the Strength of Resistance Spot Welds in 6082-T6 Aluminum Alloy", Materials and Design, 31, pp. 2454 – 2463.

[5] Deng, L., Li, Y.B., Carlson, B.E., Sigler, D.R. (2018) "Effects of Electrode Surface Topography on Aluminum Resistance Spot Welding", Welding Journal, 97, pp. 120 – 132.

[6] Aras, S., Ertan, R., Özgül, H.G. (2018) "Investigation of Mechanical Properties of High Strength Steel Welded by Resistance Spot Welding", Pamukkale University Journal of Engineering Sciences, 24, 1, pp. 63 – 68.

[7] Tutar, M., Aydın, H., Bayram, A. (2018) "The Optimisation of Welding Parameters for Electrical Resistance Spot Welded TWIP Steels Using a Taguchi Method", Pamukkale University Journal of Engineering Sciences, 24, 4, pp. 650 – 657.

[8] An American National Standard. 2002. "Recommended Practices for Test Methods for Evaluating the Resistance Spot Welding Behavior of Automotive Sheet Steel Materials"

THE INVESTIGATION OF CHEMICAL FOAMING PROCESS BY COMPUTED TOMOGRAPHY FOR INJECTION MOLDED AUTOMOTIVE PLASTIC COMPONENTS

Sinan Öztürk[1], Utku Kumru[2], Beyhan Haliloğlu[3], Salih Erserin[4], Samet Kelebek[5], Didem Aksoy[6]

[1,2,3,4,5] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., Bursa, Turkey
[6] Karel Kalıp İTOSB 8.Cad No:1, Tuzla, Istanbul, Turkey
[1] Corresponding Author: Sinan Öztürk, suleymansinan.ozturk@tofas.com.tr

ABSTRACT

This study is performed to understand the microcellular structure of polypropylene plastic produced by chemical foaming with injection molding. A novel technique by Computed Tomography (CT) was used to understand three-dimensional foaming structure and compared with the physical two-dimensional measurement results by microscope imaging. The automotive polypropylene grade with medium impact 20 kJ/m^2 was studied to understand the distribution of microcellular voids in the structure. The chemical foaming agent was constant as 1.5 wt % and core-back mold process is used to develop microcellular regions. The cell size of voids found to be changing with respect to the position from injection gate. The melt flow direction and pressures have important contribution to the cell size. The void size decreases by moving away from the injection gate where the injection pressure increases. The maximum cell radius in the sections have decreased from 1 mm to 0.2 mm depending on the location of the component. In the study, CT has been performed as a fast and non-destructive testing solution to define the chemical foaming structure within the component after injection molding. The microscopy image in two dimensions is not adequate to predict the volume of the voids. On the other side, CT can predict volume of the voids and distribution of the voids in the foamed structures.

Keywords: Computed Tomography, Chemical Foaming, Non-Destructive Testing

1. INTRODUCTION

Depending on the application of automotive parts, foam-cell structures provides a weight reduction between 5% and 20% [1]. Recently chemical foaming agents are added to the polymer melt stream of thermoplastic olefins (TPO) and polypropylene (PP). The chemical foaming agents are added to have reduced material usage without decreasing mechanical properties [2]. Core back is a molding process where a controlled expansion eases the foaming. After the pressure drop, the nucleation site attracts gas molecules and cell expands during the cooling. When the melt strength of the polymer increases, the cell stops growing. The chemical foaming agents (CFA) have different chemical structure which requires varying degradation temperature. There are exothermic solutions which yields N2 gas or endothermic solutions which yields CO2 gas. The main drawback of this solution is the chemical byproducts remains in the product which can further interact with the additive packages in the material [3]. By the terminology cell size smaller than 100µm is accepted as micro-cellular structures. And the heterogenous cell size distribution in this process is typically unwanted which results into cell sizes higher than 100µm [4]. Such micro-cellular structures in the polymer matrix is formed as the material do not tend to shrink in the mold. The foaming process release the internal stress in the product and decrease the warpage.

The type of polymer and additives have influence on the foaming process. Fillers tends to increase the formation of nucleation sites which have impact on the cell size and distribution [5]. Impact modifier lowers the melt strength which hardens the control of cell size distribution. As the cell size increases, the mechanical properties of the polymer decrease.

In the conventional solid injection technique, the mold cavity is filled with 95% of the screw stroke and continue filling additional material under higher pressure. In the chemical foaming process, the foaming increases the internal pressure where foamed material fills the mold cavity.

Foaming process can be controlled by different parameters including type of foaming agent, amount of foaming, additives, injection pressure, mold pressure, mold temperature, injection gate position and many other [7]. In this study, a medium impact grade with IZOD notched 20k J/m2 was used to understand the effect on cell growth.
Mold designers are using FEM models to optimize injection molding process parameters by different software such as Moldflow. For foamed process, there are additional packages to simulate the process with higher accuracy [8].
Since the decomposition of the chemical foaming agent is difficult to control and non-uniform foam formation is initiated in the beginning of the process [7]. Coalescence influence the cell density and cell size. Coalescence occurs in the matrix by the rupturing of cell walls during foaming and must be controlled to have uniform cell density [9]. As the thickness of the part increases by core back method, lower densities are achieved by the cell size increases. Higher cell size lowers the skin layer which decreases the flexural stiffness.

2. MATERIALS AND METHOD

2.1 MATERIALS

In this study, LyondellBasell Hostacom CR 1171 G was chosen. The talc content which is important for nucleating site and impact modifier effect which is important for melt strength is presented in Table 1. The chemical foaming agent has been chosen as 1.5 wt % from Clariant Hydrocerol ITP 825.

Table 1. Comparison of PP solid materials

Properties	Unit	Test Method	Hostacom CR 1171 G
Melt Flow	g/10min	ISO 1183 Method A	8
Talc Mineral	%	ISO 3451/1	13
Flexural Modulus	MPa	ISO 178	1800
IZOD Notched Impact	kJ/m2	ISO 180/A	20

2.2 INJECTION PROCESS

The injection process with core-back system was used in this study by keeping the initial cavity thickness as 1.8 mm. After injecting the material into the cavity of the mold, the chemical foaming agent is activated by decomposition. The mold temperature is kept constant as the expansion of the foamed cell increase. The mold is expanded with additional 0.7mm before the melt strength is increased during cooling. The holding time kept constant for each trial. The injection machine used in this trial was Krauss Maffei 1600 Tons with valve gate system, screw diameter was 105 mm, and max stroke was 916 mm.
The injection parameters are listed in Table 2.

Table 2. Injection Parameters

Description	Unit	Value
Mold Surface Temperature	C	40
Melt Temperature	C	220
Hold Pressure	bar	25
Hold Time	s	1.5
Injection velocity	mm/s	120

2.3 ANALYSIS by MOLDFLOW

The injection process was modelled with MOLDFLOW, the parameters were listed in Table3.

Table 3. Moldflow Analysis Parameters

Description	Unit	Value
Mold Surface Temperature	C	40
Melt Temperature	C	240
Filling Control	s	3
Velocity/pressure switch-over	mm	12
Core-Back	mm	0.7
Cooling Time	s	20
Valve Gate	s	Open 0 - Close 3.6

The Pressure at velocity/pressure switchover with Feed, the maximum pressure was calculated as 64MPa and void radius were defined as lower than 0.01 mm with homogenous distribution on surface of the part Figure 1.

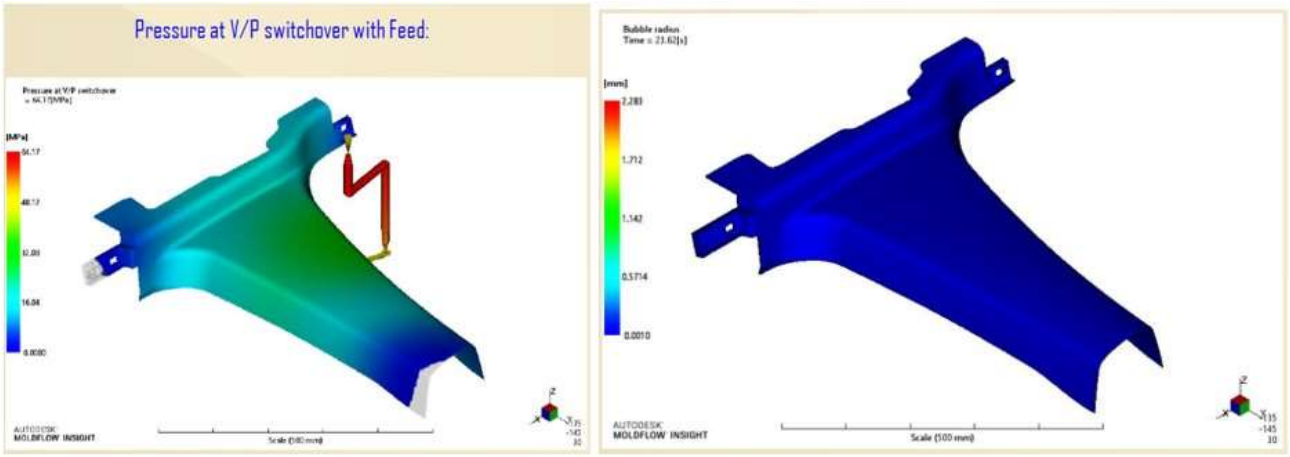


Figure 1. The Pressure at velocity/pressure switchover with Feed (left) and void radius (right)

2.4 SAMPLING DESCRIPTION

4 sampling points were chosen to understand the distribution of cell sizes in the component Figure 2. For microscopy images x-z plane and y-z plane sections has been analyzed.



Figure 2. The sampling points of the analysis were done from 4 different locations

3. RESULTS

3.1 MOLDFLOW ANALYSIS

In the mold flow analysis, the sections are taken to measure the void radius, Figure 3. The void radius is homogenously distributed on the x-z plane around 0.5 mm. As the pressure drop is lower away from the injection gate, the size of the voids is lowering to 0.4 mm. As moving away from the injection gate, the size of the void is lowering to 0.3 mm. Mold flow is basically used to estimate the size change of voids which gives theoretical estimations. The individual voids are not presented in the sections but the average void size is presented.

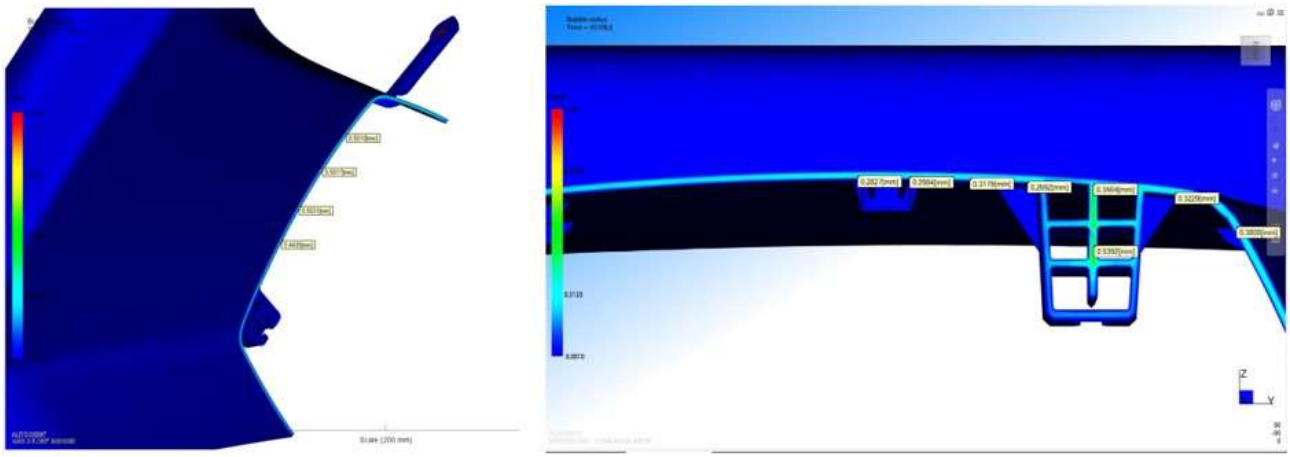
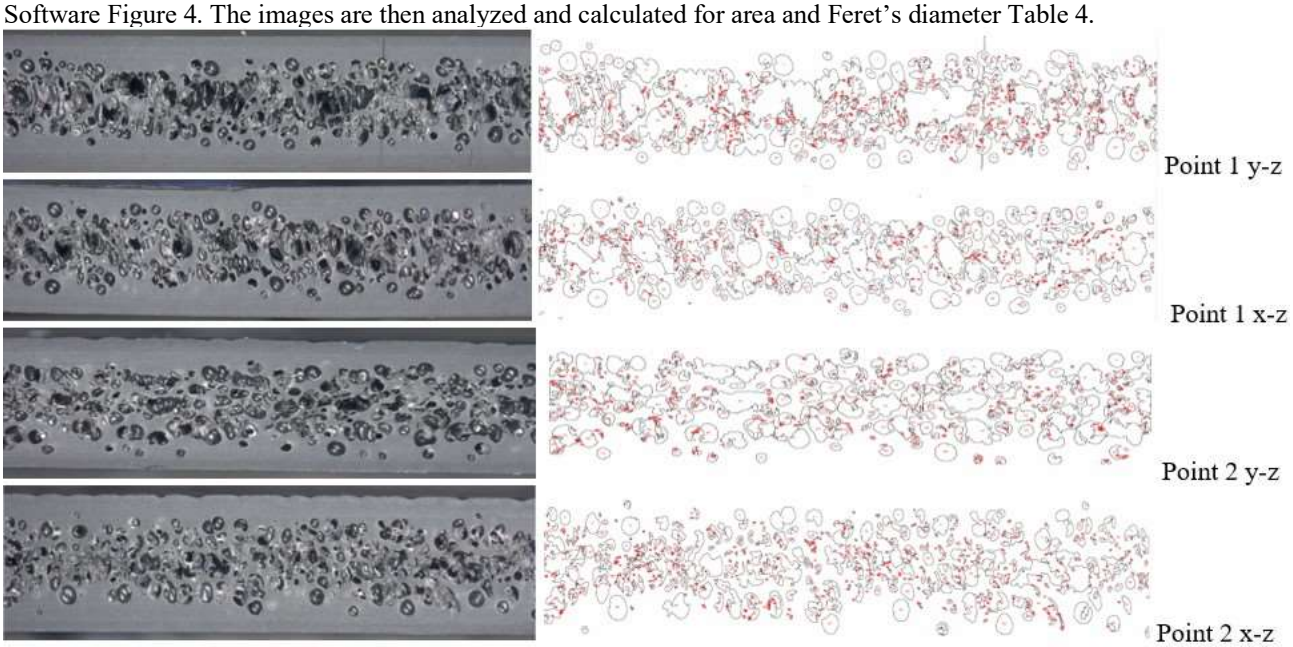


Figure 3. The void radius close to the injection gate (left) and away from the injection gate (right)

3.2 IMAGING BY MICROSCOPY

Microscopic imaging was done with Zeiss Stemi 508 at 10X magnification. Then, the image is processed with ImageJ Software Figure 4. The images are then analyzed and calculated for area and Feret's diameter Table 4.



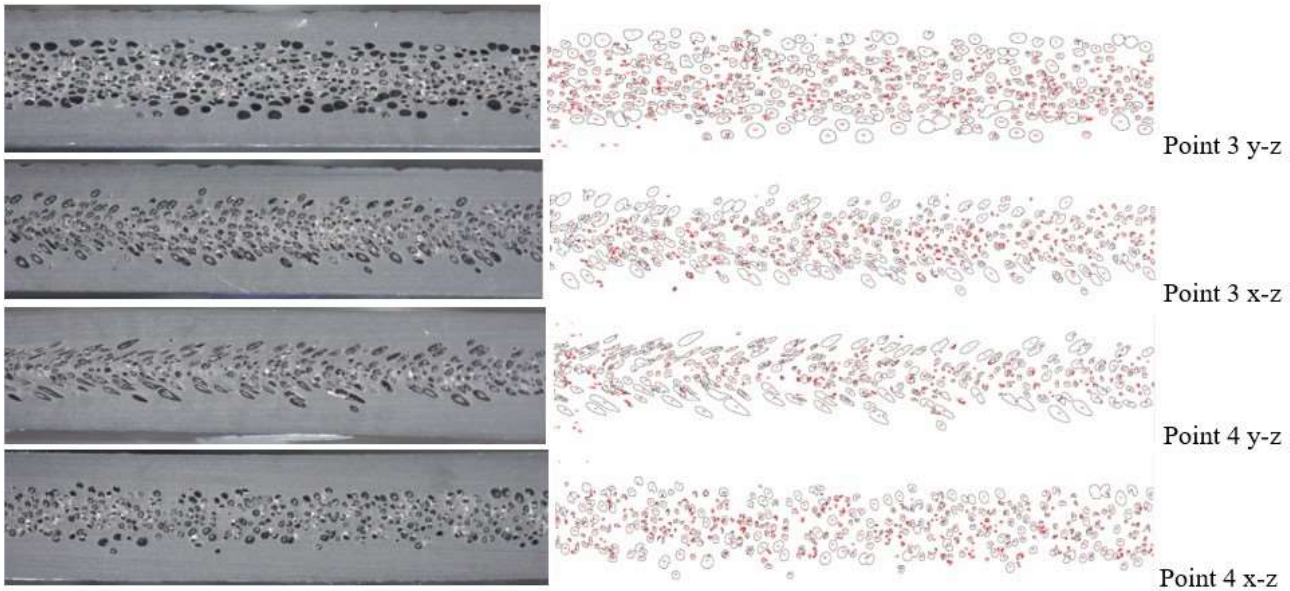


Figure 4. The TIFF image from microscopy (on the left) and compiled binary image in ImageJ (on the right)

Table 4. Measured data by ImageJ software

Sectioning Points	Sectioning Planes	Number of Voids	Max Area (mm^2)	Max Feret's Diameter (mm)	Max Calculated Radius (mm)	Max Estimated Volume (mm^3)
1	x-z	579	0.509	1.944	0.972	0.66
	y-z	783	0.961	2.018	1.009	1.29
2	x-z	685	0.196	0.983	0.492	0.12
	y-z	537	0.379	1.358	0.679	0.35
3	x-z	596	0.202	0.977	0.489	0.13
	y-z	573	0.065	0.496	0.248	0.019
4	x-z	544	0.053	0.395	0.198	0.014
	y-z	454	0.158	1.049	0.525	0.11

Considering the four different points on the component, the calculated maximum void radius varies between 0.198 mm to 1.009 mm. The max void radius in x-z plane along the section Point 2 and Point 3 is not changing with values around 0.5 mm which has been also estimated in mold flow analysis. On the other hand, considering the microscopy images, the void cell characteristics are different at Point 2 and Point 3 in x-z plane. As point 2 is closer to the injection gate then Point 3, the high injection pressure at Point 3 changes the shape of the void from spherical to elliptic. Also, at point 4 in y-z direction, the voids are more elliptic with high injection pressures. As the polymer moves through the mold, which is being cooled, the melt temperature decreases which increases the injection pressure by moving away from the injection gate. Therefore, as the polymer skin has low temperature and the core has higher temperature, the core of the melted polymer moves with the pressure direction during the foaming process. The void shapes are elliptic at Point 3 x-z plane and eventually at Point 4 y-z plane which can be explained by the melt flow directions at these sections.

At Point 1, the max radius of x-z and y-z planes are close to 1 mm where the injection pressure is similarly distributed in both directions. In addition to that, images at Point 1 and estimated max volumes (estimated as a sphere and calculated by multiplying 4/3 by the area and half of the diameter observed) revealed that the void volume is not homogeneous on different directions. Even though, it can be observed from the image that the spherical voids are located close to the skin of the component, the core of the component is not homogenous and spherical. Therefore, it can be observed that the chemical foaming was not under control in this section of the component.

At Point 3 and Point 4, the lastly filled sections have lower maximum radius in both x-z and y-z planes which was also observed in mold flow analysis. These sections have lower temperatures in the core-back time during cooling, thus the melt strength of the polymer is higher which decreases the formation of larger void cell size. The lower cell size with homogenous distribution can be attributed as a controlled foaming. The lower density with homogenous low cell size is preferred to have a lightweight component. It should be balanced in such a way that the cost of the foaming agent should be accommodated by the overall weight loss on the component.

3.3 X-RAY MICRO COMPUTED TOMOGRAPHY

CT is a tool for deriving finite element meshes of the cellular material. As being introduced in the introduction, previous works with the macroscopic morphologies in the foamed polymeric structures were mapped using CT. Images are collected and then reconstructed to 3D image with voxels. As the X-ray radiation is collected with the mass density of the material, macroscopic morphology of the material is formed rapidly.
This method is widely used to examine variety of complex-shaped materials, including metals, ceramics polymers, and soft tissues. Since the method is non-destructive, the internal structure can be analyzed on a macro scale in each region of the part even without damaging the part. In this study, Point 1, Point 2, Point 3 and Point 4 were cut for microscopic imaging and same specimens were measured by CT Figure 5.

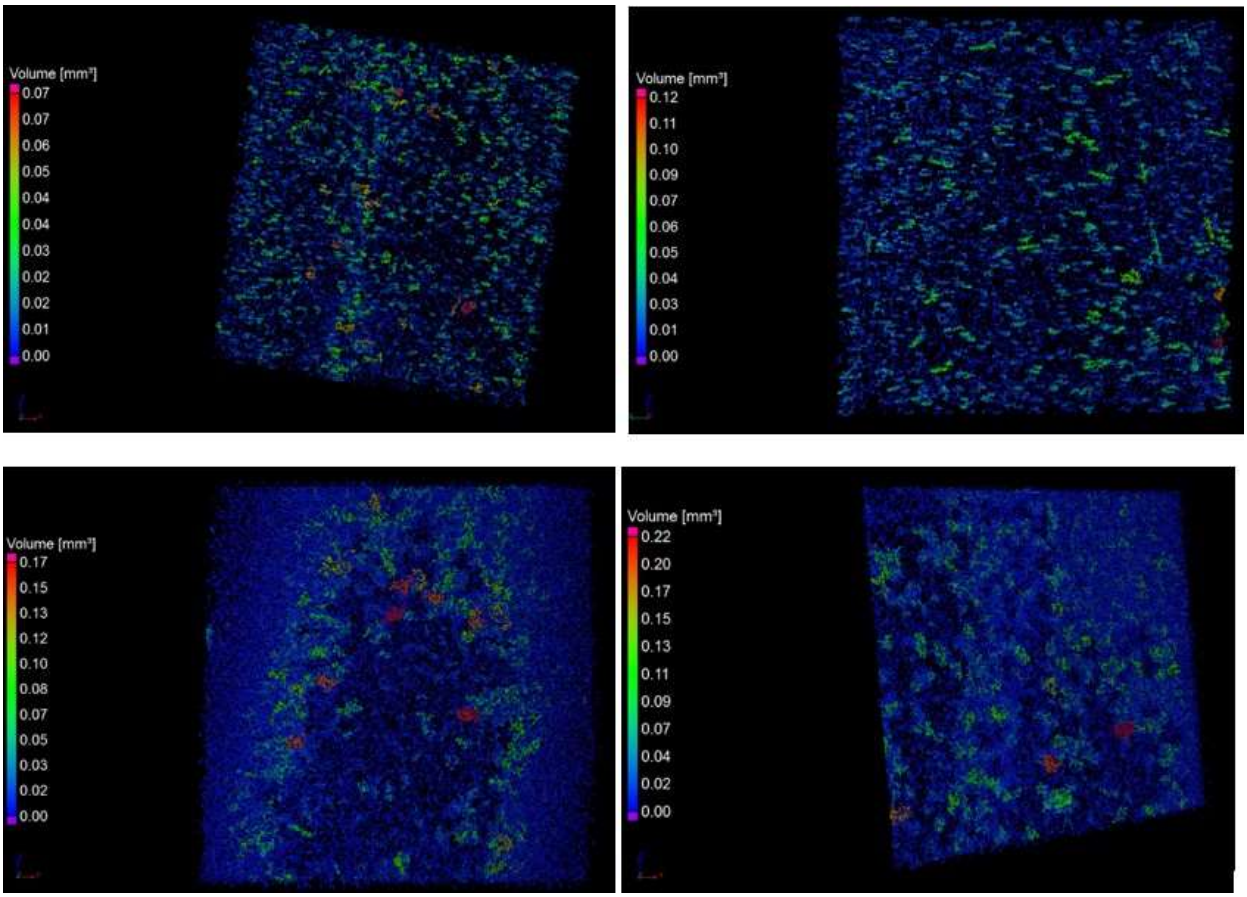


Figure 5. The Point 1 (upper left), Point 2 (Upper right), Point 3 (lower left) and Point 4 (lower right) was measured with dimensions 25 mm x 25 mm

Nikon XT H 225ST was used in the scanning of the samples. The x-ray rays produced by a source (x-ray tube voltage 80 kV and 80 mA) are sent to the sample to be examined. With the detector located on the back of the sample, the patterns of X-rays passing through the object depending on the material and geometry are captured with different shades of gray. In this study, the radiographic 2D gray-scale image was collected which is then converted to 3D image. The image processing software was used to calculate the voids in the 3D image.

Table 5. CT measurement results

Point	Number of Voids Observed In 25mm x 25mm	Max Void Radius (mm)	Maximum Volume (mm^3)	Defect Void Volume Ratio (%)
1	11099	0.88	0.07	2.0
2	11881	1.00	0.12	2.2
3	28167	0.99	0.17	4.0
4	23230	0.99	0.22	3.8

The CT scan has shown that the number of micro voids at Point 3 and Point 4 are higher than Point 1 and Point 2 which was not observed in microscopic imaging. As the void radius decreases, the number of voids increases in a unit volume where the sections were chosen as 25 mm x 25 mm and the thickness was 2.5 mm. The highest void volume ratio was observed at Point 3 with 4.0 % where the overall cell sizes were smaller.
The maximum void radius observed was around 1 mm at Point 2, Point 3 and Point 4 whereas a lower value was measured for Point 1. The high void volume with high average void radius is expected to decrease the weight of the component in a typical foaming process.
In this study, it has been observed that Point 3 and Point 4 have higher void volume ratio with homogenous distribution which was controlled by mold temperatures and high pressure during the injection.

4. CONCLUSIONS

Chemical foaming with core-back method has been investigated by different techniques to understand the foamed structure. The chemical foaming formation has drivers which influence the final cell structure. The melt strength of polymer, the ratio of foaming agent and the complexity of the structure are important derivatives. In this study, it has also been concluded that the distance to the injection gate and the injection pressure have also influence on the cell formation. The higher injection pressure decreases the cell radius and change the cell shape to elliptic from spherical. Mold flow analysis alone can predict the maximum cell radius but not enough to describe the cell size distributions. Microscopic imaging is a good technique when combined with a data processing to define the cell size locally but not enough to predict the overall voids on the component. Computed tomography on the other hand can define the characteristics of a component in three dimensions. The void volumes can be observed more precisely after data processing on the interested section of the component. As the cell structure have influence on the flexural stiffness of the component, understanding the cell structure distribution in a chemical foaming process is important to better design the component. There is a balance between cell size distribution and the weight of the foamed component which can be better understood when considering each imaging techniques.

ACKNOWLEDGEMENTS

This study was part of a supported by TUBITAK project number: 3171025. We would like to thank Farplas and Karel Kalıp for contributions and supports.

REFERENCES

[1] Additives for Polymers (2013), Clariant foaming agents reduce mass in interior auto parts, https://www.clariant.com/es/Corporate/News/2013/08/New-Clariant-Foaming-Agents-for-Plastics-Achieve-Mass-Reduction-in-Interior-Auto-Parts , 23.04.2021.
[2] Suh, N. P. (1996), Innovations in Polymer Processing, edited by J.F. Stevenson, Hanser/Gardner Publications, Cincinnati, Chapter 3, pp. 93-149
[3] Berry, M. (2011), Applied Plastics Engineering Handbook, edited by M. Kutz, Elsevier, Waltham, Chapter 14, pp. 215-226
[4] Okamoto K. T. (2003), Microcellular Processing, Hanser Publishers, Munich, 186 pages
[5] Stumpf, M., Spörrer, A., Schmidt, H-W., Altstaedt, V. (2011), "Influence of supramolecular additives on foam morphology of injection molded i-PP", Journal of Cellular Plastics, 47, 6, pp. 519-534
[6] Harper, C.A., Petrie, E.M. (2003), Plastics Materials and Processes: A Concise Encylopedia, John Wiley&Sons, New Jersey, 1008 pages
[7] Altan M. (2018), Thermoplastic Foams: Processing, Manufacturing, and Characterization, Recent research in polymerization, Intech, pp. 117-137
[8] Barbosa, R.C.N., Campilho, R.D.S.G., Silva, F.J.G. (2018), "Injection Mold Design for a plastic component with blowing agent", Procedia Manufacturing, 17, pp. 774-782
[9] Arroyo, C., Rodriguez, M., Tirado, J., Lopez, A. (2013), "Structure Property Relationships of Medium-Density Polypropylene Foams", Polymer International, 62, 9, pp. 1324-1333

PREDICTION OF EARING PROFILE IN CUP DRAWING TEST USING HILL48 CRITERION

Toros Arda Akşen[1], Bora Şener[2], Emre Esener[3], Mehmet Fırat[1*]

[1]The University of Sakarya, Mechanical Engineering Department, Sakarya, Turkey
[2]Yildiz Technical University, Mechanical Engineering Department, Istanbul, Turkey
[3]Bilecik Şeyh Edebali University, Mechanical Engineering Department, Bilecik, Turkey

[*] Correponding Author: Mehmet Fırat, firat@sakarya.edu.tr

ABSTRACT

Earing is a defect observed at the periphery of the drawn sheet after cup drawing process. This defect is stem from the planar anisotropy of the material and causes loss of material due to the trimming operation after the drawing process. Therefore, accurate prediction of the number and magnitude of ears plays an important role in the decreasing of scrap in the manufacturing. In this study, cup drawing process of commercial pure titanium was simulated using finite element (FE) method. Hill48 anisotropic yield criterion was used in the analyses to describe the anisotropy of the material and parameters of Hill48 were calculated based on the Lankford's coefficients. After numerical studies, the predicted earing profiles and the thickness distributions in rolling and transverse directions were compared with the experimental data. Despite Hill48 captured the radius profile of the partially drawn cup accurately, the criterion predicted smaller cup height values at the periphery when the sheet was fully drawn. As regards to the thickness distributions, predictions in both directions were in good agreement with the experimental data but slightly overestimated.

Keywords: Earing profile, cup height, thickness, finite element method, anisotropic yield function

1. INTRODUCTION

Sheet metals show anisotropic behavior due to the rolling process or thermomechanical processes (Yoon continued, 2000) (Yoon continued, 2006). Anisotropy causes a non-uniform material flow, and it leads to the occurrence of several defects in the manufacturing. Cup drawing is an important process in which the three-dimensional products can be produced. At the final stage of the process, a wavy profile is observed at the periphery of the formed cup due to the non-uniform material flow into the die cavity. This wavy form is called as earing defect and ears have to be trimmed off before the part is delivered to the customer. Therefore, it leads to scrap and the accurate prediction of this defect is required to reduce the material costs. To this end, FE analyses are frequently used in today's modern manufacturing environment to investigate this kind of defects before the process.

In the literature, there are a lot of studies which is related to predict the earing profile. Chung and Shuh investigated the earing behavior of AA2008-T4 aluminum alloy in cup drawing test using FE method. It was recorded that the numeric results were compatible with the experiments (Chung and Shuh, 1992). Yoon et al. assessed the earing defect of the AA2090-T3 aluminum alloy using FE method (Yoon Continued, 2000) (Yoon continued, 2006). The results obtained from this work were consistent with the experimental results. Yoon et al. also investigated the earing profile of the AA5042-H2 (Yoon continued, 2010). Chatti and Chtioui evaluated the effect of the combined hardening on the several forming processes including the cup drawing process. It is recorded that the combined hardening affected the numerical results (Chatti and Chtioui, 2011). Abedini et al. evaluated the earing issue of AA2090-T3 and AA7075-T6 alloys and they pointed out that the non-associated flow rule (Non-AFR) improves the prediction accuracy of cup drawing simulations (Abedini continue, 2018). Shi et al. investigated the earing in deep drawing for AA3014-H19 aluminum alloy using crystal plasticity based finite element model. They indicated that the work hardening, crystal elasticity and texture evolution have no substantial impact on earing, whereas the effects of friction, anisotropy and lubrication are highly important (Shi continued, 2018). Zhang et al. assessed the earing prediction of the AA2008-T4 aluminum alloy in terms of solution time for different yield functions (Zhang continued, 2018). Aside from the aluminum alloys, several

studies have been carried out to see the earing behavior for different materials (Tikhovskiy, 2008) (Huang and Lu, 2011) (Singh continued, 2018).

However, this defect is also depending on the magnitude of the anisotropy (Yoon continued, 2010) which makes the definition of the yield function important. It was observed that the Lankford's coefficients are highly important to detect the earing profile, while the yield stress ratios for different material orientations are important to estimate the amplitude of the ears (Singh continued, 2018). In the present work, cup drawing process of commercial pure titanium was simulated using FE method. Hill48 yield criterion was used in the description of the anisotropy of the material. Radius profile of the partially draw cup, earing profile of fully drawn cup and the thickness distributions in rolling and transverse directions were investigated and finally numerical results were compared with the experimental data in order to validate FE model.

2. MATERIAL AND METHOD

2.1. Model Description

Cup drawing is a metal forming process to produce the cylindrical or square cups. Blank is placed between the blank holder and die, and blank is subjected to flow into the die cavity by the movement of punch during this process. In this study, a cylindrical cup drawing process was simulated. Tool geometry used in this work, was demonstrated in the Fig. 1.

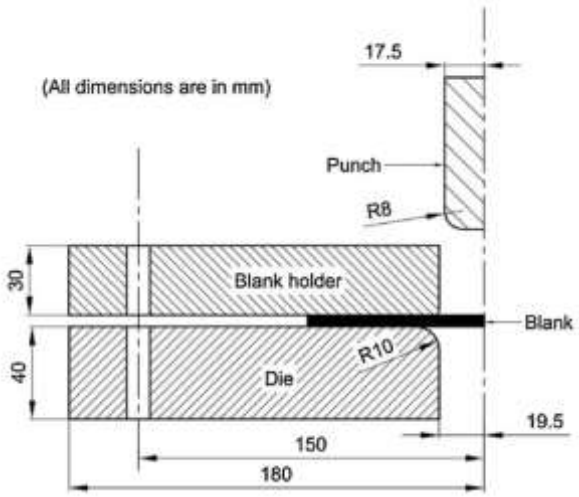


Figure 1. Dimensions of the tools (Singh continued, 2018)

Commercial pure titanium sheet was chosen as test material with 1 mm thickness. Titanium is widely used in automotive industry due to its high strength and low density. Engine connecting rods, engine valves, valve spring seat and exhaust system of a car are made from this material. Mechanical properties and the Swift law parameters of the commercial pure titanium were listed in the Table 1 and Table 2, respectively. Swift hardening law is given in Eq. 1.

$$\sigma_{true} = C(\varepsilon_0 + \varepsilon_p)^p \quad (1)$$

Table 1. Angular variations of r values and yield stresses (Singh continued, 2018)

	σ_0 [MPa]	σ_{45} [MPa]	σ_{90} [MPa]	r_0	r_{45}	r_{90}
Commercial Pure Titanium	195	240	265	1.71	2.21	2.67

Table 2. Parameters of the Swift law (Singh continued, 2018)

	C [MPa]	p	ε_0
Pure Titanium	541.5	0.25	0.0097

2.2. Hill48 Anisotropic Quadratic Yield Criterion

In this study, Hill's quadratic anisotropic yield function was used (Hill, 1948). Yield function proposed by Hill is expressed as Eq. 2.

$$2f = F(\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + G(\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 + H(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + 2L\tau_{yz}^2 + 2M\tau_{zx}^2 + 2N\tau_{xy}^2 = 1 \quad (2)$$

Here, F, G, H, L, M and N are the anisotropy parameters to be calibrated. These parameters can be obtained either using Lankford coefficients or yield stress ratios. Identification procedure considers the Lankford's coefficients (r based) is expressed by the statements which are given in Eq. 3-6 (Firat, 2008).

$$F = \frac{r_0}{r_{90}(1+r_0)} \quad (3)$$

$$G = \frac{1}{1+r_0} \quad (4)$$

$$H = \frac{r_0}{(1+r_0)} \quad (5)$$

$$N = \frac{(r_0+r_{90})(1+2r_{45})}{2r_{90}(1+r_0)} \quad (6)$$

Detailed identification procedure was explained in the references (Hill, 1948). Associated flow rule given in Eq. 7, was used to obtain the plastic strain increments.

$$d\varepsilon^p = d\lambda \frac{df}{d\sigma_{ij}} \quad (7)$$

In the equation above, $d\varepsilon^p$ is the plastic strain increment and $d\lambda$ denotes the plastic multiplier. Isotropic hardening rule was assumed in this work.

2.3. Finite Element Model

Simulations were performed using Msc. Marc software. Die, blank holder and punch were modeled as rigid surfaces. Fully integrated hexahedral solid elements were used for the mesh layout of blank. Quarter part of the blank was created using Msc. Apex software and mesh layout was transfered to the Msc. Marc software. Friction coefficient was assumed as 0.1. Blank holding force was applied as 5750 N for the quarter part (Singh continued, 2018). FE model of the process and the blank mesh layout were demonstrated in Fig. 2. Two elements were considered in thickness direction.

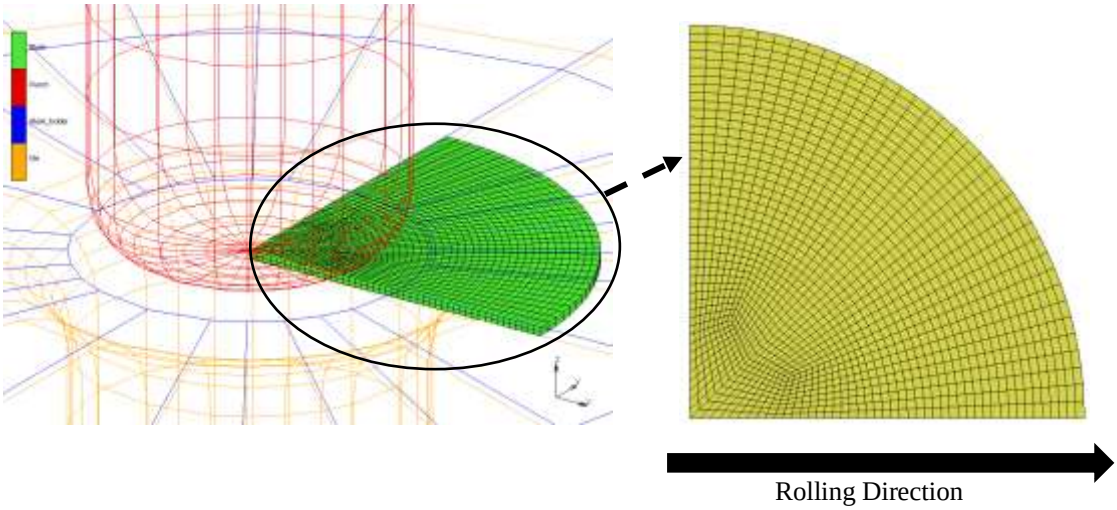


Figure 2. Finite element model of the cup drawing process

2.3. Material Characterization

Anisotropy parameters of Hill48 criterion were calculated by using equations between 3 and 6. The computed parameters are listed in the Table 3.

Table 3. Anisotropy parameters of Hill48 criterion

	F	G	H	L	M	N
Hill48	0.236	0.369	0.631	1.5	1.5	1.640

Here, L and M are taken as 1.5 due to considering the out of plane properties as isotropic. Yield loci, angular variations of r value and yield stress ratios can be seen in Fig. 3, 4 and 5, respectively.

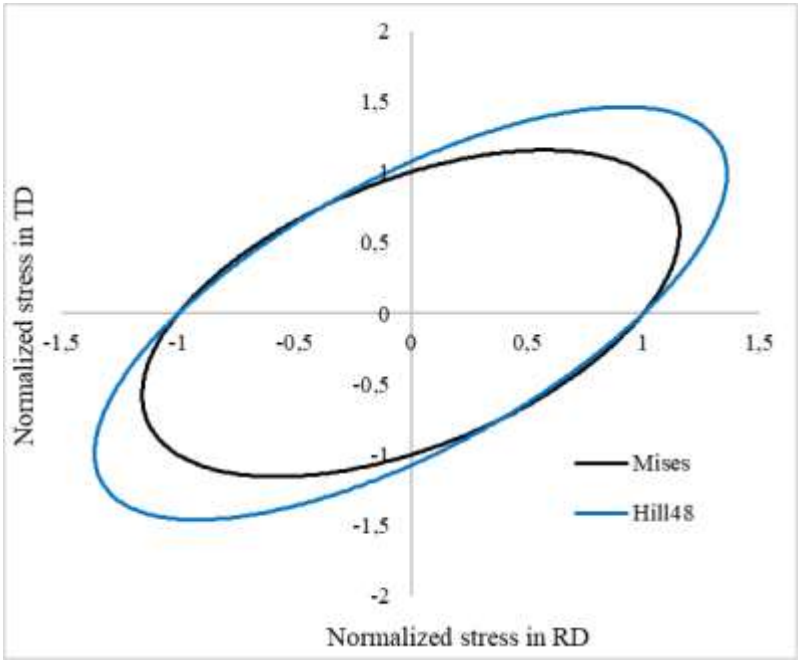


Figure 3. Yield locus of von Mises and Hill48 criteria

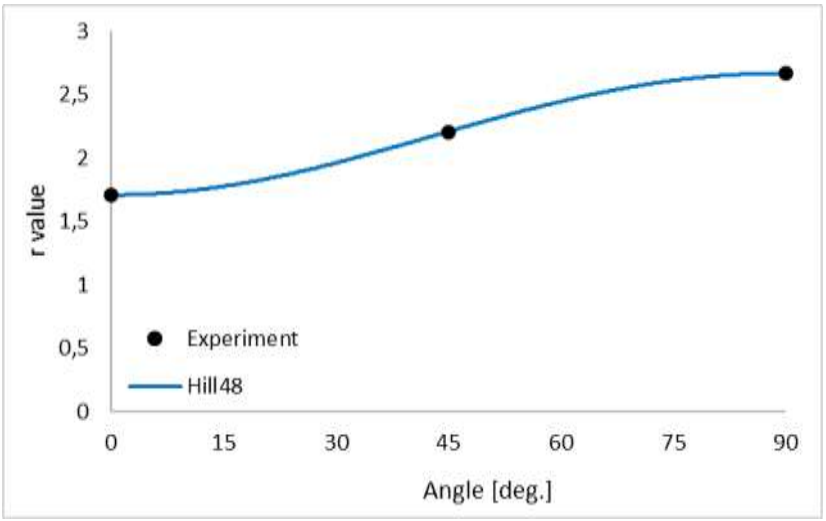


Figure 4. Experimental and predicted r value variations in the sheet plane

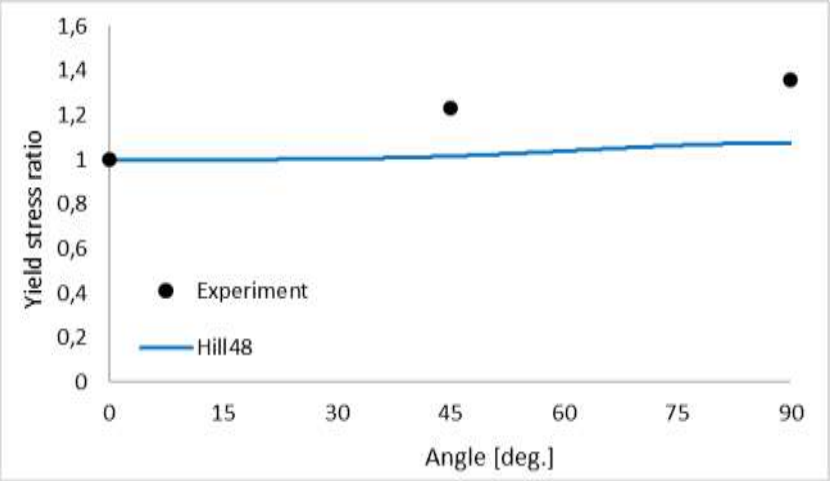


Figure 5. Experimental and predicted yield stress ratio variations in the sheet plane

It was seen from the Figure 4 and 5 that, Hill48 criterion could capture the r value directionalities due to the Lankford's coefficients-based identification procedure. However, yield stress ratio directionalities could not be captured and approximately the same yield stress ratios in different material orientations were predicted in the sheet plane.

4. RESULTS AND DISCUSSIONS

In the present work, earing profile of commercial pure titanium was investigated using Hill48 yield criterion. Firstly, the flange profile of the partially drawn cup was considered and numeric results were compared with the experimental results and the results is shown in Fig.6.

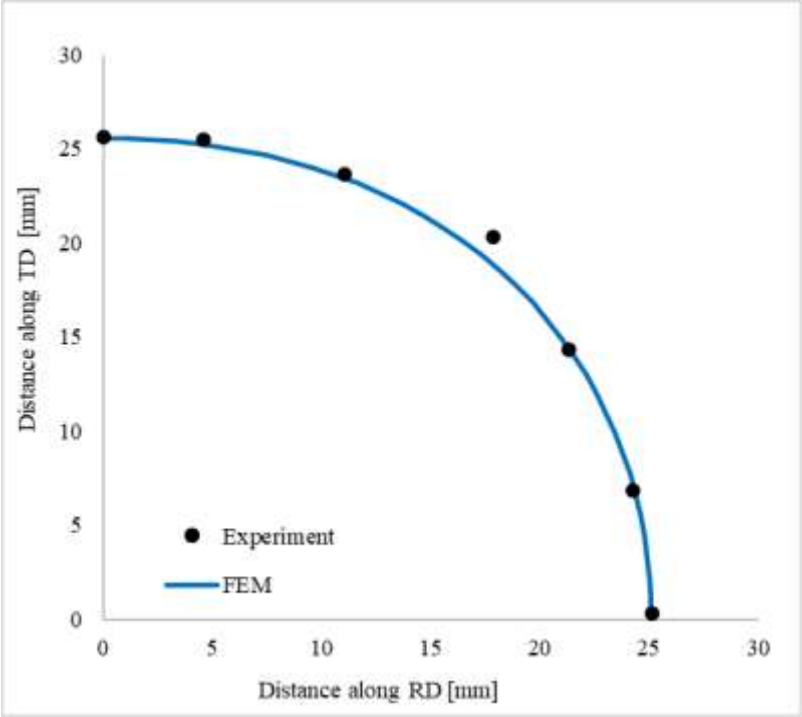


Figure 6. Flange profile of a partially drawn cup

It was seen from the Fig. 6 that Hill48 criterion could accurately predict overall flange profile. Cup height values and earing profiles of fully drawn cup can be seen in Fig. 7 and Fig. 8, respectively.

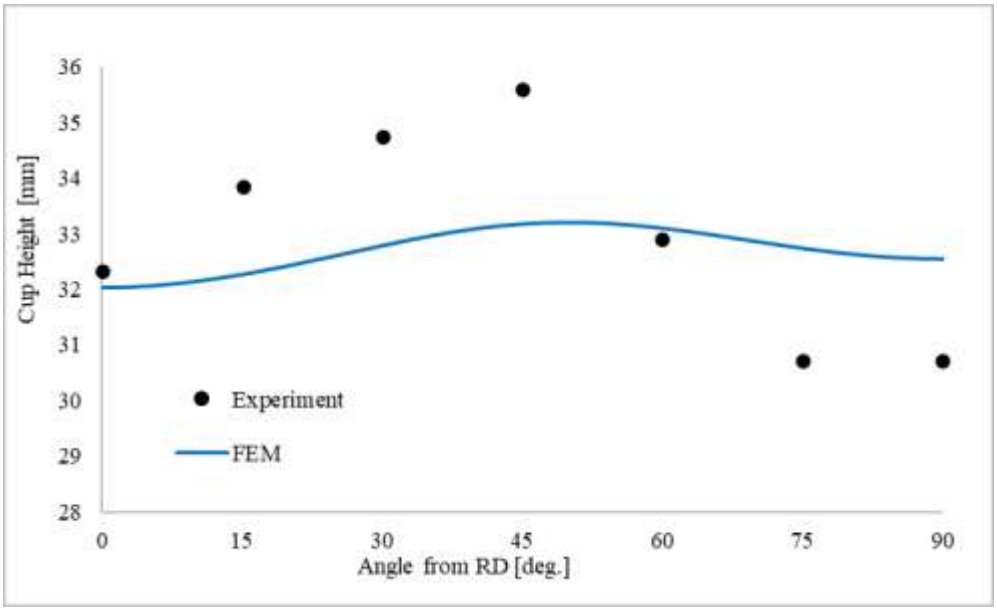


Figure 7. Cup height values predicted by simulations

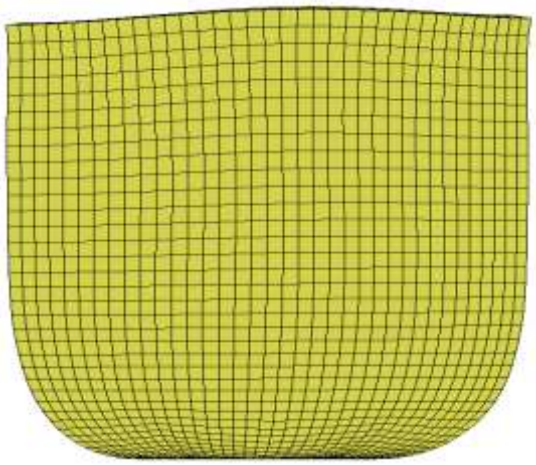
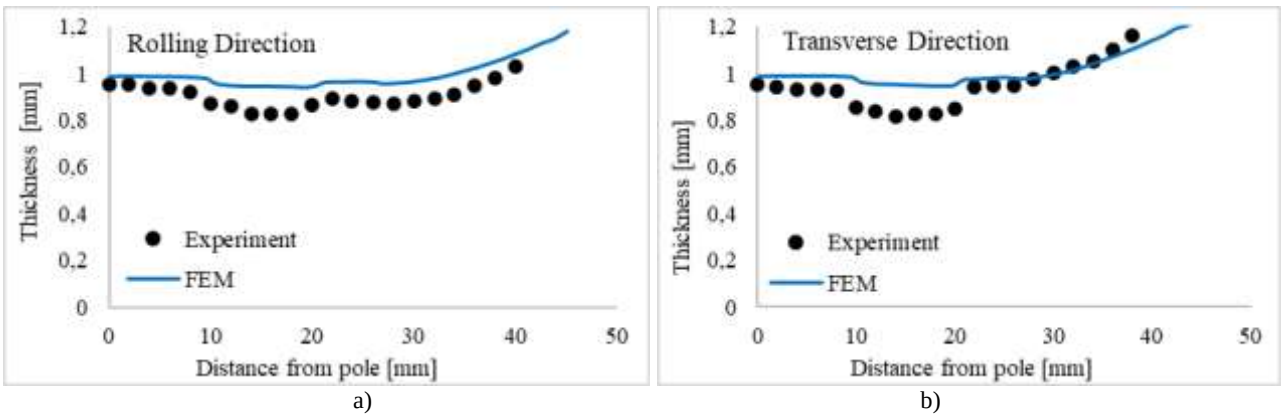


Figure 8. Earing profile

It was observed that the maxium cup height was predicted in diagonal direction which is consistent with the experimental results. On the other hand, Hill48 criterion could not accurately predict the earing amplitude, because it predicted approximately the same value of yield stress ratio in different directions of sheet plane. Accordingly, the change in the cup height values at the periphery of the cup was slightly different. After investigation of the cup profile and ear magnitude, thickness distributions were also considered and the results are shown in Fig.9.



a) b)

Figure 9. Thickness distributions predicted by FE simulations a) rolling b) transverse directions

It is seen from Fig. 9 that some minor deviations between the predictions and experimental data were observed until 20 mm distance from the pole, whereas beyond this limit, numerical results in transverse direction were compatible with the experimental data. Thickness distribution in rolling direction was slightly overestimated.

5. CONCLUSIONS

In the present work, earing profile of commercial pure titanium in cup drawing process was evaluated using Hill48 anisotropic yield criterion. The anisotropy parameters of Hill48 criterion were calculated based on the r values. Implicit Msc. Marc software was used for the finite element simulations. The conclusions can be summarized below:

- Overall flange profile of the partially drawn cup was successfully captured.
- Hill48 criterion predicted lower yield stress ratios when compared to the experimental data, therefore smaller ear magnitude values were predicted.
- Minor deviations were observed between experimental and predicted thickness values near the pole but far from the pole, thickness values were in good agreement with the experiment especially in transverse direction.

REFERENCES

[1] Yoon, J.W., Barlat, F., Chung, K., Pourboghrat, F., Yang, D.Y. (2000) "Earing predictions based on asymmetric nonquadratic yield function", International Journal of Plasticity, 52, pp.1075-1104.

[2] Yoon, J.W., Barlat, F., Dick, R.E., Karabin, M.E. (2006) "Prediction of six or eight ears in a drawn cup based on a new anisotropic yield function", International Journal of Plasticity, 22, pp.174-193.

[3] Chung, K., Shah, K., (1992) "Finite element simulation of sheet metal forming of planar anisotropic metals", International Journal of Plasticity, 8, pp.453-476.

[4] Yoon, J.H., Cazacu, O., Yoon, J.W., Dick, R.E. (2010) "Earing predictions for strongly textured aluminum sheets", International Journal of Mechanical Sciences, 52, pp.1563-1578.

[5] Chatti, S., Chtioui, N. (2011) "Sheet metal forming simulation using finite elastoplasticity with mixed isotropic/kinematic hardening", European Journal of Computational Mechanics, 20, pp.427-453.

[6] Abedini, A., Butcher, C., Rahmaan, T., Worswick, M.J. (2018) "Evaluation and calibration of anisotropic yield criteria in shear Loading: Constraints to eliminate numerical artefacts", International Journal of Solids and Structures, 151, pp.118-134.

[7] Shi, Y., Jin, H., Wu, P.D. (2018) "Analysis of cup earing for AA3104-H19 aluminum alloy sheet", European Journal of Mechanics / A Solids, 69, pp.1-11.

[8] Zhang, S., Lou, Y., Yoon, J.W. (2018) "Earing prediction of AA 2008-T4 with anisotropic Drucker yield function based on the second and third stress invariants", Journal of Physics: Conf. Series, 1063.

[9] Tikhovskiy, I., Raabe, D., Roters, F., (2008) "Simulation of earing of a 17% Cr stainless steel considering texture gradients", Materials Science and Engineering, 488, pp.482-490.

[10] Huang, Y.M., Lu, S.C. (2011) "Analysis of elliptical cup drawing process of stainless sheet metal", Transactions of Nonferrous Metals Society of China, 21, pp.371-377.

[11] Singh, A., Basak, S., Prakash, L., Roy, G.G., Jha, M.N., Mascarenhas, M., Panda, S.K. (2018) "Prediction of earing defect and deep drawing behavior of commercially pure titanium sheets using CPB06 anisotropy yield theory", Journal of Manufacturing Processes, 33, pp.256-267.

[12] Hill, R. (1948) "A theory of the yielding and plastic flow of anisotropic metals", Proc. R. Soc. London, Ser. A. 193A, 1033: pp.281-297.

[13] Firat, M. (2008) "A numerical analysis of sheet metal formability for automotive stamping applications", Computational Materials Science, 43, 802-811.

[14] Marc 2018.1 Volume A: Theory and User Information.

BATTERY THERMAL ANALYSIS METHODOLOGY: CELL TO PACKAGE

Efe AFACAN[1], Mehmet Süha İŞİ[2]

[1,2] FEV Turkey, Electrification Department, Istanbul, Turkey
[1] Corresponding Author: Efe AFACAN, afacan@fev.com

ABSTRACT

The lithium-ion battery technology provides high power, high energy, high capacity, long life, reliability, and durability that are demanded by battery electric vehicles and hybrid electric vehicles. On the other hand, this technology brings its own challenges that engineers spend significant effort and time to cope with. The thermal management is one of the main challenges related to lithium-ion batteries, that must be considered within the research and development process of battery packages. Understanding the thermal behaviours of batteries under operation conditions and predicting required cooling power to keep battery temperature in optimum range are vital, and convenient solution is conducting thermal simulations in the beginning of the design process. Evaluating thermal performance of battery packages requires time and effort-consuming simulations which must predict heat generation inside battery and heat dissipation around battery. In this study, a methodology that covers required thermal modelling techniques was presented and modelling steps were explained through a demonstrator study.

Keywords: Cylindrical lithium-ion cell, Electric vehicle battery pack, Modelling, Cooling, Thermal analysis

1. INTRODUCTION

Increasing number of electric vehicle sales around the globe has created an enormous demand for electrical energy storage systems. Range of the electric vehicles is one the main road blockers, and the industry conducts numerous development projects for better batteries. Currently, lithium-ion based cells are the best option and are used in most of the new electric vehicle models.

The lithium-ion technology in batteries offers higher power and energy density comparing with nickel metal or lead acid batteries (Guangming continued, 2014). Lithium-ion batteries have many advantages, but this technology comes with different requirements. One of them is operating temperature that requires precise control. During operation, lithium-ion cells generates heat due to chemical reactions and ohmic resistance that needs to be dissipated out of cell (Guangming continued, 2014). Performance and lifetime of the lithium-ion cells decrease dramatically, if they are not used in the recommended working temperature range. In addition to this, higher cell temperatures can also lead thermal runaway that would cause extreme heat and hazardous gases (Bandhauer continued, 2011) (Ma continued, 2018). These conditions bring obligations that makes it very critical to understand dynamic thermal behaviour of cells and to predict how they behave under different driving conditions.

The one-dimensional (1D) modelling approach offers so many advantages depending on details of output that are analysed for. In parallel to this, there are so many different 1D modelling applications related with thermal analysis of batteries in the literature. Approach is based on fundamental theoretical equations. It provides low resolution results however shows a sufficient perspective for comparing or evaluating different concepts. On the other hand, a three-dimensional (3D) modelling approach consumes more time to be prepared and more computing power to be solved.

Nowadays, a typical battery thermal management system in an electric vehicle includes critical components such as cooling plates, modules, busbars, and power distribution units. These components have detailed designs and complex geometries and their behaviours should be analysed for operating under extreme temperatures. Complex geometries and advanced physical phenomena are points where the 3D modelling approach has more advantages compared with the 1D modelling approach.

This study presents a battery package thermal modelling methodology that utilizes advantages of both 1D and 3D models. Method gives brief perspective about 1D electrical, thermal and cell model of a lithium-ion battery cell while it also takes into account Computational Fluid Dynamics (CFD) and Conjugate Heat Transfer (CHT) simulations applied for cell, cooling plate and battery model.

2. METHODOLOGY

The aim of this study is to create a methodology that presents convenient modelling and design techniques and to describe an order for them in order to reach optimum analyse results within a sufficient time interval. Possible road blockers or performance issues regarding thermal behaviours can be identified as early as possible in projects by this methodology. In this context, a framework which covers 1D and 3D modelling techniques as well as Computed Aided Design (CAD) and validation processes, has been thoroughly examined.



Figure 1. Battery Thermal Analysis Methodology

Preliminary studies described a framework which is iterative and continuously developed by feedbacks and providing output between each process. Figure 1 shows how the methodology flows. The initial step is the Cell Model Validation. Identifying the thermal dynamics of cell that will be used in the battery package is crucial and puts sequential processes into the right direction. The Cell Model Validation step covers 1D electrical and thermal modelling as well as cell modelling. Aim is to validate 1D cell model by an experiment. According to variance between 1D cell model results and experiment results, thermal model can be adjusted. After getting validated results from 1D cell model, heat generation output can be used in 3D cell model.

Estimation of required cooling power per cell is obtained from the Cell Model Validation step and can be used in the Battery Design step to form initial module, cooling plate and battery designs. In the 1D Analysis step, further modelling can be studied according to the battery layout, battery management system (BMS) limitations, cooling plate features or battery operational limits.

The comprehensive 3D Analysis step requires at least concept level CAD files and due to the nature of meshing, more modelling time compared with the 1D Analysis step. However, output of cooling plate model reveals detailed temperature distribution around the plate and provides hints regarding efficiency of coolant flow inside the plate. Heat transfer coefficient, pressure drop inside the cooling plate, and temperature distribution across the cells inside the package can be obtained within the 3D Analysis step. Then, those valuable output can generate feedback for the Battery Design step. The Battery Model Validation step can be initiated after getting experimental test results of the related package. Aim is to establish correlation between the analysis results and the experiment results.

3. ONE-DIMENSIONAL MODELLING

Analysing using 1D modelling techniques has various advantages over other detailed and high compute power demanding techniques like Finite Element Analysis (FEA) and CFD. Creating and conducting the 1D modelling technique can produce faster results on rough geometries or even give an initial insight about the concept. Prediction of average temperature, capacity usage of a lithium-ion cell under a selected drawn current or calculation of the current that is drawn by a single cell in a battery pack under selected driving cycles are examples that suit well with the capabilities of 1D modelling. On the other hand, 1D modelling technique is not able to provide exact results in 3-Dimensional geometries. It is because there are numerous large and in detail designed components (like cooling plate, battery packs etc.) inside an electric vehicle battery system where the temperature changes through geometry matter more instead of the average temperature.

This paper presents brief information about 1D cell model that covers thermal and electrical models that were generated to predict thermal behaviours of a single cell under selected currents that are drawn. Fundamental thermal and electrical behaviours of a lithium-ion cell were modelled using 1D modelling technique in the scope of this work. Models were created using MATLAB software that is very popular in the industry.

3.1 Cell Model

Cell model covers two other models which are electrical and thermal models. Depends on the current drawn and charging / discharging time, electrical model provides internal resistance value to thermal model. Meantime, thermal model calculates heat generation and heat dissipation according to cooling power applied to cell. Figure 2 presents an overview of one-dimensional cell model.

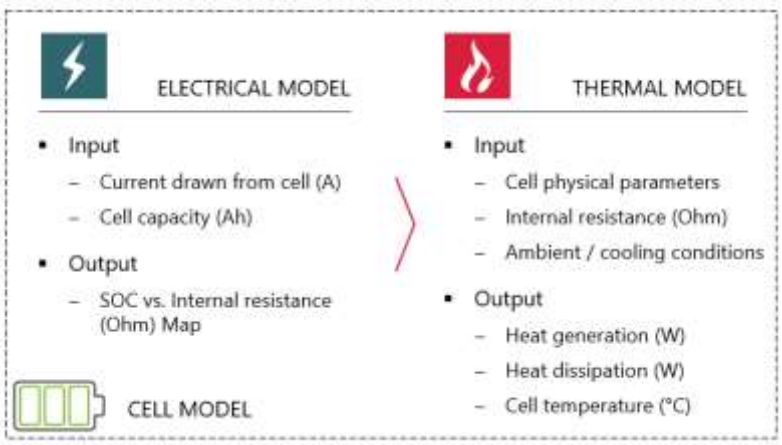


Figure 2. One-Dimensional Cell Model

Cell model also requires heat capacity properties and mass of cell's raw materials. Accumulated heat on a cell determines the temperature change of the cell which also depends on the thermal mass of that cell.

In this modelling study, first simulation was conducted to check accuracy of model output. In order to validate this model, conditions of three experiments were modelled. Then, cell temperature results of experiments and simulation outputs were compared. Current drawn on cell level were selected and three constant values, which are 0.2C, 0.5C, 1C sequentially, have been applied in the duration of 7400 seconds, 2960 seconds, 1480 seconds, respectively. Model values were as follows: Ambient and initial temperature of cell was set to 25°C (experiment conditions) and heat transfer coefficient of free convection was inputted as 5 W/m^2K.

3.1.1. Electrical Model

The capacity of each cell was set to maximum level in the beginning of each simulation. State of Charge (SOC) refers to the level of charge of a cell or a battery relative to its capacity and is one of the most effective parameters that takes role in heat generation (Roth and Doughty, 2004).

$$SOC_{n+1} = SOC_n + \sum_1^n i/capacity_{total} \quad (1)$$

In the Equation 1, *I* is the current (Ah) and *capacity* is the total amount of nominal capacity (Ah) (Kang continued, 2020). Equation is defined in the electrical model using MATLAB software and this model provides instant SOC values of simulated cell during simulation.

The internal resistance of cell is continuously fed by values obtained from 'SOC – Internal Resistance Map'. Dynamic behaviour of internal resistance of battery cell is also considered. Although, there are numerous ways to define internal resistance in the literature, it wasn't considered in the scope of this study and 'SOC-Internal Resistance Map' that was generated by cell experiments was readily used. In addition to this, 'SOC – Internal Resistance Map' information can be obtained from manufacturer as well.

3.1.2. Thermal Model

In the literature, there are two main thermal phenomena that occur inside and outside of a battery cell. First one is the heat generation inside the cell and the second one is the heat dissipation from outside of cell (Abada continued 2016). Equation 2 refers to the energy balance of heat inside the cell.

$$\frac{d}{dt} Q_{acc} = \rho C_p \frac{\delta T}{\delta t} = \dot{Q}_{gen} - \dot{Q}_{dis} \quad (2)$$

Qacc refers heat accumulated inside cell. *Qgen* is total heat generated inside the cell and *Qdis* is the total heat loss of cell. *T*, ρ and *Cp* show cell temperature (K), cell density (kg/m^3) and heat capacity of cell (kJ/(kg.K)), respectively.
The amount of heat generated inside a cell fluctuates under different conditions and in different stages of the battery operation. It depends on SOC, charging / discharging status, cell age, cell temperature and chemical composition of cell. Although there are so many studies that used electrochemical models to simulate thermal behaviour of a battery cell, this study did not focus on chemical modelling details (Kang continued, 2020). Bernardi et al. has been widely investigated and discovered that heat inside battery cell can be expressed with thermodynamic energy balance. This balance covers electrical work, reversible work, and entropy (Bernardi continued, 1985). Simplified form of the equation is mentioned in Equation 3.

$$q = I(U - V) - I\left(T\frac{\delta U}{\delta T}\right) \tag{3}$$

In Equation 3; *q, I, U, V and T* refer overall heat generation inside cell (W), current drawn from cell (A), open circuit voltage (V), terminal voltage (V) and cell temperature (K), respectively. First part of the equation indicates heat loss that is caused by ohmic resistance.

$$q_{ohm} = I(U - V) = I^2R \tag{4}$$

Equation 4 shows generated heat due to ohmic resistance and internal resistance is shown as R. Xie et al. pointed out that main part of the total heat generated inside high-power cells is generated due to ohmic resistance (Xie continued, 2018). In this methodological study, ohmic heat losses were accepted as main heat source and other sources were neglected.

The other thermal phenomenon, heat dissipation, takes place via three different heat transfer types. Heat dissipates out of cell via conduction, convection and radiation (Walker and Ardebili, 2014) (Bolsinger and Birke, 2019). During this study, radiation was omitted as it was not effective as conduction and convection inside battery packs that are working under 60°C (Kang continued, 2020). Conduction heat transfer type is mentioned in Equation 5 and convection heat transfer type is mentioned in Equation 6.

$$Q_{con} = -kA\frac{dT}{dx,y,z} \tag{5}$$

$$Q_{conv} = hA(T_{surfaces} - T_{environment}) \tag{6}$$

In Equation 5 and 6; *k, A, dT and h refer* conduction heat transfer coefficient (W/m.K), heat transfer surface (A), temperature difference between two points and convection heat transfer coefficient (W/($m^2.K$)), respectively.

Temperature of the cell depends on relationship between heat dissipation and heat generation. During charging or discharging, batteries generate ohmic losses which causes heat generation. In order to keep cell temperatures in a safe and efficient range, heat dissipation should be higher than heat generation. Equations were modelled using MATLAB software.

4. THREE-DIMENSIONAL MODELLING

One of the advantages of the 3D modelling technique in comparison with the 1D modelling is the capability of considering the thermal behaviours on detailed geometries. Therefore, a more correct simulation method for detailed cooling plate, module and package designs is the 3D CFD modelling. Literature review shows that CFD has been used successfully in various battery thermal simulations for a long time (Hu continued, 2019).

According to the subject methodology of this study, 3D Analysis are fed with output of 1D Analysis. Thus, 3D modelling is linked to 1D simulations. After the heat generation data is obtained in 1D simulations, it is inserted into the boundary conditions of 3D simulations.

Data unit of generated heat per time in the 1D simulations is W/s. This data is transferred to 3D model as tabular format along with other boundary conditions which are thermal conductivity, adiabatic cell surface, cooling liquid flow rate, and coolant inlet temperature. The simulation can be started once sufficient mesh data is generated.

4.1. Cell Model

3D Analysis step starts with generating the 3D cell model. It is essential to create and validate the 3D model of a single cell, in order to implement the thermal simulation of the entire battery pack. In the scope of this study, two different 3D cell modelling techniques were examined by using two different geometries as the 3D cell model. These are 'Single-Layer Model' and 'Three-Layers Model'. Complete view of cell CAD data and both Single-Layer Model CAD data and Three-Layers Model CAD data are showed in Figure 3.



Figure 3. Cell CAD data; Cross Section of Single-Layer Model CAD, Cross Section of Three-Layers Model CAD

The Single-Layer Model uses cell CAD data which was designed as a single body, and it uses the heat generation data provided by the 1D Analysis earlier. In this method, unit of the heat data getting from 1D Analysis is W/m^3. Assumption is that the heat was generated homogeneously as there is no layer inside the battery cell. The most important advantage of the Single-Layer Model is that it requires low CPU power.

The Three-Layer Model is the model that is capable to examine the cell geometrically in two different parts which are modelled independently: The jelly roll part where the heat is generated inside a cell, and the aluminium can which is cover of the jelly roll. The jelly roll part of the cell was modelled in 3 layers. The heat generation data generated in the 1D Model were added on these layers as heat flux in unit of W/m^2.

3D CFD Simulation Results				Coorelation with Experimental Results
C Rate (Discharge)	Max. Temp (°C)	Min. Temp (°C)	Surface Avg. Temp (°C)	Surface Temperature (°C)
0.2C	26.21	26.17	26.18	0.69%
0.5C	30.78	30.61	30.7	0.97%
1C	40.24	39.84	40.07	0.17%

Table 1. Comparison of Single-Layer Model CFD Results with Experimental Results

Both cell models were simulated separately, and results were compared with each other and with the manufacturer's experimental results. Both temperature of 'Single-Layer Model' and 'Three-Layers Model' were very close to each other under 0.2C (7400 sec), 0.5C (2960 sec) and 1C (1480 sec) operating conditions. Table 1 shows simulation results of Single-Layer Model under different current drawn. For this reason, Single-Layer Model was selected to be used in package simulations due to the low CPU power demand. A view from simulation result is shown in Figure 4.

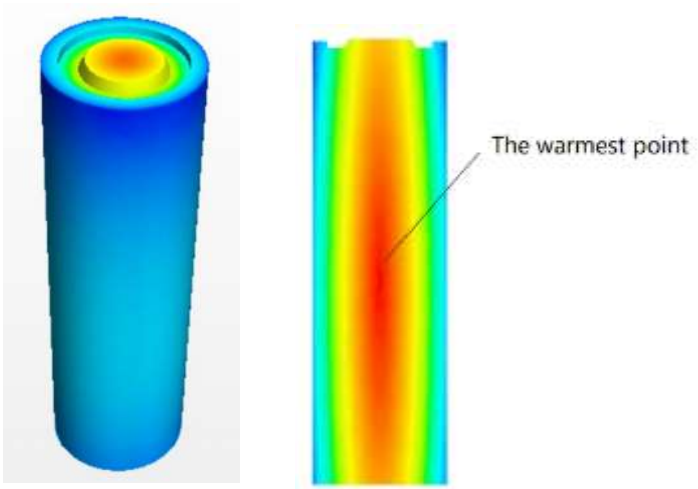


Figure 4. View from CFD Simulation of Single-Layer Model

4.2. Battery Model

The 3D battery model that was examined in this study covered cooling plate and cells themselves. Thus, this analysis step covered both CFD simulation of the cooling plate and CHT simulation of the cells.

As it was mentioned in the literature regarding liquid cooled battery packs, the cell temperature of a battery pack is determined by the heat transfer capability of the cooling plate (Yeow and Teng, 2013). According to previous calculation of required cooling power per cell, cooling plate efficiency was examined. In addition to cooling plate itself, liquid flow inside cooling plate was modelled. Cooling plate geometry optimization was completed with module level CFD simulation results. The thermal performance of the battery cell was improved by investigating different flow rates (2 Lpm, 5 Lpm, 8 Lpm, 10 Lpm) and examining relationship between pressure drop, maximum fluid velocity, the hottest and coldest cell temperatures within the battery package. Various simulations with different flow rate inputs presented necessary design changes. The 3D Analysis was completed with the thermal optimization of the battery package. On the left side of Figure 5, temperature distribution of cooling plate during operation is showed. On the right side, a view of battery package simulation is showed.

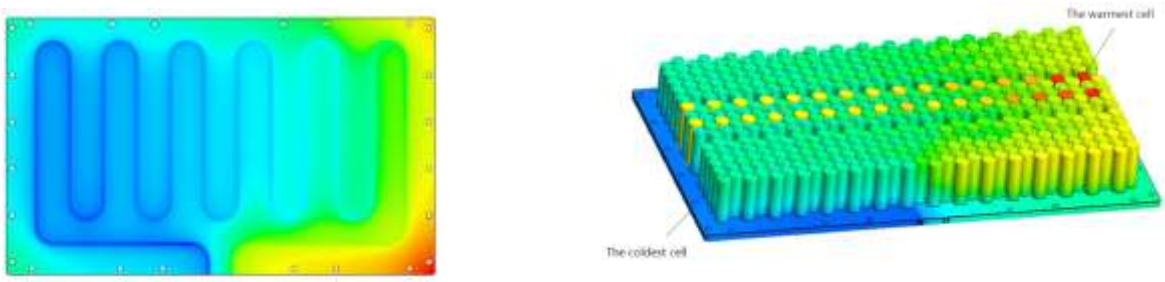


Figure 5. View from CFD Simulation Result of Cooling Plate; View from CFD Simulation Result of Battery Package

5. CONCLUSION

In this paper, the dynamic thermal behaviours of lithium-ion batteries and the importance of controlling cell temperature in a narrow range were discussed. In addition to those, the role of the thermal simulations in research and development process of electric vehicle battery pack was emphasized. A methodology that covers entire process of thermal simulations of a battery was presented. Accompanying that, both one-dimensional modelling and three-dimensional modelling were introduced with theoretical aspects sustained with brief examples and presented sub-models.

Future work will concentrate on thermal tests of whole battery packages. High resolution of experimental data obtained from battery package is expected to reveal crucial perspective to investigate correlations between thermal simulations and real thermal behaviours of the whole battery package.

REFERENCES

[1] Guangming L., Minggao O., Languang L., Li J., (2014) "Analysis of the heat generation of lithium-ion battery during charging and discharging considering different influencing factors", Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 116, 2

[2] Bandhauer T., Garimella S., Fuller T. (2011), "A critical review of thermal issues in lithium-ion batteries", Journal of The Electrochemical Society, 158, 3

[3] Ma S., Jiang M., Tao P., Song C., Wu J., Wang J., Deng T., Shang W. (2018), "Temperature effect and thermal impact in lithium-ion batteries: A review", Progress in Natural Science: Materials International, 28, 6

[4] Roth E., Doughty D. (2004), "Thermal abuse performance of high-power 18650 Li-ion cells", Journal of Power Sources, 128, 2

[5] Kang D., Lee P., Yoo K., Kim J. (2020), "Internal thermal network model-based inner temperature distribution of high-power lithium-ion battery packs with different shapes for thermal management", Journal of Energy Storage, 27

[6] Abada S., Marlair G., Lecocq A., Petit M. (2016), Sauvant-Moynot V., Huet F., "Safety focused modeling of lithium-ion batteries: A review", Journal of Power Sources, 306

[7] Bernardi D., Pawlikowski E., Newman J. (1985), "A general energy balance for battery systems", Journal of The Electrochemical Society, 132, 1

[8] Xie Y., Shi S., Tang J., Wu H., Yu J. (2018), "Experimental and analytical study on heat generation characteristic of a lithium-ion power battery", International Journal of Heat and Mass Transfer, 122, pp.884-894

[9] Walker W., Ardebili H. (2014), "Thermo-electrochemical analysis of lithium ion batteries for space applications using Thermal Desktop", Journal of Power Sources, 269, pp.486-497

[10] Bolsinger C., Birke K. (2019), "Effect of different cooling configurations on thermal gradients inside cylindrical battery cells", Journal of Energy Storage, 21, pp.222-230

[11] Hu X., Kshatriya A., Wang X., Ahrenholz, B. (2019), "A thermal electric two-way coupled battery pack model for an all-electric VW motorsport racer," SAE Technical Paper, 2019-01-0593

[12] Yeow K., Teng H. (2013), "Reducing temperature gradients in high-power, large-capacity lithium-ion cells through ultra-high thermal conductivity heat spreaders embedded in cooling plates for battery systems with indirect liquid cooling", SAE Technical Paper, 2013-01-0234

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF THE AIR/FUEL RATIO IN A NATURAL GAS POWERED CONVERTED COMPRESSION IGNITION ENGINE

Fatih Aktas

Gazi University, Mechanical Engineering Department, Ankara, Turkey
Corresponding Author: Fatih Aktas, fatihaktas@gazi.edu.tr

ABSTRACT

The gradual tightening of emission norms and the increasing use of conventional fuels increase the search for alternative fuels. With the developing drilling technology, while the ease of extraction of natural gas increases, its cost is also decreasing. Both its high lower heating value and less harmful gas emission as a result of combustion make natural gas more attractive. With the increasing control technology, studies on the conversion of compression ignition (CI) engines to natural gas powered spark ignition engines are also increasing. In this study, a diesel engine with a high compression ratio of 17.5:1 was converted into a spark-ignited natural gas engine using a 0/1-dimensional numerical program. Then, the effects of using diesel for the same start of combustion (SOC) times and using natural gas (NG) at different Air/Fuel (A/F) ratios on the performance and emission values were investigated. When the results were examined, it was seen that for similar conditions with CI combustion, NG use provides 14.53% increase in power and 14.86% reduction in fuel consumption. In addition, when the A/F ratio was 31, it was observed that while a 64% reduction was achieved in NO_X emission, the soot emission remained at the levels of 10^6 -10^7 g/kWh.

Keywords: NG, Spark ignition, Compression Ignition, AVL Boost,

1. INTRODUCTION

Although the use of electric vehicles increases, it is predicted that the use of internal combustion engines will continue in both the transportation sector and the stationary power generation sector in the near future (Liu and Dumitrescu, 2018). However, the continued use of internal combustion engines does not mean that conventional diesel or gasoline use will continue. By increasing the use of fuels such as NG, LPG, syngas etc. instead of these fuels, efforts to reduce both emissions release and fuel costs are increasing rapidly. Among these alternative fuels, natural gas is the most remarkable with government incentives and developing drilling technology (Liu continued, 2019a). In the US, the transformation of heavy-duty vehicles using diesel to spark ignition engines using natural gas has gained momentum, especially in recent times. It is estimated that approximately 20% of heavy-duty vehicles operating with diesel will turn into spark-ignition vehicles operating with NG in 2025. (U.S. Energy Information Administration, 2016).

The formation of pollutant emissions such as soot and NO_X is observed with the diesel fuel sprayed on the compressed air forming a rich and poor mixing zone. This happens in engines that use spark-ignition gasoline, mostly in the form of HC and CO emissions. However, in the use of natural gas, it creates a homogeneous air-fuel mixture and reduces both the formation of soot and HC and CO emissions with the low carbon number it contains, while reducing NO_X emissions by decreasing in-cylinder temperatures (Liu continued, 2019b).

Raine et al., (1988) modified naturally aspirated diesel engines with different compression ratios such as 18:1, 15:1 and 13:1 in a way that they can run on natural gas. Afterwards, they investigated the effects of compression ratio as well as ignition timing and air-fuel ratio. The results obtained with the use of only natural gas were compared to the use of only diesel at different speed and load conditions. It was observed that thermal efficiency, exhaust temperature and maximum pressure value increase at high speeds and loads (Raine continued, 1988). Meyer et al. (1992) converted a 320 kW heavy-duty diesel engine to run on natural gas only. They observed an increase in hydrocarbon emissions due to early flame extinction during idling and low load operation. However, a slight increase in power and torque values was observed under high speed and full load, while a decrease in thermal efficiency. In addition, while NO_X emissions improved by 61%, the decrease in thermal efficiency was around 19% (Meyer continued, 1992). Liu and Dumitrescu

(2019) investigated the effects of ignition timing, equivalence ratio and engine speed at low load and speed in a converted diesel engine running on natural gas. During this study, the effects of the special combustion chamber of the diesel engine on the combustion stages were also evaluated. When the results obtained were examined, it was seen that the combustion took place in two stages due to the special design of the combustion chamber. In general, it was concluded that the in-cylinder pressure, temperature and heat release values decreased with increasing equivalence ratio. Liu (2018) modified a diesel engine to run entirely on natural gas. Afterwards, the effects of natural gas components, ignition timing, equivalence ratio and engine speed on combustion characteristics were investigated experimentally and numerically. Experiments examining the equivalence ratio were performed at a compression ratio of 13.1:1 for low-medium load and low speed. With the increase of Air/Fuel ratio, in-cylinder pressure, heat release rate and combustion rate decreased. In addition, with increasing Air/Fuel ratio, the maximum pressure value and the indicated mean effective pressure values decreased, while the thermal efficiency value first increased and then decreased. (Liu, 2018)

In general, it has been observed that there are limited studies in the literature on the conversion of a diesel engine to a spark-ignition engine that can only work with natural gas. While these studies generally have a low compression ratio, it has been observed that the experiments and numerical studies are mostly performed under low loads and speeds. In addition, in these studies, it was seen that rather than performance and emission comparison, extensive information was given about in-cylinder combustion characteristics.

In this study, a 3-cylinder diesel tractor engine was modeled as 0/1-dimension by transforming it with a spark plug assembly instead of a diesel injector and a low-pressure NG fuel injector mounted on the intake manifold. Then, the use of diesel and natural gas at the same SOC times and for the same fuel A/F ratio was compared, and the effects of using natural gas at different A/F ratios on performance and emission values were examined.

2. ENGINE SIMULATION MODEL WITH AVL BOOST

In the study, the model converted from a compression ignition engine to a spark ignition natural gas engine and analyzed in 0/1-dimension with the help of AVL Boost was given in Figure 1. When Figure 1 is examined, it is seen that SB1 and SB2: system boundary conditions, MP1-MP10: measuring points, CO1 and CO2: intercoolers, PL1 and PL2: intake and exhaust manifolds, I1-I3: natural gas injectors, C1-C3: cylinders, 1-30: the connection elements, R1: restrictive element, TC1: turbocharger, and E1: Engine. The analyses were carried out as "general species" in order to obtain emission values. CH_4 was used as an NG fuel surrogate and sent as premixed from the suction port. While the features related to the engine were given in Table 1, the simulation parameters were given in Table 2. As seen in Figure 1, natural gas was injected from the intake ports from multiple points. In both diesel and natural gas usage, the SOC time was taken as +0 CA ATDC for initial analyses while the A/F ratio was set as 26.8. Afterwards, the combustion characteristics and emission changes in the use of natural gas for different A/F ratio were examined without changing the SOC time.

Table 1. Engine Specifications

Specification	**Value**
Displaced volume - total (cm^3)	2930
Number of cylinders	3
Bore / Stroke (mm)	104 / 115
Connection rod (mm)	182
Compression ratio (-)	17.5:1

Table 2. Simulation parameters

Parameter	Value
Engine speed (m/s)	***2300***
Start of Combustion (° CA ATDC)	***0***
Air/Fuel ratio (-)	22, …***26.8***,…30
Lower Heating Value (MJ/kg) (CH_4-Diesel)	50-44

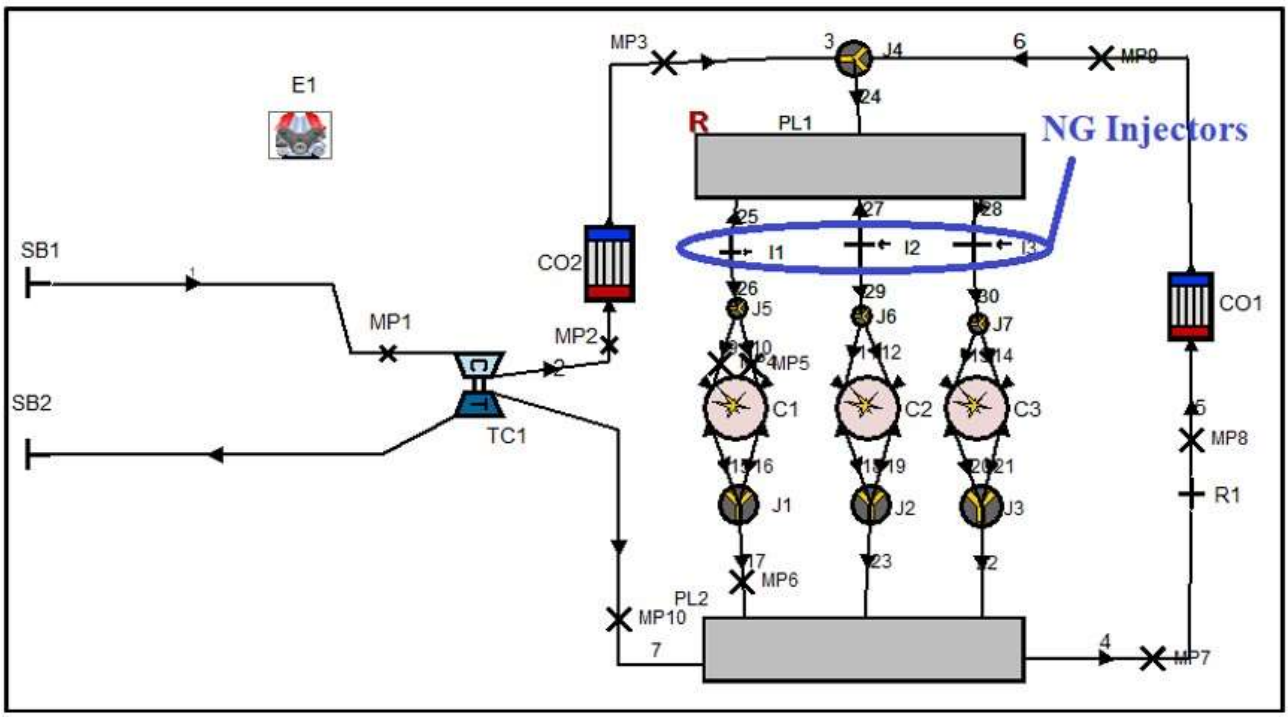


Figure 1. AVL Boost model of the converted engine

3. RESULTS AND DISCUSSION

In this section, the effects of NG use on performance, in-cylinder combustion characteristics and emission values for different A/F ratios in SOC time +0 CA ATDC at 2300 rpm were examined and compared with diesel fuel use. Figure 2 shows the variation of brake power and specific fuel consumption with A/F ratio in NG usage. At +0 CA ATDC, a 14.53% increase in power and a 14.86% decrease in fuel consumption were observed in NG use compared to diesel use. Afterwards, the increase in A/F fuel ratio only in NG use, worsening combustion and decreasing chemical energy decreased the brake power, while fuel consumption increased. NG usage seems more advantageous than diesel usage even for 29.5 A/F ratio in terms of brake power since both fuel consumption and fuel unit cost are lower.

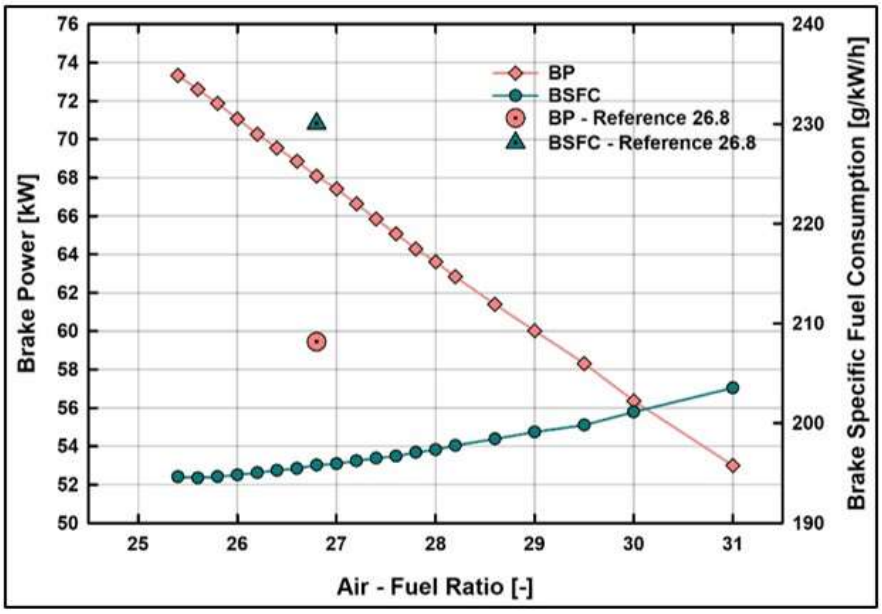


Figure 2. The effect of A/F ratio on brake power and brake specific fuel consumption

Figure 3 shows an increase of 14.55% in BMEP and 17.48% in BTE in NG fuel use compared to diesel fuel use. BMEP and BTE values decreased due to the worsening of combustion with the increasing A/F ratio in natural gas use and the decreased amount of fuel. However, BTE values in NG use were higher than diesel use in all A/F uses, while the limit value for BMEP value was above 29 for A/F ratio. Raine et al., (1988) showed a slight increase in thermal efficiency and mean effective pressure values under high speed and load after the natural gas conversion in a naturally aspirated diesel engine. In addition, it was observed that efficiency and torque values decreased with increasing Air/Fuel ratio. Similarly, Liu et al. (2018) found in their study that BMEP and BTE values decreased with increasing A/F ratio at medium load and low-speed values.

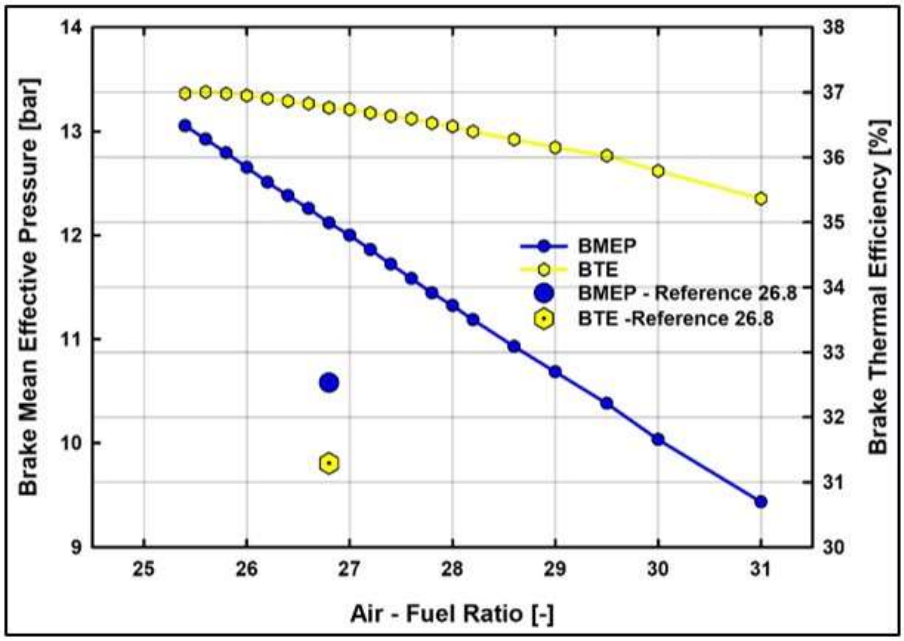


Figure 3. The effect of A/F ratio on BMEP and BTE

When Figure 4 is examined, it is seen that the average temperature and pressure values increased by 2.96% and 23.44% respectively in the use of NG according to the use of diesel fuel. In SI conversion, sending the NG premixed and the high lower heating value had an effect. Then, with the increasing A/F ratio, the in-cylinder pressure and temperature values decreased as the combustion worsens. Liu et al. (2018) showed that the maximum pressure value decreased with increasing A/F ratio at medium load and low speed values.

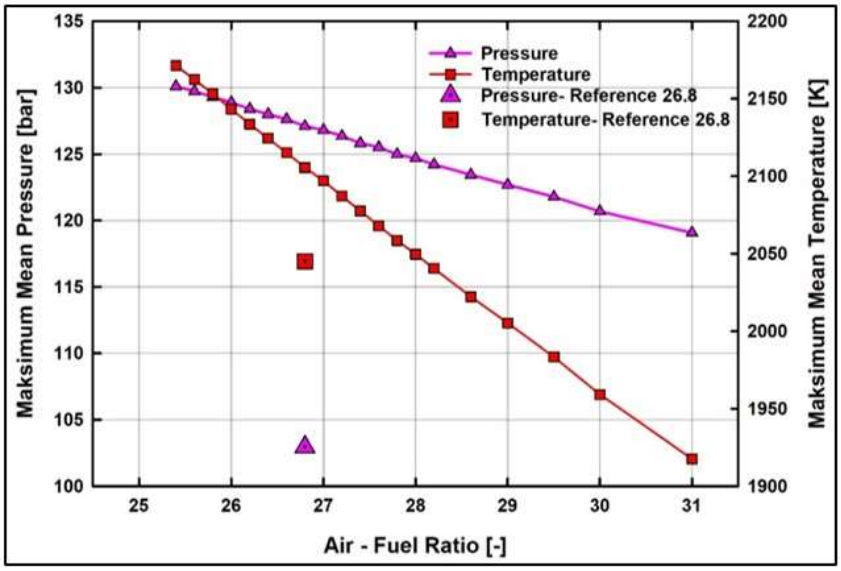


Figure 4. The effect of A/F ratio on maximum mean pressure and temperature

In Figure 5, although the compression pressure in TDC was less than diesel fuel in NG use, the maximum pressure value was higher than diesel. In addition, it was seen that the maximum pressure value in the cylinder decreases with the increasing A/F ratio in NG use.

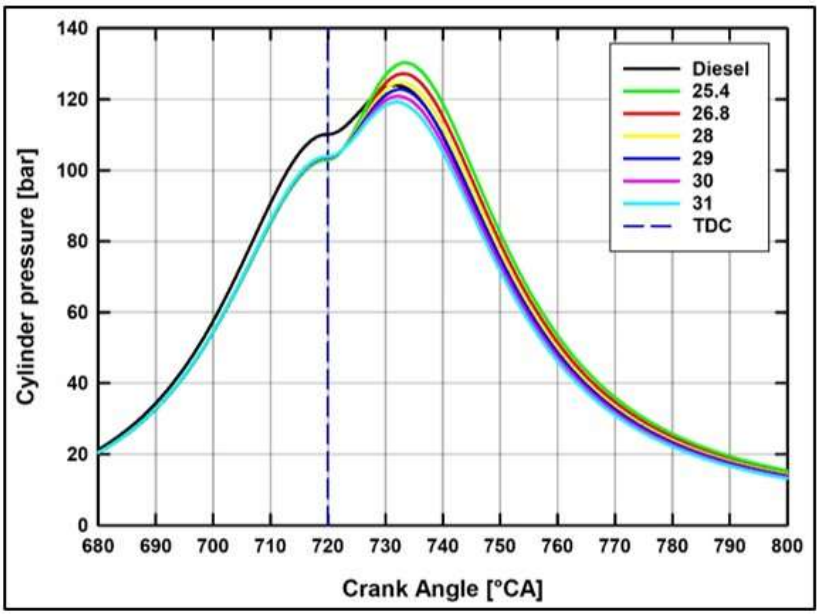


Figure 5. The effect of A/F ratio on in-cylinder pressure

Figure 6 shows the effect of A/F ratio on the in-cylinder heat release rate. The increased amount of A/F decreased both the chemical energy available per cycle and the flame velocity, causing the in-cylinder combustion to deteriorate and the rate of heat release to decrease. This decrease in the rate of heat release also had a negative effect on combustion performance, fuel consumption and THC emissions. Liu et al. (2018) in their study, both in-cylinder pressure, and in-cylinder heat release values decreased with increasing A/F ratio at medium load and low-speed values, which led to a decrease in the brake power produced. In addition, the decrease in the amount of heat generated in the cylinder caused the temperature values in the cylinder to decrease, as can be seen in Figure 7.

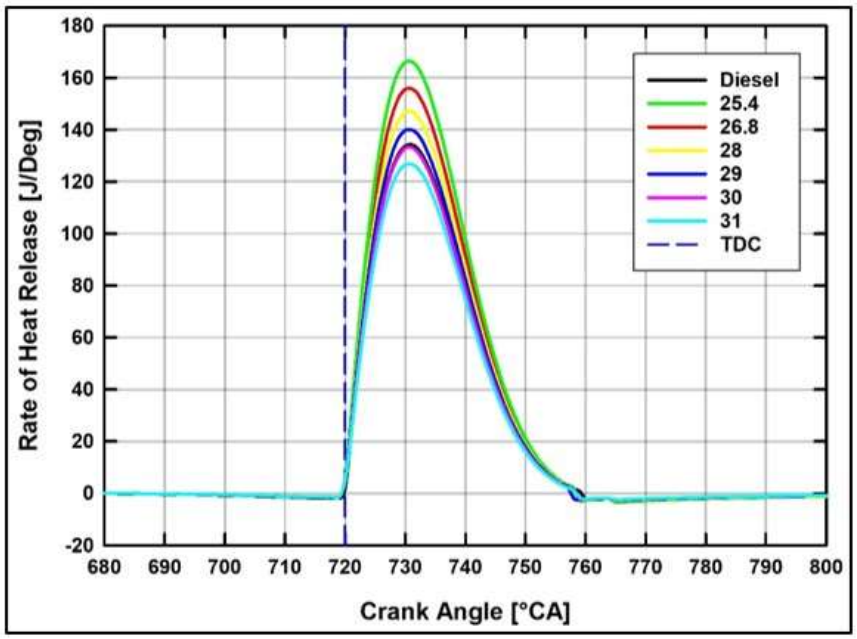


Figure 6. The effect of A/F ratio on in-cylinder rate of heat release

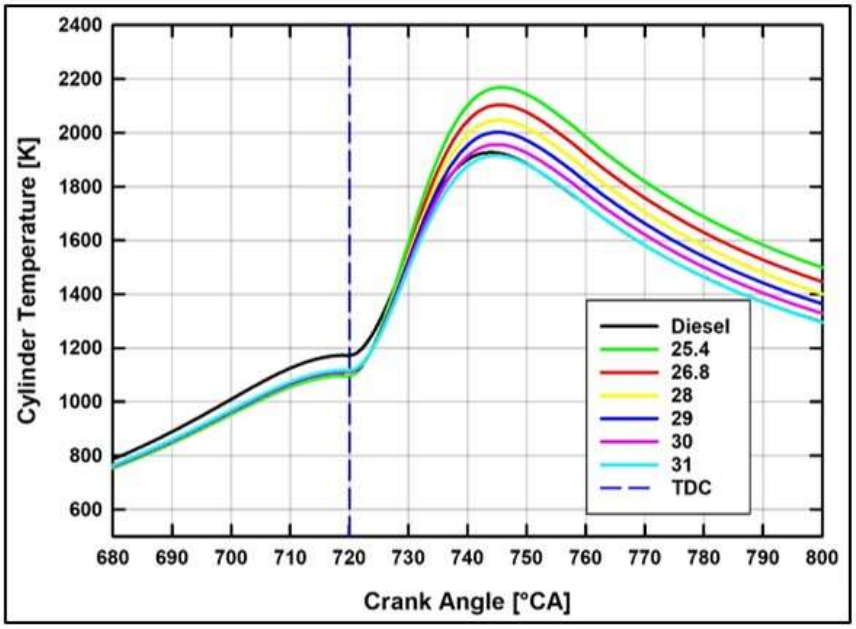


Figure 7. The effect of A/F ratio on in-cylinder temperature

Figure 8 shows the effect of A/F ratio on emission characteristics. The given NO_X and CO values were normalized according to diesel use at a rate of 26.8 H / Y at + 0 ° CA ATDC, and HC values were normalized according to NG use. It was observed that NO_X formation decreased with the decrease in-cylinder temperatures with increasing A/F ratio. When the A/F ratio was 31, NO_X formation was approximately 88%, CO emission 63% less, while HC emission increased 1.54 times.

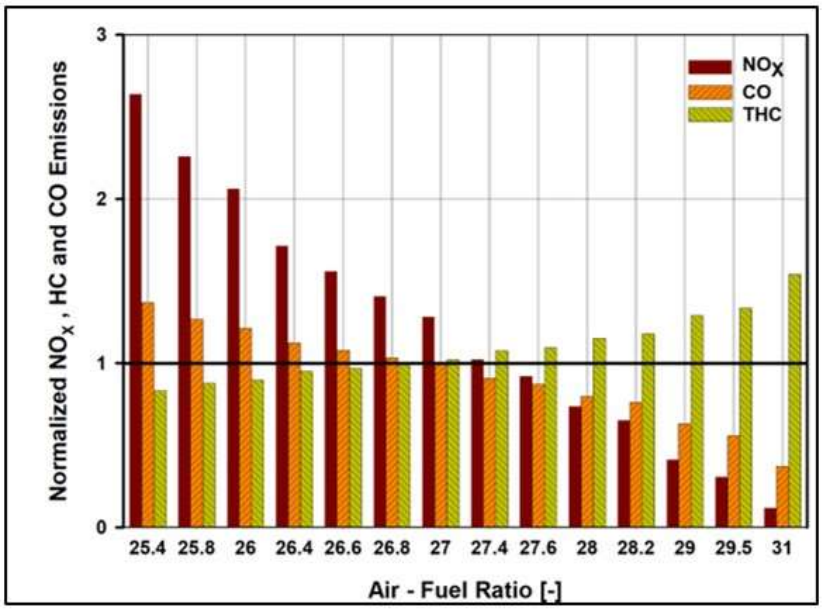


Figure 8. The effect of A/F ratio on emissions

4. CONCLUSIONS AND RECOMMENDATIONS

With the developing injector and control technology, during the rectification of a diesel engine that has completed its service life, the installation of a spark plug on the cylinder head and a low-pressure NG fuel injector mounted on the intake port is an economical approach. With the high compression ratio of the diesel engine, it can work in leaner mixtures and reduce NO_X emissions, especially with low in-cylinder temperatures. If the work done in general is to be evaluated:

1. It was seen that NO_X emission could be reduced by 64% in the study performed with only A/F ratio without any parametric study. It can be said that there is no need to use Selective Catalytic Reduction (SCR) by increasing this ratio with compression ratio, SOC time or combustion chamber changes.

2. In addition, since the formation of soot emission remained in the levels of 10^6 -10^7 g / kWh, there was no need to use Diesel Particulate Filter (DPF).

3. Under the same conditions, fuel consumption decreased while brake power increased due to the fact that natural gas was sent as premixed, the engine was turbocharged and the lower calorific value of natural gas was higher than diesel fuel.

ACKNOWLEDGEMENTS

I would like to express my gratitude to AVL LIST GmbH for providing an AVL Boost software under the University Partnership Program. I would also like to thank Türk Traktör Ziraat Makine A.Ş for providing the necessary information about the engine.

REFERENCES

[1] Liu, J., Dumitrescu, C. E. (2018) "Flame development analysis in a diesel optical engine converted to spark ignition natural gas operation", Applied Energy, 230, 1205-1217. doi:10.1016/j.apenergy.2018.09.059

[2] Liu, J., Bommisetty, H. K., Dumitrescu, C.E. (2019a) "Experimental Investigation of a Heavy-Duty Compression-Ignition Engine Retrofitted to Natural Gas Spark-Ignition Operation. Journal of Energy Resources Technology", 141(11). doi:10.1115/1.4043749

[3] U.S. Energy Information Administration (EIA). Annual Energy Outlook 2016 (AEO 2016); EIA: Washington, D.C., 2016; DOE/EIA-0383

[4] Liu, J., Dumitrescu, C. E. (2019b) "Numerical Investigation of Methane Number and Wobbe Index Effects in Lean-Burn Natural Gas Spark-Ignition Combustion", Energy & Fuels, 33(5), 4564-4574. doi:10.1021/acs.energyfuels.8b04463

[5] Raine, R. R., Stephenson, J., Elder, S.T. (1988) " Characteristics of Diesel Engines Converted to Spark Ignition Operation Fuelled with Natural Gas", SAE Technical Paper Series, 880149.

[6] Meyer, R., Meyers, D., Shaded, S. M., Duggal, V. K. (1992) " Development of a Heavy Duty On-Highway Natural Gas-Fueled Engine" SAE Technical Paper Series, 922362.

[7] Liu, J., Dumitrescu, C. E. (2019) "Methodology to separate the two burn stages of natural-gas lean premixedcombustion inside a diesel geometry", Energy Conversion and Management, 195, 21-31.

[8] Liu, J. (2018) "Investigation of Combustion Characteristics of a Heavy-Duty Diesel Engine Retrofifitted to Natural Gas Spark Ignition Operation" Graduate Theses, Dissertations, and Problem Reports, West Virginia University.

ARAÇ İKLİMLENDİRME SİSTEMİNDE TERS AKIŞLI DAHİLİ ISI DEĞİŞTİRİCİ EŞANJÖRÜNDE BASINÇ KAYBI-ISI TRANSFER VERİMİ İNCELENMESİ VE HAD YÖNTEMİ ANALİZLERİ İLE TEST KORELASYONLARI

Osman SÜMER
TOFAŞ, Ar-Ge Direktörlüğü, Motor Transmisyon ve Kontrol Sistemleri Müdürlüğü, Bursa, Türkiye
Sorumlu Yazar: Osman SÜMER, osman.sumer@tofas.com.tr

ÖZET

Günümüzde farklı sektörlerde sistem bazlı kullanılan ısı eşanjörleri, genel özellikleri itibari ile birbirine karışmaları engellenen sıcaklıkları farklı iki akışkan arasında ısı değişimini gerçekleştirerek soğutma veya ısıtma ihtiyacını karşılayan sistemlerdir. Isı eşanjörü tiplerinden olan dahili ısı eşanjörleri (IHX), otomotiv sektöründe de kullanılan ve potansiyel soğutma döngülerinin verimliliğini artırma kabiliyeti, hafiflik ve yerleşim kolaylığı sağlayabilmesi nedeniyle efektif olarak iklimlendirme (HVAC) sistemleri altında uygulanmaktadır. Komponentin termal kabin soğutma çevrimindeki görevi, kondenserden gelen yüksek sıcaklıktaki sıvı ile evaporatörden gelen soğuk buhar arasında ters yönlü bir akış oluşturarak akışkanlar arasında ısı transferini gerçekleşmesini sağlar. Bu çalışmada 3 silindirli içten yanmalı motora sahip bir araçta iklimlendirme sisteminde bulunan mevcut IHX dahili ters akışlı ısı eşanjörü detaylı ölçümleri ile birlikte CFD modeli oluşturularak, geometrik olarak; boru çapı, akışkan kanalları, kanat özellikleri vb., fiziksel olarak akışkan ve katı model arası ısı transfer ve akışkan mekaniği metodolojileri olarak steady-state, coupled energy, türbülans akış modeli RANS metodu kullanılarak çalışmalar yapılmıştır. Bu parametreler referans alınarak sistem bazlı olarak akışkanlar arası ısı transferini ve basınç düşüşü performansı hesaplamaları yapılmıştır. Ayrıca, standartlar çerçevesinde gerçekleştirilen test koşulları dikkate alınarak belirlenen akışkan debileri ile CFD sonuçları ve test sonuçları korelasyonları oluşturulmuştur. Mevcut ısı eşanjörünün etkinliği, düşük basınç gaz bölgesinde a C b bar'da, yüksek basınç sıvı bölgesinde 9a C 5a+1 bar'da basınç kaybı ve ısı transferi olarak incelenmiştir. Klima gazı olarak bilinen R1234yf isimli soğutucu akışkanının belirlenen sınır şartları altındaki kimyasal ve termal özellikleri moody diyagramından elde edilerek kanal içinde dahili ters akış ısı eşanjörünün ısı transfer özelliklerinin deneysel ve teorik değerlendirmesi sunulmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Dahili Isı Değiştiriciler, R1234yf, Moody Diyagramı, Paralel Akış, Ters Akış

INVESTIGATION OF PRESSURE LOSS-HEAT TRANSFER EFFICIENCY IN THE INTERNAL FLOW HEAT EXCHANGER IN VEHICLE AIR CONDITIONING SYSTEM AND TEST CORRELATIONS WITH HAD METHOD ANALYSIS

ABSTRACT

Heat exchangers used on a system basis in different sectors are systems that meet the need for cooling or heating by performing heat exchange between two fluids with different temperatures, which are prevented from mixing with each other due to their general characteristics. Internal heat exchangers (IHX), one of the heat exchanger types, are effectively applied under air conditioning (HVAC) systems due to their ability to increase the efficiency of potential cooling loops, lightness and ease of packaging, which are also used in the automotive industry. The function of the component in the thermal cabin cooling cycle creates a reverse flow between the high temperature liquid coming from the condenser and the cold steam coming from the evaporator, allowing heat transfer between the fluids. In this study, firstly, a CFD model was created together with the detailed measurements of the existing IHX internal reverse flow heat exchanger in the air conditioning system in a vehicle with a 3-cylinder internal combustion engine.Steady-state, coupled energy, turbulent flow model RANS method has been used on CFD anaylsis setup. According to these parameters, system-based heat transfer - pressure drop and heat transfer performances calculations were made. In addition, CFD results and test results correlations were made with the fluid flow rates determined by considering the test conditions performed under the standards. The efficiency of the existing heat exchanger was examined as pressure loss and heat transfer at a C b bar in the low pressure gas zone and 9a C 5b+1 bar in the high pressure liquid zone. Experimental and theoretical evaluation of the heat transfer properties of the internal reverse flow heat exchanger in the duct is presented by obtaining the chemical and thermal properties of the refrigerant R1234yf, known as the air conditioning gas, under the specified boundary conditions from the moody diagram.

Keywords: Internal Heat Exchangers, R1234yf, Moody Diagram, Parallel Flow, Reverse Flow

1. GİRİŞ

Otomobil Üreticileri Birliği'nin istatistiklerine göre global anlamda binek araçların kullanımının yaygın olması ve buna bağlı olarak da emisyon ve enerji sarfiyatı yönünde artış gözlemlenmiştir. Bu nedene enerji tasarrufu ve emisyon azaltımı ile ilgili çalışmaların gerekliliği kaçınılmaz olmuştur.
İçten yanmalı binek araçların (ICE) yakıt tüketimi ve emisyon değerlerinin daha da düşürülebilme çalışmaları göz önünde bulundurulduğunun da günümüzde birçok alanda AR-GE çalışmaları yürütülmektedir. Bu çalışmalar daha çok güç sistemleri olarak adlandırmış olduğumuz ICE motor/Elektrik motor ve alt sistemlerinde gerçekleştiriliyor diyebiliriz. Bu sitemler içerisinde yakıt, motor-kabin soğutma, yağlama, egzoz, hava emiş sistemleri vb. örnek olarak verilebilir. Bu sistemler bünyesinde enerji tasarrufu, emisyon azaltma ve yakıt tüketiminin azaltılması ile ilgili yapılan çalışmaların önemli bir bölümü verimli iklimlendirme teknolojisinin kullanımı, otomotiv klima endüstrisinin gelişimini tetiklemektedir.

Xiang L. ve Cao X. [1], dahili Isı Değiştirici (IHX) teknolojisinin kullanarak klima gazı R134a için soğutma döngüsü performansının iyileştirilmesini teorik olarak analiz etmişlerdir. Wu X vd. [2] soğutma sıvısının sistemden giriş ve çıkış durumuna göre IHX sisteminin performansının araştırılması üzerine çalıştılar. Qian R vd. [3] yapmış oldukları birtakım deneyler sonucunda IHX sisteminin bazen de olumsuz etkiler yaptığı konusunda gözlemlerde bulundular. Mota-Babiloni A [5] ve Navarro E J [6], IHX'in R1234yf ile AC sisteminin soğutma kapasitesini mevcut durumlara göre daha fazla artırabileceği konusunda bildirimlerde bulunmuşlardır. Kwon Y C, Kim D H [7], AC sistemini CO2 ile araştırarak benzer sonuçlar aldıklarını ifade etmişlerdir.

Otomotiv iklimlendirme sisteminde bulunan dahili ısı değiştiricisi (IHX) teknolojisi verimli ve yüksek sıcaklık değişimi performansının yanında yerleşim ve hafiflik yönüyle de oldukça uygun bir komponenttir. Bilimsel araştırmalar sonucu elde edilen deneysel veri ve hesaplamaların çıktıları dahili ısı değiştirici (IHX) için, otomotiv iklimlendirme sisteminde yüksek verimli bir teknolojisi haline gelmiştir. Ancak iklimlendirme sistemi için olumsuz etkilere dikkat etmek ve dezavantajlarını da göz önünde bulundurmak gerekmektedir. Bu dezavantajlar IHX profillerini oluşturan yapının ve akışkan kanallarının oldukça hassas olması darbelere ve titreşimlere karşı korumayı gerektirmektedir.

Endüstriyel uygulamalarda kullanılan soğutma ve ısıtma sistemlerindeki ısı eşanjörleri teknolojileri önemli bir rol oynamaktadır. Dahili ısı eşanjör çeşitlerinden birisi olan çift borulu ısı eşanjörü, düşük tasarım ve bakım maliyetleri nedeniyle kimya, gıda, petrol ve gaz endüstrilerinde yaygın olarak kullanılmaktadır [8]. Literatürde ısı eşanjörlerindeki basınç kayıpları, ısı transferi ve sıcaklık dağılımı ile ilgili birçok sayısal, analitik ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Karmaşık geometriler için sayısal yöntemler daha çok tercih edilir çünkü analitik denklemlerin kesin çözümleri karmaşık ve zordur.

2.1. FİZİKSEL VE MATEMATİKSEL MODEL OLUŞTURULMASI

Isı değiştiricisinde, ısı sıcak su devresinden soğuk su devresine transfer olur. Isı transfer hızı, akışkan kütlenin akış hızının, akışkanın sıcaklık değişiminin ve özgül ısı kapasitesinin bir fonksiyonudur.[9] Çift borulu dahili ısı eşanjör tipinde soğuk ve sıcak akışkan birbirleri ile ters yönde veya paralel yönde akar. Böylece sıcak ve soğuk su arasında ısı transferi meydana gelir [10].

$$\dot{Q} = mxcpx\Delta T \quad (1.a.)$$

İdeal bir ısı değiştiricisinde, dış ortamdan ne ısı alınır ne de dış ortama ısı verilir. Soğuk akışkan tüm ısıyı sıcak akışkandan absorplar. Dolayısıyla ısı transfer hızı:

$$\dot{Q} = \dot{Q}\,e = \dot{Q}\,a = mHxcPHx\Delta TH = mCxcPCx\Delta TC \quad (1.b.)$$

Hacimsel akış için tekrar düzenlenirse:

$$\dot{Q} = \dot{Q}\,e = \dot{Q}\,a = VHx\rho HxcPHx\Delta TH = VCx\rho CxcPCx\Delta TC \quad (1.c.)$$

Basınç kaybı hesaplamalarında kullanılan sıcak ve soğuk fazların genel denklemi:

$$DPihxsl = DPinlet + DPihxsl + DPoutlet \quad (1.d.)$$

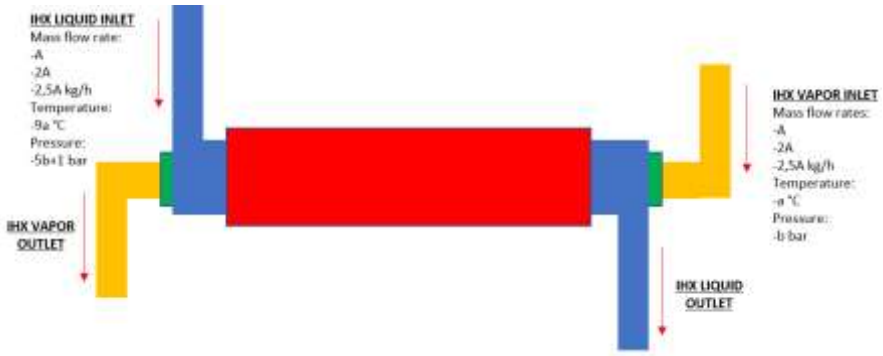
Isı değiştiricisinde, ısı transferini daha iyi anlamak için, Şekil 1'deki gibi giriş ve çıkışları olan sıcak ve soğuk su akışlı bir sistem olarak kabul edilmelidir.

Q̇:Birim ısı transfer hızı

m:Birim akışkan külesi

c:Özgül ısı

T:Sıcaklık farkı

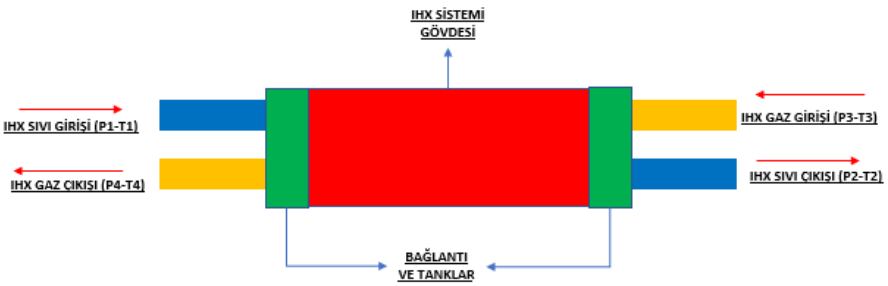


Şekil 1. Ters Akışlı Dahili Isı Değiştirici Akış Modeli (IHX)



Şekil 2. Ters Akışlı Dahili Isı Değiştirici Kesit Modeli (IHX)

Bu çalışmada mevcutta 3 silindirli içten yanmalı motora sahip bir araçta kullanılan ters akışlı çift borulu bir ısı değiştiricisinde (IHX) standart testlerde belirtilen debi değişikliklerine (A kg/h,2A kg/h ve 2,5A kg/h) göre sıvı ve gaz fazlarında gerçekleşen basınç düşüşleri ve ısı transferleri hesaplamak amacıyla analitik bir model geliştirilmiştir. Oluşturulan matematik model steady-state, coupled energy, K-epsilon türbülans akış modeli, RANS metodu yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Analitik çözümleri doğrulamak amacı ile sonlu elemanlar analizleri yapılmış olup ve analitik ve sayısal sonuçlar standartlardaki sınır şartlarına göre yapılmış test verileri ile karşılaştırılmıştır.
Analizlerin sonuçlarının karşılaştırmasının yapıldığı ve sınır koşullarının referans alındığı IHX'in verimi şekil 3'te belirtilen figürdeki test koşulları altında bir kalorimetre içinde test edilerek hesaplanmıştır.



Şekil 3. Ters Akışlı Dahili Isı Değiştirici Test Düzeneği Modeli (IHX)

2.2. FİZİKSEL VE KİMYASAL ÖZELLİKLERİN BELİRLENMESİ VE SINIR ŞARTLARININ OLUŞTURULMASI

Test sınır şartlarının bulunduğu veriler içeren tablo Tablo 1 de belirtilmiştir.

Tablo 1. Mevcutta Kullanılan IHX Sistemi Sınır Şartları

AKIŞKAN DEBİSİ(KG/H)	YÜKSEK BASINÇ FAZI		DÜŞÜK BASINÇ FAZI	
	GİRİŞ SICAKLIĞI(C)	GİRİŞ BASINCI(BAR)	GİRİŞ SICAKLIĞI(C)	GİRİŞ BASINCI(BAR)
A	9a	5b+1	a	b
2A	9a	5b+1	a	b
2.5A	9a	5b+1	a	b

Sistemde kullanılmış olan klima gazı R1234yf (C3H2F4) akışkanının tabloda belirtilen sınır şartları çerçevesinde Moddy diyagramına göre termodinamik tablodaki kimyasal ve fiziksel verileri belirlenerek hesaplamalarda girdi olarak kullanılmıştır. Tablo 2 de veriler belirtilmiştir.

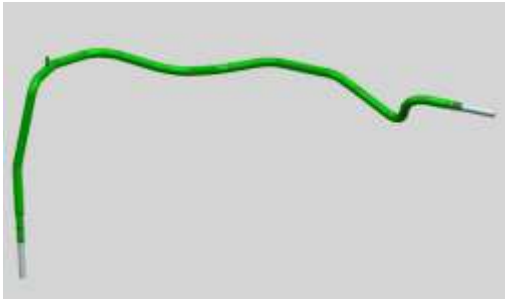
Tablo 2. Mevcutta Kullanılan IHX Sistemi Sınır Şartları

SICAKLIK DEĞERİ (C)	BASINÇ (Kpa)		HACİM (m3/kg)		YOĞUNLUK (kg/m3)	
	SIVI FAZ	GAZ FAZ	SIVI FAZ	GAZ FAZ	SIVI FAZ	GAZ FAZ
5	372,925	372,925	0.000862	0,0482	1160,4	20,774
45	1153,834	1153,834	0,000988	0,0151	1012,6	66.223

SICAKLIK DEĞERİ (C)	ISI KAPASİTESİ (Kj/kg-K)		DİNAMİK VİSKOZİTE (mPa-s)		TERMAL İLETKENLİK (Mw/m-K)	
	SIVI FAZ	GAZ FAZ	SIVI FAZ	GAZ FAZ	SIVI FAZ	GAZ FAZ
5	1,308	0,9484	197,1	11,363	69,95	12,099
45	1,5074	1,2175	122,3	13,495	57,51	16,199

2.3. SİSTEM MODELİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE OLUŞTURULMASI

İç ve dış borularda akışın ters olduğu durumlar referans alınarak sıvı ve gaz bölümleri için basınç düşüşleri ve aralarındaki ısı transferi sonuçları incelenmiştir. Akışkan olarak klima gazı olan R1234yf (C3H2F4) kullanılmış olup akışkanın, sıkıştırılamaz ve akışkanın konveksiyon özelliklerinin sabit olduğu varsayılmıştır. Yerçekimi ivmesinin etkisi, sistemsel olarak akışın dikey yönünde etki ettiği varsayılmıştır. Analizlerde kullanılmış olan çift borulu dahili ısı eşanjöründe basınç kaybı analizlerinde şekil 4 ve şekil 5'teki modeller, ısı transferini incelemek için kullanılan geometri Şekil 6'da gösterilmiştir.



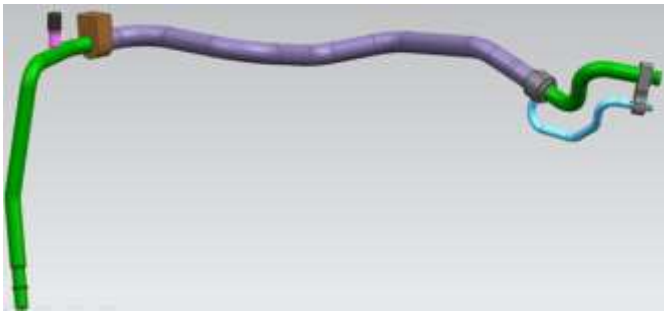
Şekil 4. Soğuk gaz fazı akış hacmi modeli



Şekil 5. Sıcak sıvı fazı akış hacmi modeli



Şekil 6. Sıcak sıvı ve soğuk gaz fazı akış hacmi modeli



Şekil 7. Mevcutta Kullanılan IHX Sistemi

Ağ modeli oluşturulurken 3D CAD datanın düzenlenmesinde Hyperworks programı kullanılmış olup analiz kurulumu ve çözümü STAR CCM+ programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Ağ yapısı olarak polihedral mesh kullanılmış olup eleman boyutları 1 mm olarak oluşturulmuştur. Su kanallarının geçişlerinin modellenmesinde kaliteyi artırmak amaçlı sınır tabaka özellikleri 3 katman olarak tanımlanmış olup kalınlık 0.32 mm olarak belirlenmiştir. (Şekil 8)



Şekil 8. IHX sistemi sınır bölgeler ağ yapısı

2.4 ANALİZ SONUÇLARI

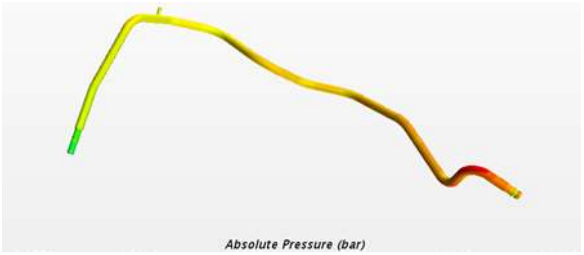
Daha önceden belirtilmiş olan sınır şartları dahilinde basınç kayıpları ve ısı transferi hesaplarına yönelik A-2A ve 2.5A kg/h akışkan debilerinde yapılmış olan analiz sonuçları aşağıdaki gibi belirtilmiştir.

Tablo 3.100-200-250 kg/h Debilerde Gaz Fazı Düşük Basınç Bölgesi Basınç Kaybı Test-Analiz Korelasyon Tablosu

GAZ FAZI YÜKSEK BASINÇ BÖLGESİ					
SICAKLIK: a C - BASINÇ: b BAR					
A KG/H		2A KG/H		2.5A KG/H	
CFD SONUÇLARI	TEST SONUÇLARI	CFD SONUÇLARI	TEST SONUÇLARI	CFD SONUÇLARI	TEST SONUÇLARI
K-0.2 MBAR	K MBAR	L+3 MBAR	L MBAR	M-10 MBAR	M MBAR



Şekil 9.Düşük Basınçlı Gaz Fazı Bölgesi Basınç Kaybı Miktarı (A kg/h)



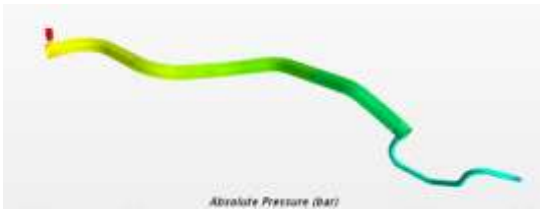
Şekil 10.Düşük Basınçlı Gaz Fazı Bölgesi Basınç Kaybı Miktarı (2A kg/h)



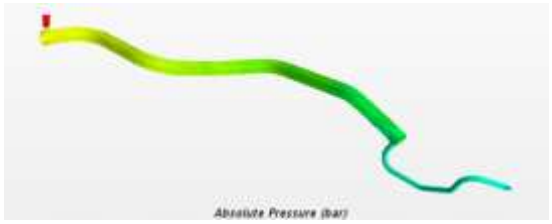
Şekil 11.Düşük Basınçlı Gaz Fazı Bölgesi Basınç Kaybı Miktarı (2,5A kg/h)

Tablo 4.100-200-250 kg/h Debilerde Sıvı Fazı Yüksek Basınç Bölgesi Basınç Kaybı Test-Analiz Korelasyon Tablosu

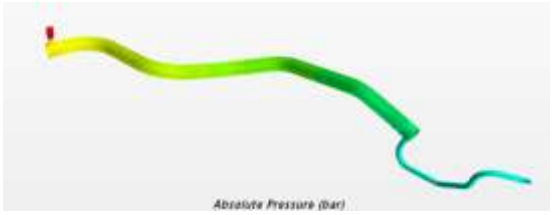
SIVI FAZI YÜKSEK BASINÇ BÖLGESİ					
SICAKLIK: 9a C - BASINÇ: 5b+1 BAR					
A KG/H		2A KG/H		2.5A KG/H	
CFD SONUÇLARI	TEST SONUÇLARI	CFD SONUÇLARI	TEST SONUÇLARI	CFD SONUÇLARI	TEST SONUÇLARI
P+2 MBAR	P MBAR	R+8 MBAR	R MBAR	S+10 MBAR	S MBAR



Şekil 12.Yüksek Basınçlı Sıvı Fazı Bölgesi Basınç Kaybı Miktarı (A kg/h)



Şekil 13.Yüksek Basınçlı Sıvı Fazı Bölgesi Basınç Kaybı Miktarı (2A kg/h)



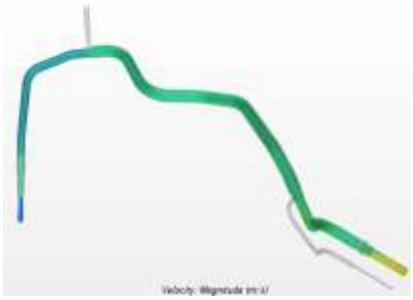
Şekil 14.Yüksek Basınçlı Sıvı Fazı Bölgesi Basınç Kaybı Miktarı (2.5A kg/h)

Tablo 5.100-200-250 kg/h Debilerde Sıvı Fazı Yüksek Basınç Bölgesi Basınç Kaybı Test-Analiz Korelasyon Tablosu

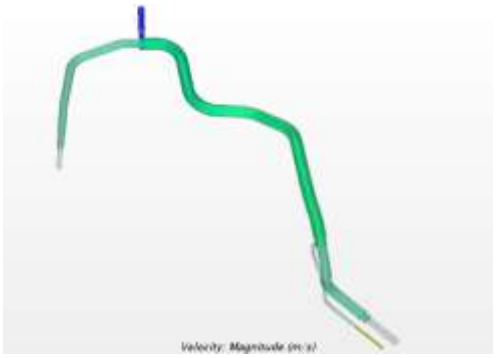
FAZ BÖLGELERİ	SIVI FAZI YÜKSEK BASINÇ BÖLGESİ			GAZ FAZI DÜŞÜK BASINÇ BÖLGESİ		
SINIR DEĞERLERİ	SICAKLIK: 9a C - BASINÇ: 5b+1 BAR			SICAKLIK: a C - BASINÇ: b BAR		
DEBİ DEĞERLERİ	A KG/H		2A KG/H		2.5A KG/H	
TEST/ANALİZ	CFD SONUÇLARI	TEST SONUÇLARI	CFD SONUÇLARI	TEST SONUÇLARI	CFD SONUÇLARI	TEST SONUÇLARI
TEST/ANALİZ SONUÇLARI	X-22 W	X W	Y-11 W	Y W	Z-6.5 W	Z W



Şekil 15.Yüksek Basınçlı Sıvı Fazı Bölgesi Isı transfer Miktarı A kg/h)



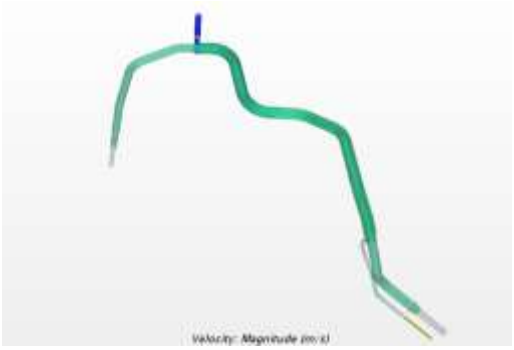
Şekil 16.Düşük Basınçlı Gaz Fazı Bölgesi Isı transfer Miktarı (2A kg/h)



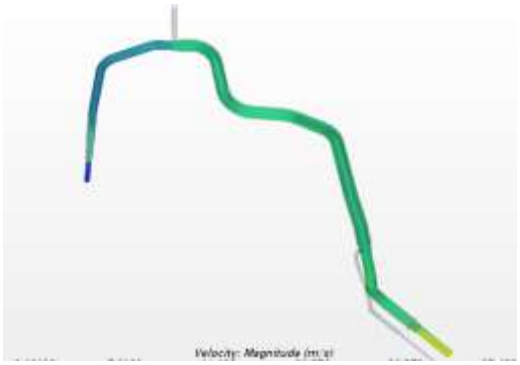
Şekil 17.Yüksek Basınçlı Sıvı Fazı Bölgesi Isı transfer Miktarı (2.5A kg/h)



Şekil 18.Düşük Basınçlı Gaz Fazı Bölgesi Isı transfer Miktarı (2A kg/h)



Şekil 19.Yüksek Basınçlı Sıvı Fazı Bölgesi Isı transfer Miktarı (2.5A kg/h)



Şekil 20.Düşük Basınçlı Gaz Fazı Bölgesi Isı transfer Miktarı (2.5A kg/h)

3. ANALİZ VE TEST SONUÇLARININ YORUMLANMASI

Makale içeriğinde bahsedilen test sınır koşullarına göre belirtilmiş olan test-analiz sonuç tabloları kıyaslandığında simülasyon-test korelasyon değerleri detayları ile incelenmiştir. Isı transferinin basınç kaybı analizlerinde göz ardı edilmesi modellerin tekil olarak kurgulanması modellerdeki basınç düşüşü performansını etkilemektedir. Emiş hattındaki basınç düşüşlerine etki olarak bağlantı noktalarının modellerde olamaması ve ek parçaların da göz ardı edilmesi de deneysel değerler ile analiz sonuçlarının arasında oluşan değişimleri etkilemiştir. Tüm bu varsayımlar ile birlikte sistem göz önünde bulundurularak final model üzerinde kurgulanmış olan akışkanlar arasındaki ısı transferi hesaplamaları test değerleri ile kabul edilebilir hata oranları ile yakınlık göstermektedir. Sistem bazlı olarak IHX ısı transferi değişimi gözlemlendiğinde, soğuk ve düşük basınçlı gaz fazındaki akışkanın iç boru kısmından lineer olarak geçiş sağlıyor olması, sistemin dış kısmından geçiş sağlayan sıcak yüksek basınçlı ve etkileşim yüzey alanı yüksek sıvı akışkan fazı arasındaki ısı transferi performansını artırıcı yönde olduğu doğrulanmıştır. Hesaplamalarda kullanılan debi artışına göre akışkanlar arasındaki ısı transferi miktarının artışı da yapılan simülasyonlar ile doğrulanmıştır.

Basınç kaybı parametresi göz önünde bulundurulduğunda araç mimarisine göre yerleşimi, uzunluk gibi sistemin soğutma verimini etkileyen sınır koşulları altında mevcut ürün optimum düzeyde görevini yerine getirdiği test sonuçlarına göre simülasyonlarla doğrulanmıştır. Basınç kaybının debi oranının artışı ile artması yüksek akış karakteristiklerinde ısı transferinin de arttığının sonucuna varılmıştır.

4.KAYNAKÇA

[1] Xiang L, Cao X, Xi Z, et al 2005 Refrigeration and Air-conditioning A theoretical investigation on the performance of refrigeration system with liquid-suction heat exchangers 4 38-42
[2] Wu X, R L Webb and Wang W 2001 Journal of University of Shanghai for Science and Technology Effects of suction line heat exchanger on performance of refrigeration system 23(3) 247-251
[3] Qian R, Han X and Meng X 2014 Chinese Journal of Refrigeration Technology Experimental study and system matching principles for the performance of vehicle air conditioning system with internal heat exchange 34(6) 9-12
[5] Mota-Babiloni A,Navarro E J, Barragan Á,et al 2014 Applied Thermal Engineering Drop-in energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a vapor compression system as R134a replacements 71(1) 259-265
[6] Navarro E J, Mendoza-Miranda J M, Mota Babilona A, et al 2013 International Journal Of Refrigeration Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system 36(3) 870-880
[7] Kwon Y C, Kim D H, Lee J H, et al 2009 Journal of Mechanical Science and Technology Experimental Study on Heat Transfer Characteristics of Internal Heat Exchangers for CO2

System Under Cooling Condition 23 698-706
[8] M. Omidi, M. Farhadi, and M. Jafari, "A comprehensive review on double pipe heat exchangers," Appl. Therm. Eng., vol. 110, pp. 1075–1090, 2017.
[9] https://depo.btu.edu.tr/dosyalar/kimyamuh/Dosyalar/3-ISI%20DEGISTIRICI(1).pdf
[10] W.-L. Chen and W.-C. Dung, "Numerical study on heat transfer characteristics of double tube heat exchangers with alternating horizontal or vertical oval cross section pipes as inner tubes," Energy Convers. Manag., vol. 49, no. 6, pp. 1574–1583, 2008.

4 SİLİNDİRLİ HİBRİT ARAÇLARDA HAVA EMİŞ VE EGZOZ SİSTEMLERİNİN GT-POWERDA TEK BOYUTLU OLARAK MODELLENMESİ, BASINÇ KAYBI VE AKUSTİK ANALİZLERİNİN İNCELENMESİ

Osman SÜMER
TOFAŞ, Ar-Ge Direktörlüğü, Motor Transmisyon ve Kontrol Sistemleri Müdürlüğü, Bursa, Türkiye
Sorumlu Yazar: Osman SÜMER, osman.sumer@tofas.com.tr

ÖZET

İçten yanmalı motorların doğrudan veya dolaylı olarak entegre olduğu hibrit taşıtlarda egzoz ses problemi günümüz kentsel yerleşimlerde gürültü kirliliği açısından incelenmesi gereken konulardandır. Ayrıca sürücü ve yolcu odaklı kabin içi konforun ideal seviyede tutlabilmesi anlamında da çalışılması gereken alanlarandır. Motordan çıkan yüksek basınçlı gazların yüksek seviyede ses dalgaları üretmesi sonucu egzoz çıkış ve sistem bazında ses oluşumu meydana gelmektedir.Oluşan bu ses enejisi kaynağı, motor alt sistemleri ve yanma odaklı olup kabul edlebilir düzeylere çekilebilmesi konusunda çalışmalar yürütülmektedir.Aracın farklı kondüsyonlardaki çalışma koşullarında oluşan ses düzeylerinin farklı olması inceleme alanı ve aralığının genişlemesini gerektirmektedir. Bu çalışmada, mevcut 4 silindirli hibrit bir araçta kullanılan hava emiş ve egzoz sistemleri referans alınmış olup, sistemin simülasyon kurulumu mevcut araçtaki egzoz ve hava emiş elemanlarındaki akışkanın tek boyutlu akışkan hacimleri olarak gerçekleştirilmiştir. Araç motoru belirlenen devirlerde çalışırken hava emiş ve egzoz sistemi üzerinde basınç kaybı ve akustik analizler yapılmış olup, finalde tüm sistem modellenerek bu sonuçlar arasında kıyaslamalar yapılmıştır.Modelleme süreci GT-POWER 'da tek boyutlu olarak simulasyon kurulumu yapılmış olup, akışkanlar mekaniği temellerine dayanarak Navier-Stokes tabanlı çözücü sistemi ile simülasyondaki komponentlerin üzerinden basınç dalgası dinamiklerin hesaplanması teorisini kapsamaktadır.Basınç dalgası dinamikleri, gürültünün motorun girişinden itibaren egzoz çıkışına kadar yayılır ve giriş şnorkelinden egzoz borusuna kadar gelen gürültünün hem seviyelerini hem de kalitesini (frekans içeriği) tahmin etmek amaçlı belirlenen sınır şartları içerisinde hesaplamalar yapılmıştır. Çalışmanın sonucu itibariyle hava emiş ve egzoz sisteminin 1 D modelleme mantığı oluşturulmuş olup sınır koşullarına göre elde edilen sonuçlar incelenerek ileriki çalışmalara referans olacak bilgi birikimleri oluşması sağlanmıştır.

Anahtar kelimeler: 1D Simülasyon, NVH, Basınç Düşüşü, Akustik, Hava Emiş ve Egzoz Sistemi,GT-POWER,Hibrit teknoloji,

ONE-DIMENSIONAL MODELING OF AIR INTAKE AND EXHAUST SYSTEMS IN 4-CYLINDER HYBRID VEHICLES, INVESTIGATION OF PRESSURE LOSS AND ACOUSTIC ANALYSIS

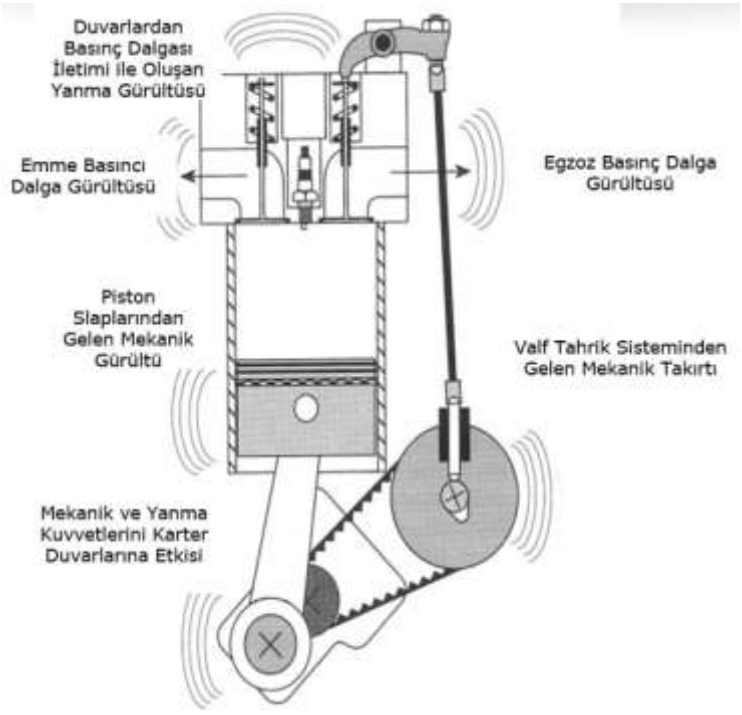
ABSTRACT

Exhaust sound problem in hybrid vehicles with internal combustion engines directly or indirectly integrated is one of the issues that should be examined in terms of noise pollution in today's urban settlements. In addition, it is one of the areas that should be worked on in terms of keeping the driver and passenger oriented cabin comfort at the ideal level. As a result of the high-pressure gases coming out of the engine producing high levels of sound waves, noise formation occurs on the basis of the exhaust output and system. This sound energy source is focused on engine subsystems and combustion, and studies are carried out to reduce the sound levels occurring under different conditions of the vehicle differentiation necessitates the enlargement of the examination area and range. In this study, the air intake and exhaust systems used in an existing 4-cylinder hybrid vehicle were taken as a reference, and the simulation setup of the system was performed as one-dimensional fluid volumes of the fluid in the exhaust and air intake elements of the existing vehicle. Pressure loss and acoustic analyzes were made on the air intake and exhaust system while the vehicle engine was running at the specified speeds, and in the final, the whole system was modeled and comparisons were made between these results. It covers the theory of calculating pressure wave dynamics over components in simulation with Stokes-based solver system. Pressure wave dynamics, the noise propagates from the engine inlet to the exhaust outlet, and calculations have been made within the specified boundary conditions to estimate both the levels and the quality (frequency content) of the noise coming from the inlet snorkel to the exhaust pipe. As a result of the study, the 1 D modeling logic of the air intake and exhaust system was created, and the results obtained according to the boundary conditions were examined and knowledge accumulation that would be a reference for future studies was achieved.

Keywords: 1D simulation, NVH, Pressure Drop, Acoustics, Air Intake and Exhaust System,GT-POWER,Hybrid Technology

1.GİRİŞ

İçten yanmalı motorların doğrudan veya dolaylı olarak entegre olduğu benzinli ve hibrit taşıtlarda meydana gelen seste motor, hava emiş ve egzoz sistemleri de önemli ölçüde pay sahibidir. Motorda gerçekleşen yanma işlemi sonrasında yüksek basınca sahip egzoz gazlarının dışarıya atılması esnasında meydana gelen ani basınç değişimleri yüksek egzoz gürültüsünün oluşmasına neden olmaktadır.[1] Bu süreçte geri basınç testleri ve akustik testler yapılarak sistem veya komponent bazlı incelemeler ve bunlara bağlı olarak optimizasyon çalışmaları yapılmaktadır. Bu çalışmaların sonucunda araç içi konforun sese bağlı olarak iyileştirilmesi ve gürültü kirliliğinin en aza düşürülmesi hedeflenmektedir. Ayrıca konfor sağlama ve ses oluşumu konularına ek olarak, hava emiş ve egzoz sistemleri motor çalışma mekanizmasında doğrudan entegre sistemler oldukları için beklenilenden çok araç performansı, yakıt tüketimi vb. alanlarına da etkileri oldukça fazladır. Motor verimi, araç performansı,yakıt sarfiyatı ve diğer bir aracın birçok önemli alanında istenilen hedeflere ulaşılabilmesi için sistem tasarımlarının olabildiğince optimum ve teoriye uygun olarak çalışabilmesi gerekmektedir. Özellikle belirtilen bu şartların etkilendiği en önemli alt sistemler olan hava emiş, egzoz ve motor komponentlerini ana kaynaklar olarak değerlendirebiliriz. Hava emiş ve egzoz sistemi genel anlamda motora entegre olan giriş ve çıkış manifoldları ile sınırlanan kısımda çalışma gösteren alt sistemler olarak sınıflandıralabilir. Hava emiş sisteminin görevi hava ve yakıt karışımının yanma odasına olabildiğince verimli ve doğru bir şekilde yönlendirmektir.Egzoz sisteminin görevi ise yakıtın yanmasından sonraki süreçte egzoz gazını yönlendirmek ve alt komponentleri yardımı ile motordan uzaklaştırılmasını sağlamaktır. Hava emiş ve egzoz sistemlerinin temel görevleri ve ana kapsamları yukarıda belirtildiği gibi özet olarak belirtilmiş olsa da çalışma koşullarındaki süreçlerdeki detaylar çok fazla etken içermektedir.



Şekil 1. Temsili Motor İçi Gürültü Kaynakları [2]

Yukarıda temsili olarak gösterilen motor komponent bazılı ses kaynaklarına ek olarak asıl gürültü kirliliğine sebep olan ana unsur yanma sonrası basınç farkından dolayı oluşan sesin egzoz boyunca iletim süreci olarak tanımlamak daha doğru bir yaklaşım olacaktır.Hava emiş ve egzoz sistemlerinin ilk olarak ayrı ayrı modellemeleri yapılarak komponent bazlı simülasyonlar yapılması sonrasında ise sistemelrin entegre olarak modellerinin oluşturulması daha geniş ve çok yönlü çalışmalar oluşmasını sğlayacaktır.Basınç kaybı ve akustik alanlarda yapılan testlerin öncesinde doğrulama amaçlı simulasyonlar hem sürecin hızlanmasında hemde güvenilir çözümler elde etmeye olanak sağlar.Ayrıca 1 D olarak sistem bazlı multifiziksel simülasyon modellerin oluşturulması testler öncesi birçok parametere ve olasılığın incelenebilmesine olanak vermektedir.

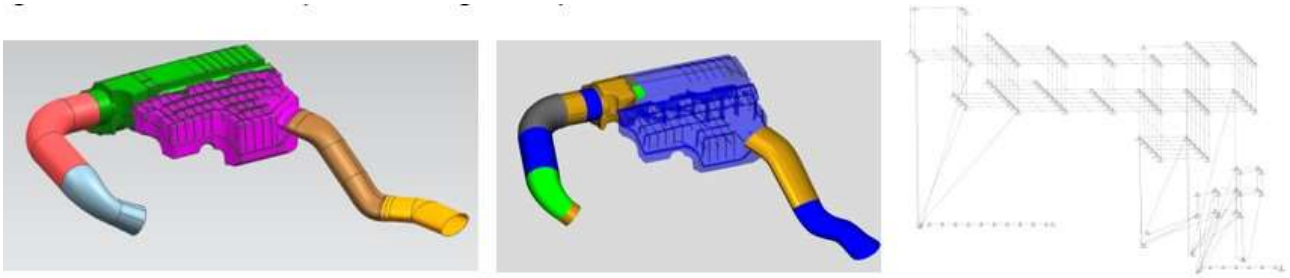
1.a. 1 D Simulasyon ve Modelleme Stratejisi

Akışkanlar mekaniği temellerine dayalı olarak komponent bazlı 3 D modelleme ile basınç kaybı ve akustik simulasyon çalışmaların yapılması mümkündür. Fakat bu simülasyonların modellenmesi ve simülasyon çözümlerinin uzun süreç alması, ayrıca testler öncesi optimizasyon çalışmalarında değişiklikler yapılarak alternatif tasarımların öngörülmesi konusunda elverişli olmaması çalışmalarımızı 1 D olarak gerçekleştirmeye yönlendirmiştir. Sistemler içerisinde bulunan akış hacmine dahil karmaşık geometrilerin doğru ve hızlı modelleme yaklaşımı ile birlikte data dönüştürme sürecinde (3 D CAD'ten 1 D GT-POWER modeline geçirilmesi), modelleme sürelerinde önemli ölçüde kısaltma sağlayıp, otomatik ağ örgüsü oluşturma özelliği ile bağlantı (geçiş) bölgelerindeki hataları en aza düşürme konusunda sağladığı kolaylıklar programın doğru sonuçlar elde etme konusundaki efektif ve güvenilirliğini artırmıştır.

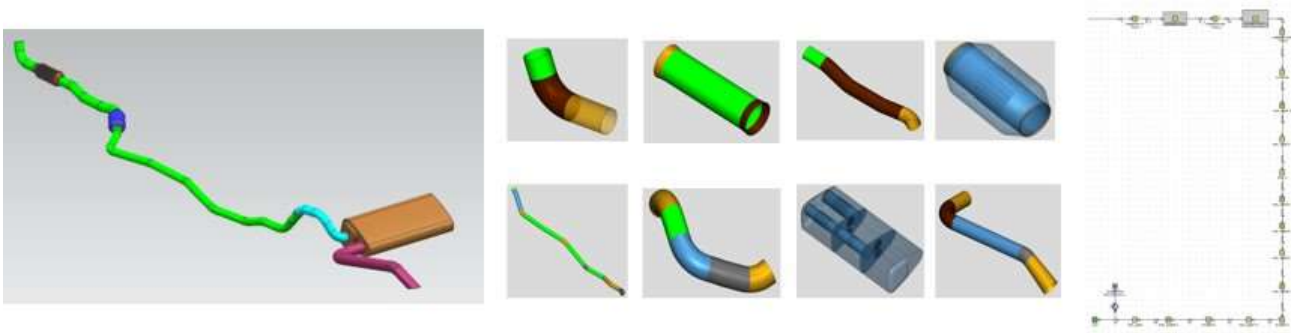
Tek boyutlu modelleme yaklaşımında tüm hava emiş, silindir içi; giriş, sıkıştırma, yanma, genleşme ve çıkış işlemlerinin gerçekleştiği tek bir hacim olarak kabul edilir.Bu hacim, üç boyutlu yaklaşımın aksine, alt alanlara (kontrol veya sonlu hacimler) bölünmez. Denklemler sistemi (enerji, süreklilik, gaz durumu) yalnızca zamanla değişen tek bir hacim için yazılır (üç boyutlu yaklaşımda - denklem sistemi her kontrol hacmi için çözülür). [3]

Hava emiş ve egzoz sistemi komponentleri olan hava emiş kutusu, rezanatör, manifold, fleks malzeme, filtre ve borular da dahil olmak üzere GEM3D üzerinden 3 D data düzenlemesi yapılarak 1 D alana aktarılmıştır. Bu süreçte egzoz ve hava emiş sistemlerindeki komponentler ayrıklaştırma metodu kullanarak, her bir ayrıklaştırma işlemi uygulanan parçalar arası geçişler akışkan sürekliliği olarak tek modül olacak şekilde modellenmiştir.Bununla birlikte modelleme sürecinde susturucu iç yapısı tamamiyle gerçeğe yakın bir şekilde modellenmiş olup 1 D üzerine aktarımı sağlanmıştır.Sistem içerisindeki her bir komponentin belirli bir modelleme kriteri bulunmaktadır.Örneğin hava emiş sistemi modelleme işleminde filtre yapısı pürüzlü geçirgen malzeme teorisi olarak bilinen Porous Media metdolojisi kullanılarak modellenmiştir.Egzoz kısmın susturucuların iç yapısı akustik ve NVH sınır şartlarını sağlayabilmek amaçlı bir tür sönümleme işlevi görmektedir.İç yapısı perdeler ve delikli borulardan oluşmaktadır ve belirli kısımlarda elyaf örgüsü sarılıdır.Basınç kaybı ve özellikle akustik analizlerde doğru ve güvenilir sonuçlar alabilmek açısından modellemenin olabildiğince gerçeğe uygun olarak yapılması gerekmektedir.

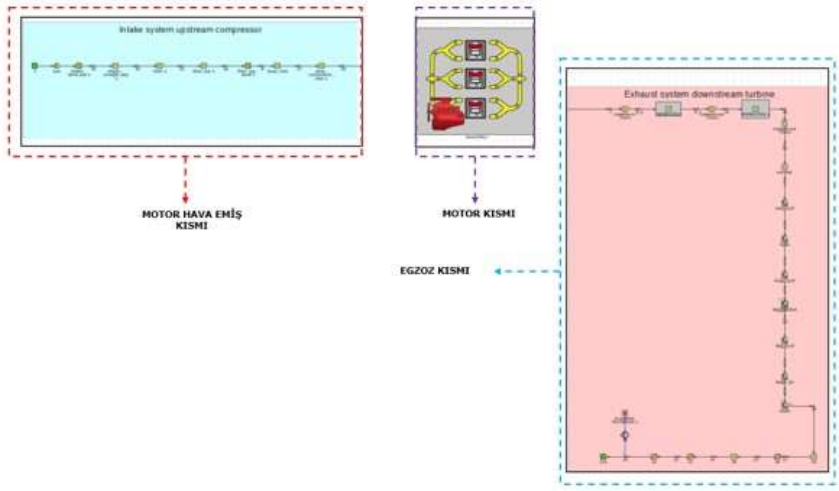
Klasik CFD analizlerde kullanılan ağ örgüsü oluşturma yönteminden farklı olarak GT-POWER dahilinde bulunan 1 D olarak akışkan hacmi oluşturulmuştur. Sistemlerde bulunan herbir parça özelinde detaylar modellenerek hava emiş ve egzoz sistemleri analizler için hazır hale getirilmiştir.



Şekil 2. Hava Emiş Kutusu Akışkan Hacmi 3 D -GEM3D ve 1 D Modelleri



Şekil 3. Hava Emiş Kutusu Akışkan Hacmi 3 D-GEM3D ve 1 D Modelleri



Şekil 4. Hava Emiş Sistemi,Motor ve Egzoz Sistemi 1 D Genel Modeli

1.b.Matematiksel Model Oluşturma ve Parametrelerin Belirlenmesi

Matematiksel model, Reynolds temelli sisteme dayalı momentum (Navier-Stokes), enerji (Fourier-Kirchhoff) ve kütlenin korunumu (süreklilik) denklemlerini referans alarak oluşturulmaktadır.

- Kütle korunumu: (1.a.)

$$\frac{dm}{dt} = \sum m$$

- Enerji korunumu: (1.b.)

$$\frac{de}{dt} = \sum mh + sources$$

- Momentum korunumu: (1.c.)

$$\frac{dmu}{dt} = -(Adp)/dx \sum mu - sources$$

- Basınç Kaybı: (1.d.)

$$(\Delta \boldsymbol{p}) = \boldsymbol{K}*\mathbf{1}/\ \mathbf{2}\ \boldsymbol{\rho U 2}$$

K:Kayıp Katsayısı,

P:yoğunluk (kg / m3)

U:akışkan hızı (m / s).

- Ses Basıncı Seviyesi ve Parçacık Hızı: (1.e.)

$$\textbf{İç Direnç: } \boldsymbol{Za} = \boldsymbol{p/u} = \boldsymbol{\rho 0} \times \boldsymbol{c0}$$

p, rms ses basıncı (Pa)

u, rms parçacık hızı(m / s)

ρ0 ortamın yoğunluk (kg / m3)

c0 ses hızı (m / s).

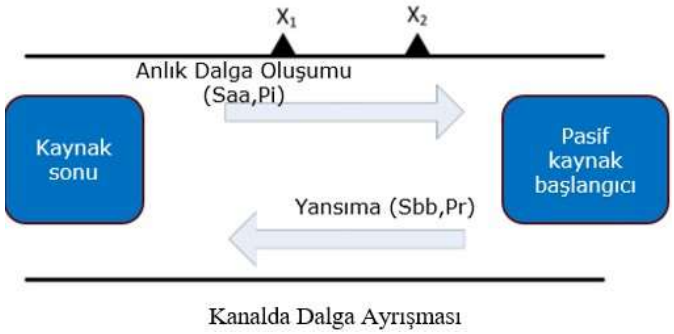
Belirtilen akışkanlar mekaniği temel eşitlikleri çerçevesinde basınç kaybı ve akustik hesaplama süreçleri yapılmıştır.



Şekil 5. Bir Boyutlu Kanalda Akışkan kontrol Hacmi

2.Akustik ve Basınç Kaybı Test-Ölçüm Teknikleri

Egzoz sistemindeki herhangi bir noktadaki ses basıncı seviyesi, birden çok ileri ve geri doğru hareket eden dalgaların anlık bir kombinasyonu olarak tanımlanabilir. Bu, Şekil 5.2'de şematik olarak gösterilmektedir, burada SAA ve pi ve SBB ve pr sırasıyla anlık ,yansıyan (güç) spektrumları ve ses oluşan ses basıncını ifade eder.



Kanalda Dalga Ayrışması

Chung-Blaser ve Seybert-Ross-Tao belirli noktalarda ölçülen karmaşık akustik alanları çözebilen deneysel teknikler geliştirmiştir: (ileri ve geri hareket eden dalgalar için.) [5]Dalga ayrıştırması, aşağıdaki denklemler kullanılarak elde edilmektedir:[5]

- Anlık dalga spektrumları (SAA) (1.f.)

$$\boldsymbol{SAA} = [\boldsymbol{S11} + \boldsymbol{S22} - \boldsymbol{2C12}\cos \boldsymbol{k}(\boldsymbol{x1} - \boldsymbol{x2}) + \boldsymbol{2Q12}\sin \boldsymbol{k}(\boldsymbol{x1} - \boldsymbol{x2})]/\boldsymbol{4}\sin\boldsymbol{2k}(\boldsymbol{x1} - \boldsymbol{x2})$$

$$\boldsymbol{SBB} = [\boldsymbol{S11} + \boldsymbol{S22} - \boldsymbol{2C12}\cos \boldsymbol{k}(\boldsymbol{x1} - \boldsymbol{x2}) - \boldsymbol{2Q12}\sin \boldsymbol{k}(\boldsymbol{x1} - \boldsymbol{x2})]/\boldsymbol{4}\sin\boldsymbol{2k}(\boldsymbol{x1} - \boldsymbol{x2})$$

- Gelen dalga sesinin genliği (rms) (pi) (1.g.)

$$\boldsymbol{pi} = \sqrt{\boldsymbol{SAA}}$$

- Yansıyan dalga ses basıncının genliği (rms) (pr) (1.ı.)

$$\boldsymbol{pr} = \sqrt{\boldsymbol{SBB}}$$

- İletim kaybı hesaplaması: (1.j.)

$$\text{İletim Kaybı} = \mathbf{20\ log10}(\boldsymbol{pi}/\boldsymbol{pt}) + \mathbf{10\ log10}(\boldsymbol{Si}/\boldsymbol{S0})$$

A (f), ani dalga (güç) spektrumu

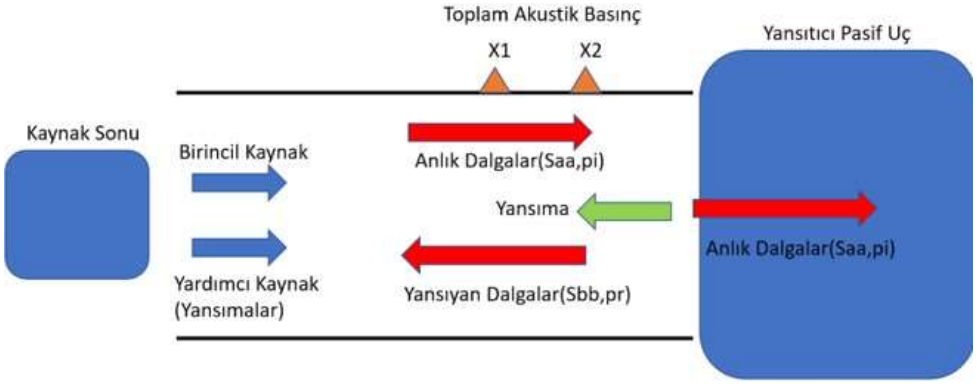
SBB (f), yansıyan (güç) spektrumu

S11 (f), 1 noktasındaki basınç (güç) spektrumu

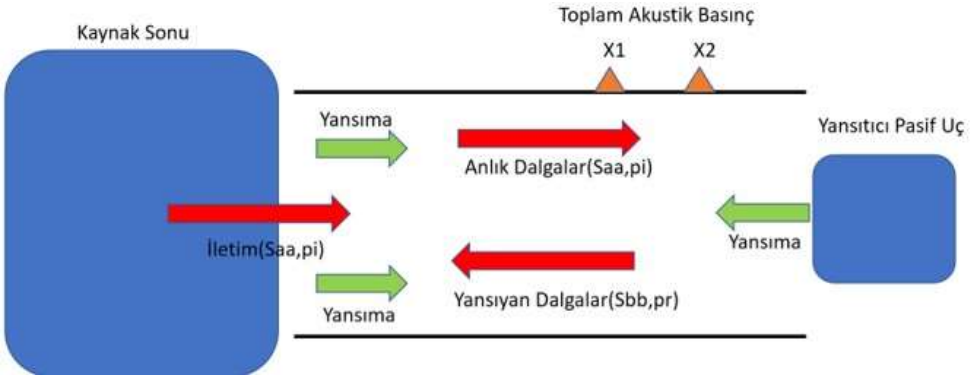
S22 (f), 2 noktasındaki basınç (güç) spektrumu

pt, iletilen dalga ses basıncının rms genliği

Si, giriş tüpü alanının alanı



Şekil 6. Üst Akımlı Kanalda Dalga Ayrışımı Teorisi



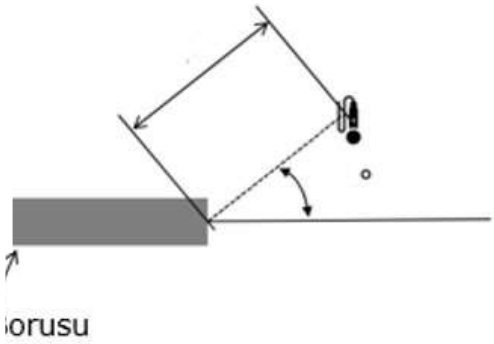
Şekil 7. Alt Akımlı Kanalda Dalga Ayrıştırma Teorisi

Egzoz ve hava emiş sistemlerinde herhangi bir noktadaki meydana gelen ses basıncı seviyesi, dalgaların çoklu ileri ve geri hareket dalgalarının anlık olarak toplanması olarak tanımlanabilir.

Bir mikrofon veya basınç dönüştürücü ile belirlenen bir noktada ölçülen ses basıncı seviyesi, ölçüm noktasının hem bulunduğu konum ve akış boyunca bulunan sistemlere bağlıdır.Sistem bütünlüğü altında bulunan komponent özelliği ve bağlantı noktaları arası geçiş kaynaklı kayıplar oluşmaktadır.Gelen dalga ile sitemden çıkan iletilen dalga arasındaki ses gücü seviyesinde farklar oluşur.Bu oluşum iletim kaybı olarak tanımlanır.

Belirlenen standartlar çerçevesinde güvenilir test-analiz korelasyonları yapabilmek için hava emiş ve egzoz bölgelerinde ses ölçümü yapmak amaçlı yerleştirilen mikrofon konumları önemlidir.Yapılacak olan sanal simülasyonlarda da bu durum dikkate alınarak gerçeğe en yakın sistem modellemesi yapılmalıdır.Mikrofon modelleme sürecinde test aracı genel özellikleri(araç silindir sayısı,ağırlık,tekerlek çapları,sürücü ve yolcu ağırlıkları vs.) gibi fiziksel bilgiler egzoz çıkış kısmının yere yakınlığının belirlenmesi için gereklidir.Ayrıca araç fiziksel bilglerinin

yanısıra test edilen koşullarında bilgileri önem arzetmektedir.Test koşullarına göre mikrofon yerleşimi simülasyon üzerinde tanımlanır.



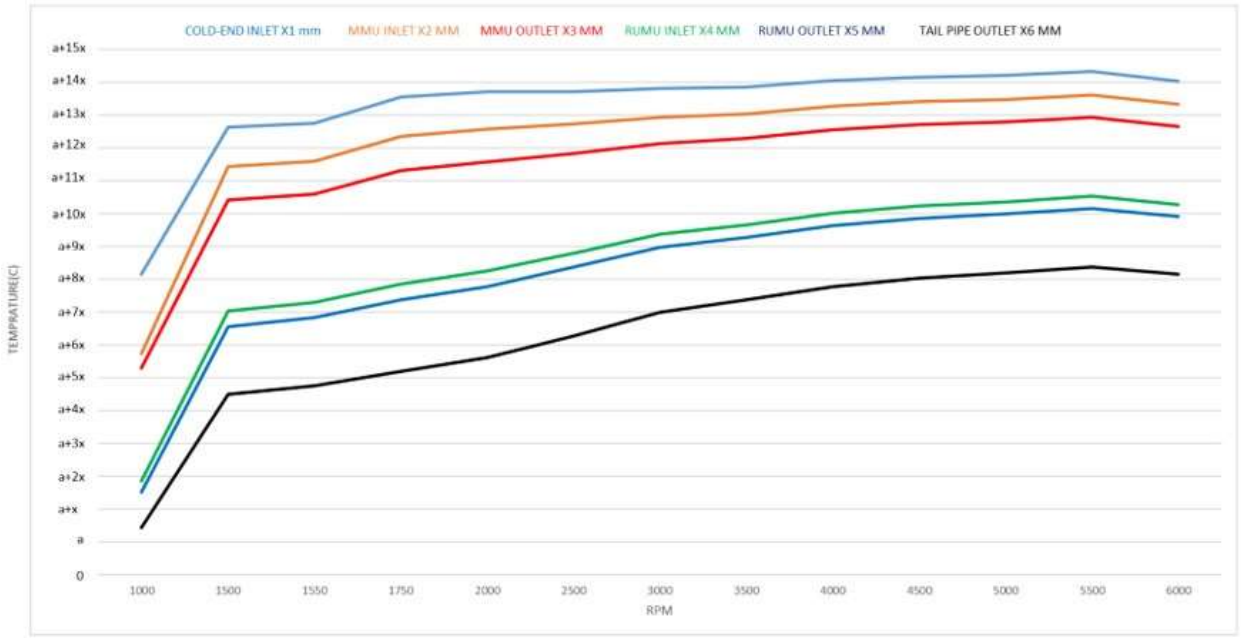
Şekil 8. Egzoz Sesi Ölçümü Mikrofon Konumu

2.Simülasyon Sonuçlarının Elde Edilmesi

Analizler hava emiş ve egzoz sistemleri bazında basıç kayıpları ve akustik olarak irdelenmiş olup sonuçlar grafiksel olarak belirtilmiştir.Sistem ve komponent bazlı basınç kaybı ve akustik özellikler motor içi ateşleme sonucu(herbir silindir için) egzoza iletilen ses dalgalarının oluşturduğu gürültü düzeyleri test sonuçlarıyla kıyaslanmıştır.

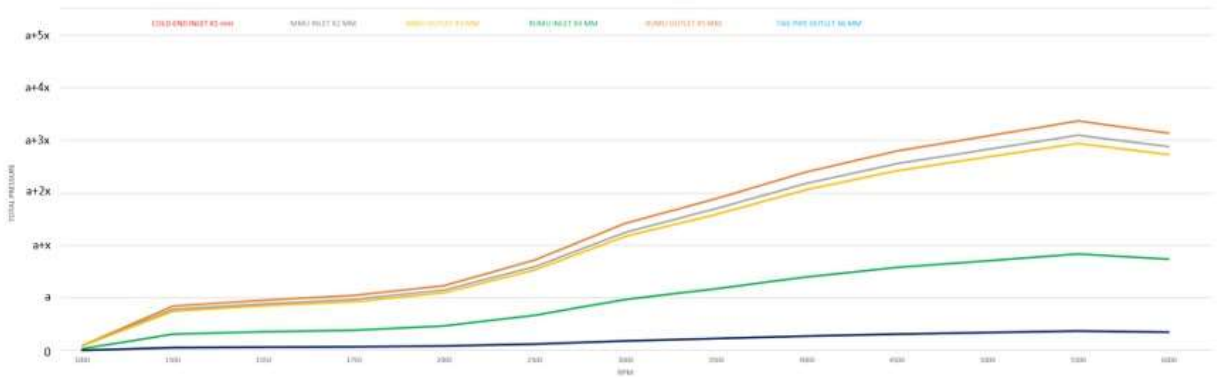
2.a.Egzoz Sistemi Basınç Kaybı ve Sıcaklık Hesaplamaları

Egzoz sisteminde belirlenen motor kondüsyonlarında herbir noktalardan alınan sıcaklık değerleri grafiksel olarak aşağıdaki gibi gösterilmiştir:



Şekil 9. Motor ve Egzoz Sistemi Komponent Girş-Çıkış Sıcaklık Değerleri

Egzoz sistemi dahilinde belirlenen motor kondüsyonları altında sistem ve komponent bazlı basınç kaybı grafikleri aşağıdaki gibi belirtilmiştir:

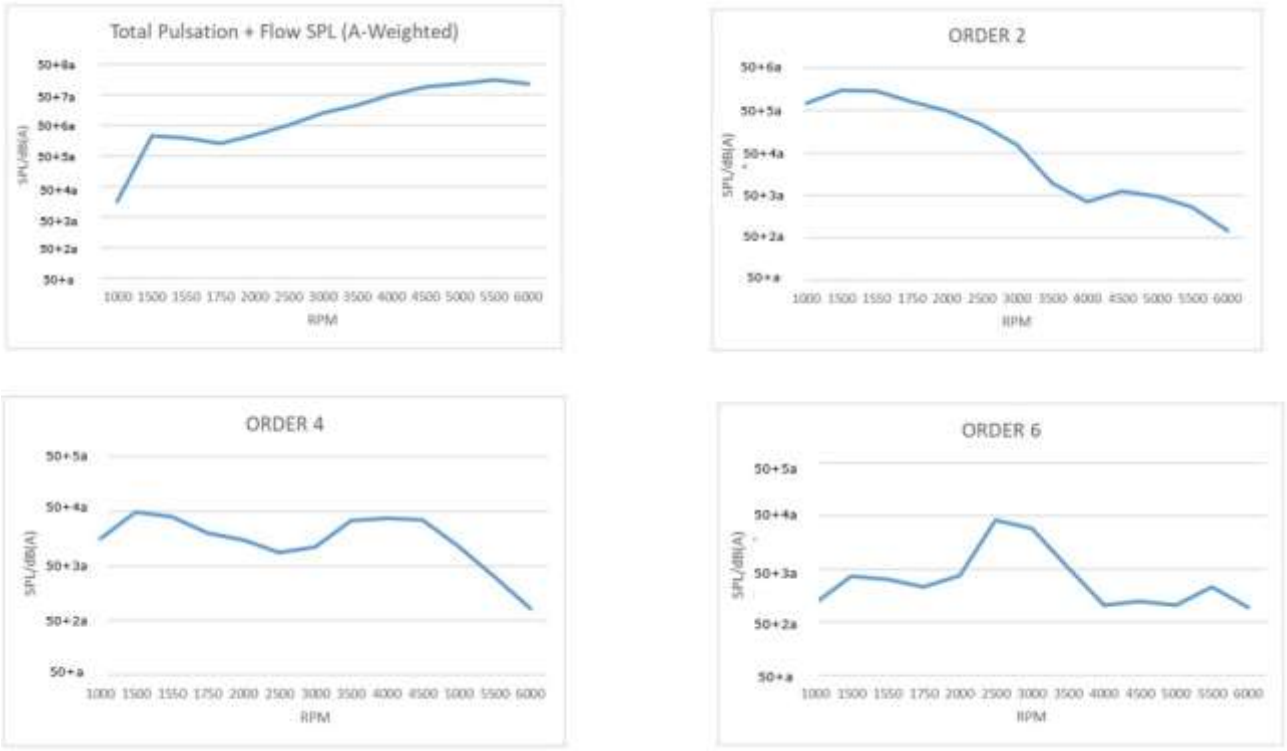


Şekil 10. Motor ve Egzoz Sistemi Komponent Giriş-Çıkış Basınç Kaybı Değerleri

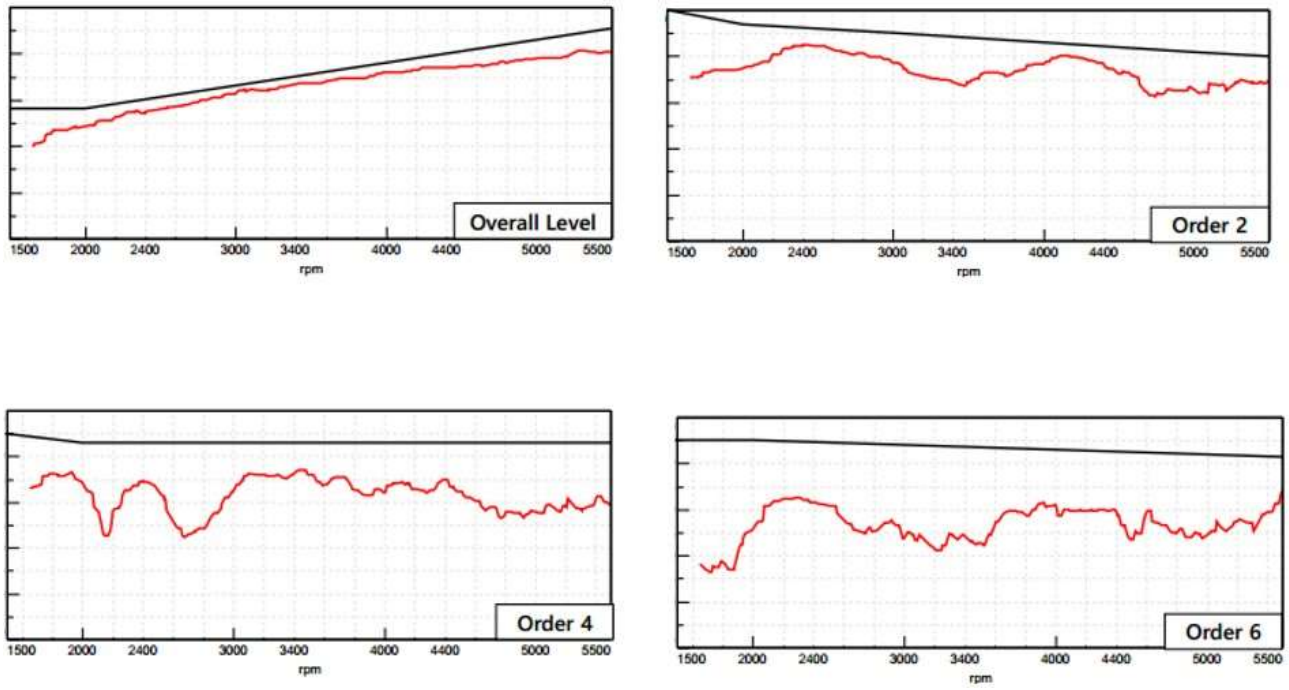
Basınç kaybı ve sıcaklık grafikleri komponent bazında test değerleri ile kıyaslanmış ve kabul edilebilir sapma oranları ile çalışmalar valide edilmiştir.

2.a.Egzoz Sistemi Akustik Hesaplamalrı

Akustik hesaplamalar egzoz çıkışında meydana gelen toplam ses düzeyi ve her bir silinirdeki ateşleme durumlarından kaynaklanan ses düzeyleri de göz önüne alnarak yapılmıştır.Aşağıdaki grafiklerde test sonuçları ve simülasyon sonuçları bulunmaktadır.Sonuçlar kıyaslandığında oluşan ses düzeylerinin sınır değerler altında olduğu ve eğrisel trend değerlerin simülasyon-test korelasyonu açısından uyum gösterdeği görülmektedir.



Şekil 11. Egzoz Çıkışı Akustik Analiz Sonuçları(orders)



Şekil 12. Egzoz Çıkışı Akustik Test Sonuçları(orders)

3.SONUÇ

Bu çalışmada günümüz otomotiv sektöründe nvh ve ses konularının dahilinde olan egzoz ve hava emiş sisteminin bütünü ile entegrsayonlu bir şekilde mutifiziksel olarak modellenmesi, sistem bazlı akış karakteristiği incelenerek elde edilen verilerin test sonuçları ile karşılaştırılması ve korelasyonu yapılmıştır. Ayrıca bu çalışmada geleneksel CFD modelleme metodolojisinin dışında yeni ve uygulanabilirliği çok daha yüksek olan 1D modelleme tekniği kullanılmıştır. [6]1 D modelleme tekniğinde sistem ve komponent bazlı yapıların doğru fizik koşullarında modelleme detaylarından da bahsedilerek modelleme stratejilerine de değinilmiştir. Tüm bu konular dahilinde oluşturulan simülasyon ile test değerlerinin hedef değerlerinin altında olduğu ve korelasyonların sağlandığı sonucuna varılmıştır. İleriki aşamalarda bu makale konusundan farklı olarak komponent ve sistem bazlı birçok optimizasyon ve alternatif çalışmalar yapılarak sistemin iyileştirilmesi üzerine çalışmalar yürütülecektir.

REFERENCES

[1] http://www.saujs.sakarya.edu.tr/tr/download/article-file/193263

[2] Blair, G. P. (1999) Design and Simulation of Four-Stroke Engines. Warrendale,Society of Automotive Engineers, Inc

[3] 1D_and_3D_Modeling_of_Modern_Automotive_Exhaust

[4] E2611-09 (2009) Standard Test Method for Measurement of Normal Incidence Sound Transmission of Acoustical Materials based on the Transfer Matrix Method.USA, ASTM

[5] BOWDEN D 2017

[6] gt-suite-applications/propulsion-systems/gt-power-for-acoustic-simulations

OTOMOBİLLERDE FARKLI YÜKLEME ŞARTLARININ ÖN FREN BALATA SICAKLIĞI ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Köksal AZİZAĞAOĞLU[1], Ramadan SONCU[1]

[1]TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., Bursa, Türkiye
Sorumlu Yazar: Köksal AZİZAĞAOĞLU, e-posta: koksal.azizagaoglu@tofas.com.tr

ÖZET

Fren sistemi otomobil üzerinde kritik öneme sahip olduğundan tüm kullanım koşulları dikkate alınarak test edilmelidir. Sürüş esnasında ön fren balata sıcaklığındaki değişimler aracın frenleme performansını etkilemektedir. Bu deneysel çalışmada otomobillerde farklı yükleme şartlarının ön fren balata sıcaklığı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Ayrıca, araç hızı ve frenleme ivmesi verileri de dikkate alınmıştır. Denemeler binek bir araç üzerinde, belirlenmiş bir rota kullanılarak üç farklı yükleme koşulunda yapılmıştır. Testler esnasında dış ortam sıcaklığı yaklaşık 23 °C olarak ölçülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Frenleme performansı, yol deneyi, otomobil yükleme şartı, fren balata sıcaklığı

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF DIFFERENT LOADING CONDITIONS ON FRONT BRAKE LINING TEMPERATURE IN CARS

ABSTRACT

Since the brake system is critical on the car, it should be tested considering all usage conditions. Changes in the temperature of the front brake pad while driving affect the braking performance of the vehicle. In this experimental study, the effect of different loading conditions on the front brake pad temperature in automobiles was investigated. In addition, vehicle speed and braking deceleration data were also considered. Trials were carried out on a passenger vehicle using a specified route under three different loading conditions. During the tests, the outdoor temperature was measured as approximately 23 ° C.

Keywords: Braking performance, road test, automobile loading condition, brake pad temperature

1. GİRİŞ

Fren sistemi, otomobil üzerinde güvenlik açısından oldukça kritik bir öneme sahiptir. Hareket halindeki otomobilin hızını düşürmek, güvenli bir şekilde durmasını sağlamak ve duran aracın hareketini engellemek fren sisteminin başlıca görevleri olarak özetlenebilir. Otomobil hareket halinde iken bir kinetik enerjiye sahiptir. Fren sistemi bu kinetik enerjiyi fren balatası ve fren diski arasındaki sürtünme ile ısı enerjisine dönüştürür (Qi ve Day, 2007). Frenleme süresince oluşacak sıcaklık artışı fren balatası ve fren diski arasındaki sürtünme katsayısının düşüşüne, sürtünme elemanlarının erken aşınmasına ve fren hidroliği sıcaklığında artışa neden olabilir. (Valvano ve Lee, 2000; Lee, 1999; Abu Bakar vd., 2010)
Ilm ve arkadaşları, yapmış oldukları çalışma neticesinde 150 ºC disk yüzey sıcaklığında sürtünme katsayısının 0,55, disk yüzey sıcaklığı 250 ºC'ye yükseldiğinde ise sürtünme katsayısının 0,23 olduğunu belirtmişlerdir (Ilm vd., 2000). Satapathy ve arkadaşları, aracın toplam kinetik enerjisinin büyük çoğunluğunun frenleme esnasında ön tekerlek fren balataları tarafından absorbe edildiğini belirtmişlerdir. Bu durumun ön fren disk yüzeyinde 370 °C'e kadar yüksek sıcaklık oluşumuna sebep olabileceğini ortaya koymuşlardır (Satapathy vd., 2004). Aleksendric ve Duboka, sürtünme elemanları temas noktasında anlık olarak 600-800 °C görülebileceğini ve oluşan yüksek sıcaklığın fren etkinliğini büyük ölçüde azaltacağını vurgulamışlardır (Aleksendric ve Duboka, 2007). Bijwe ve arkadaşları, sürtünme

katsayısındaki düşüşün yaklaşık 300 ºC disk yüzey sıcaklık değerlerinde başladığını vurgulamışlardır (Bijwe vd., 2005). Etemoğlu ve arkadaşları, yaptıkları çalışmada araç hızı, disk malzemesi, araç ağırlığı ve sürtünme katsayısının fren sistemi sürtünme elemanları üzerindeki etkilerini incelemiş ve aracın hafifletilmesinin frenleme sırasında oluşan sıcaklık üzerinde ciddi etkisi olduğunu göstermişlerdir (Etemoğlu vd., 2018). Erdem ve Altıparmak, fren disk sıcaklıklarındaki artışın taşıtın frenleme performansına etkilerini durma mesafesi testleri ile incelemişlerdir. Isınan fren disklerinin aracın durma mesafesini artırdığını belirtmişlerdir (Erdem ve Altıparmak, 2014). Adamowicz ve Grzes, çalışmalarında sonlu elemanlar modeli kullanarak sabit hızla tekrarlayan frenlemeler esnasında oluşan ısı transferinin disk fren sistemi ısıl davranışı üzerindeki etkilerini ortaya koymuşlardır (Adamowicz ve Grzes, 2011).

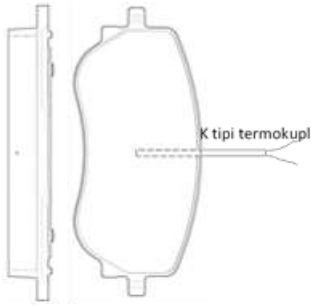
Bu çalışmada, binek bir aracın farklı yükleme şartlarının ön fren balata sıcaklığı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Otomobilin kullanım ömrü boyunca sıklıkla yüklenebileceği 3 farklı yükleme şartı belirlenmiştir (Tablo 1). Testlerde, araç ortalama hızı, dış ortam sıcaklığı ve araç ivmesi verileri de dikkate alınmıştır. Testler aynı sürücü tarafından önceden belirlenmiş sabit bir rota kullanılarak yapılmıştır.

Tablo 1. Otomobil yükleme şartları

Test	Yükleme şartı
Test-1	Sürücü (Referans ağırlık)
Test-2	Sürücü + 1 Yolcu (%6 ağırlık artışı)
Test-3	Sürücü + 4 Yolcu (%23 ağırlık artışı)

2. MATERYAL VE YÖNTEM

Ocak 2021 tarihli TÜİK (Türkiye İstatistik Kurumu) bültenine göre; 2020 Aralık ayı sonu itibariyle trafiğe kayıtlı toplam taşıt sayısı yaklaşık 24 milyondur. Bu taşıtların %54,3'ünü otomobiller oluşturmaktadır (URL 1). Bu sebeple testlerde otomobil kullanılmıştır.
Testler için rota belirlenirken sürücülerin kullanabileceği tüm yol tipleri (şehir içi, şehirler arası, otoyol, dağ yolu) değerlendirilmiştir. Yol tiplerinin toplam rota içerisindeki oranları belirlenirken, yolların kullanım sıklıkları dikkate alınmıştır. Testler yaklaşık 280 km uzunluğunda bir rota kullanılarak kuru zeminde yapılmıştır. Test sonuçlarını etkilememesi için sürüşler aynı sürücü tarafından belirlenen zaman dilimlerinde gerçekleştirilmiştir.
Test esnasında ön fren balata sıcaklığı ölçümü için iç balata içerisine yerleştirilen K tipi termokupl kullanılmıştır (Şekil 1).



Şekil 1. Balata termokupl pozisyonu

Dış ortam sıcaklık verisi için araç tavanına K tipi termokupl yerleştirilmiştir. Araç hızı ve fren merkez silindir basıncı verileri aracın CAN veri iletim sisteminden alınmıştır. Ayrıca, aracın ivme verisini alabilmek için araç ağırlık merkezine yakın bir konuma yerleştirilen ivme sensörü kullanılmıştır (Şekil 2-a). Frenlemeler esnasında ölçülen değerler eş zamanlı olarak Şekil 2-b'de gösterilen veri toplama ünitesi tarafından kayıt altına alınmıştır.

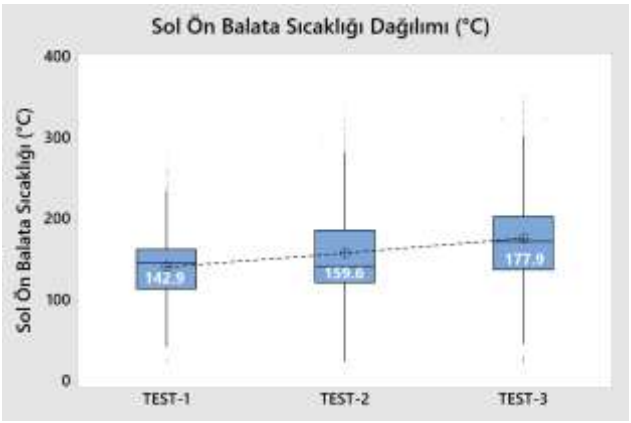


(a) (b)

Şekil 2. a) İvme sensörü b) Veri toplama ünitesi

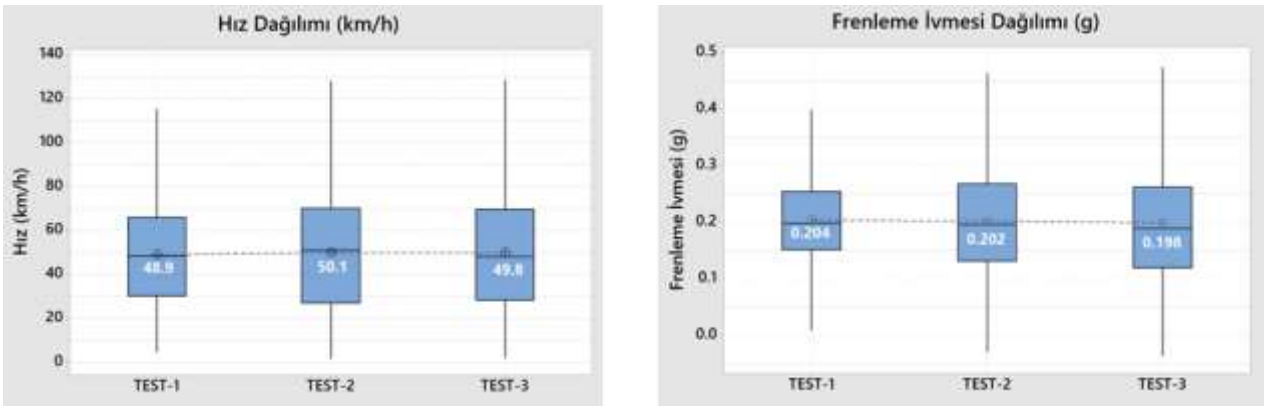
3. BULGULAR

Testlerde her bir frenleme için sol ön balata sıcaklık verisi alınmıştır. Test-1 için sol ön balata sıcaklık değerleri; ortalama 142,9 °C ve maksimum 281,6 °C olarak bulunmuştur. Test-2 için sol ön balata sıcaklık değerleri; ortalama 159,6 °C ve maksimum 345,6 °C olarak bulunmuştur. Test-3 için sol ön balata sıcaklık değerleri; ortalama 177,9 °C ve maksimum 355 °C olarak bulunmuştur (Şekil 3).



Şekil 3. Sol ön balata sıcaklığı dağılımı

Ortalama araç hızı ve ortalama frenleme ivmesi verileri Minitab programı kullanılarak "One-Way ANOVA" yöntemi ile istatistiksel olarak analiz edilmiştir. Yapılan hipotez testi sonucunda 3 testin ortalama araç hızı ve ortalama frenleme ivmesi verileri arasında farklılık olmadığı bulunmuştur. Hız ve frenleme ivmesi dağılımları şekil 4'te verilmiştir.



(a) (b)

Şekil 4. a) Hız dağılımı b) Frenleme ivmesi dağılımı

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Analiz sonuçları incelendiğinde sol ön balata ortalama sıcaklığı Test-1 yük şartında 142,9 °C olduğu görülmüştür. Otomobil yükü %6 artırılarak yapılan Test-2'de sol ön balata ortalama sıcaklığı 159,6 °C değerine ulaşarak 17 °C yükselmiştir. Otomobil yükünün %23 artırıldığı Test-3'te ise sol ön balata ortalama sıcaklığı 35 °C yükselerek 177,9 °C değerine ulaşmıştır. Rota içerisindeki sıcaklık profilleri incelendiğinde ulaşılan maksimum ön balata sıcaklık değerleri sırası ile Test-1'de 281,6 °C, Test-2'de 345,6 °C ve Test-3'te 355 °C olarak bulunmuştur. Elde edilen sonuçlara göre araç yükünün artırılması sol ön balata ortalama sıcaklığı üzerine sınırlı seviyede etki etmiştir. Buna karşılık maksimum sıcaklık değerleri üzerinde yüksek oranda etkili olmuştur.

Gelecek çalışmalarda farklı sürüş profillerinin etkisi bu yöntem ile incelenecek ve ticari araçta da test edilecektir.

KAYNAKLAR

[1] Qi, H.S. ve Day, A.J., "Investigation of disc/pad interface temperatures in friction braking", Wear, No 262, 505- 13, 2007.

[2] Valvano, T., Lee, K., "An Analytical Method to Predict Thermal Distortion of a Brake Rotor", SAE 2000-01-0445 World Congress Detroit, Michigan March, 6-9, vol. 109, pp. 566-571, (2000).

[3] Lee, K., "Numerical prediction of brake fluid temperature rise during braking and heat soaking", SAE, No 1999-01-0483, 1999.

[4] A.R. Abu Bakar, H. Ouyang, L.C. Khai, and M.S. Abdullah. 2010. Thermal analysis of a disc brake model considering a real brake pad surface and wear, Int. J. Vehicle Structures & Systems, 2(1), 20-27.

[5] Ilm, A., Leung, P.S., Data, P.K., "Experimental investigations of disc brake friction", SAE, 2000-01-2778, 2000.

[6] Satapathy, B.K. ve Bijwe, J., "Performance of friction materials based on variation in nature of organic fibres Part I. Fade and recovery behaviour", Wear, No 257, 573-584, 2004.

[7] Aleksendric, D. ve Duboka, C., "Fade performance prediction of automotive friction materials by means of artificial neural networks", Wear, No 262, 778-790, 2007.

[8] Bijwe, J., Nidhi, Majumdar, N. ve Satapathy, B.K., "Influence of modified phenolic resins on the fade and recovery behavior of friction materials", Wear No 259, 1068-1078, 2005.

[9] Etemoglu, A.B., Etemoglu, N., Turkan, B., Canbolat, A.S. "Araç Fren Sistemlerinin Isıl Performansının Parametrik Olarak İncelenmesi" El-Cezerî Fen ve Mühendislik Dergisi 2018, 5(2); 556-565.

[10] Erdem, M., Altıparmak, D., "Fren Disk Sıcaklığının Frenleme Performansına Etkisi", Cilt 29, No 2, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 425-432, (2014).

[11] A. Adamowicz, P. Grzes, Influence of convective cooling on a disc brake temperature distribution during repetitive braking, Appl. Therm. Eng. 31 (14-15) (2011) 2177-2185.

[12] URL 1: Türkiye İstatistik Kurumu (2021), Haber bülteni. Motorlu Kara Taşıtları, Aralık 2020. https://data.tuik.gov.tr/Bulten/Index?p=Motorlu-Kara-Tasitlari-Aralik-2020-37410, 26.01.2021

STATISTICAL PROCESS CONTROL EMBEDDED ADAPTIVE CLOSED LOOP CONTROL APPROACH FOR RIVETING PROCESS

Berke ERCAN[1,2], Ayhan ÖZTÜRK[1], Ali TÜRKCAN[2] , Mehmet UÇAR[2]
[1]Cavo Otomotiv Ticaret ve Sanayi AŞ, Kocaeli,Turkey, [2]Kocaeli University, Automotive Engineering, Kocaeli, Turkey
Corresponding Author: Berke ERCAN, berke.ercan@yahoo.com.tr

ABSTRACT

The riveting process is a mechanical method to fasten multiple independent parts in a permanent way done by riveting machinery. Considering assembly by riveting operations for quite complex mechanisms and expected precision due to its potential effects, a new approach both for measurement and control of riveting is needed.This approach called adaptive, is prepared to be a flexible and appropriate infrastructure for next step which is closed loop control by deep learning and artificial intelligence. The key elements of the system control are the PLC, server, and microcontroller of servo motor. The rotary encoder and current transmitter of servo motor and laser measurement system are used for measurement of designed system critical parameters. Statistical Process Control (SPC) rules and principles are also embedded to server to be a part of decision-making system. Therefore, a three stages intervention algorithm is used to provide a better control on riveting process and a better precision on product. It was observed that applied algorithm provided a better control on riveting diameter by usage of simultaneous three stages intervention. Moreover, the effectiveness of new adaptive approach is confirmed by obtained results of first production batch which contains 300 parts, data records on server and the graphics showing the interaction between the input and output. It can be clearly said that applied adaptive closed loop control study can be considered as an infrastructure for deep learning and artificial intelligence applications.

Keywords: Riveting, Closed Loop, Statistical Process Control, Deep Learning, Artificial Intelligence

1. INTRODUCTION

Closed loop control systems are often used basic and application independent control systems in industry. In very basic principle, an initial reference signal command an actuator and its action measured by a sensor. A feedback signal sent by this sensor processed and compared to the initial reference signal, so the difference used for correction on actuator during operation cycle. According to the study of He et al. (2020) safety level of closed-loop control systems has been effectively quantified by structural reliability concept based probabilistic models. Bayesian Network (BN) is a powerful graphical one of the probabilistic analytical theories. The reliability assumptions by order for controller, actuator, sensor are 0,925, 0,871, 0,837 and for whole closed-loop control system is 0,708 regarding BN [1].

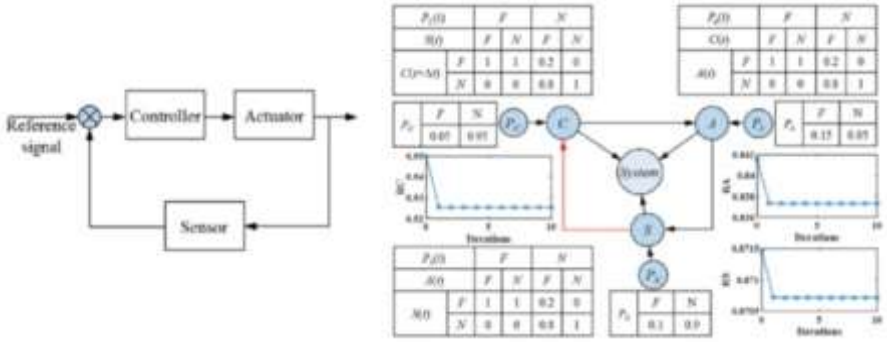


Figure 1. A Simple Closed-Loop Control and Its Cyclic Bayesian Network Based on Dynamic Bayesian Network [1]

There are several methods to join or fasten independent parts such as adhesives, welding, soldering, brazing, screwing, punching, clipping, pressing, clinching, crimping or riveting. A rivet is a fastener joining mechanically multiple independent parts in a permanent way by a fastening process called as riveting done by hand tool or riveting machine.
Various kind of rivets are available regarding applications and requirements such as tubular, semi tubular, blind, oscar, drive, flush, friction-lock, self-piercing and solid structural rivets. The solid structural rivets is the used one for the application subject to this study, therefore, following riveting process and also riveting machine functioning, both are explained according to solid structural riveting. The riveting process contains seven sequences as contact, radial compression, head forming, tail or lug forming, head dimensioning, compression end and elastic returns according the

study of Markiewicz et al. (1998) [2] .The rotary head of riveting machine called “touche” contact on a rivet and start to press it while turning. While contacted end of the rivet called tail become shortened longitudinally, expand simultaneously regarding its initial shank diameter and gets dumbbell shape. Therefore independent parts are fastened in between two heads of the rivet. A simple riveting example and also various rivet types and their nominations are shown by Figure 2.

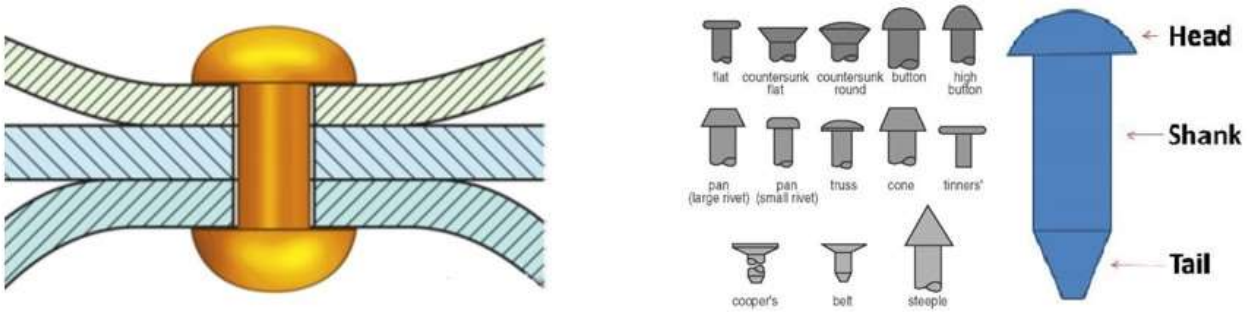


Figure 2. A Solid Structural Riveting and its Various Kinds [3]

The process flow of rivet manufacturing is shown by Figure 3. Primary material of rivet is called fil machine wrapped on the reels and their weights are approximately 1.000 kgs. This fil machine is coated by phosphate to facilitate the next operation called cold forging which gives the required shape to the part. Cold forging is done by automatic machines in multiple sequential steps. Following operation is heat treatment and improve mechanical properties of rivet. Considering environmental conditions affect the rivets during life time, coating is the protective process against corrosion. The next process, End of Line (EOL) is a 100% control operation done by specific machinery functioning based on Eddy Current principals. The last step of manufacturing flow is the packaging and delivery accordingly.

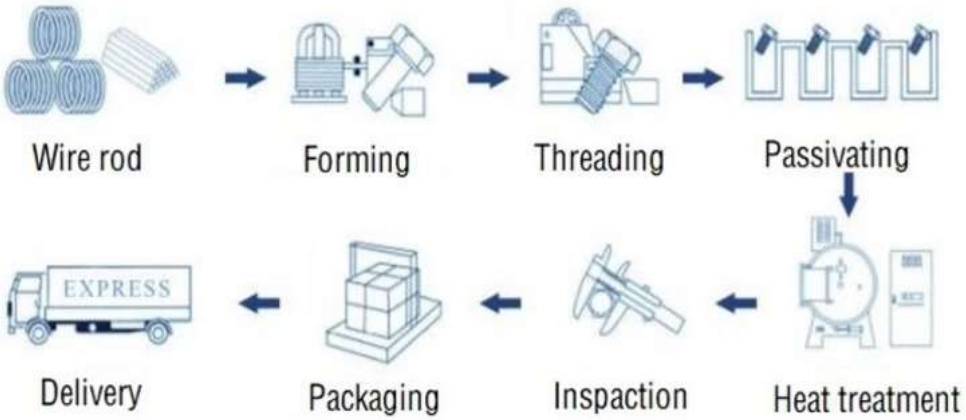


Figure 3. Rivet Manufacturing Process [4]

This study is done on the riveting process of connection part used between seat belt buckle and the vehicle body or seat pedestal. The raw material of rivet is 19MnB4 and its hardness is between 265 to 310 HV. The product subject to this study is shown by Figure 4.



Figure 4. Studied Product and its Riveting

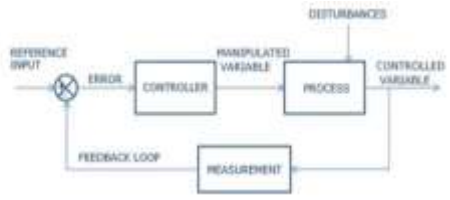


Figure 5. Closed Loop Control, Direct Measurement [5]

The primary objective of this study is to measure directly the effect occurred on product in other words certain dimensions created by the action of actuator on the product itself as shown principally by Figure 5 and accordingly make the corrections and adjustments regarding Statistical Process Control (SPC) principles as a base to the evaluation of the corrective action for actuator by deep learning (DL) and artificial intelligence (AI) applications. A secondary

objective is to obtain a more accurate adaptive closed-loop control system and a better reliability than 0,708 BN assumption.

2. SYSTEM DEFINITION

Riveting process is done by riveting machine. Rotary head usually driven by an electric motor. Both asynchronous and servo motors are used to drive the rotary head. The servo motor precision and also control abilities via its own microcontroller are much better than asynchronous motors with travel control by linear encoder. It is obvious that the consistency of riveting dimensions is highly sensitive to position control and traditional controls are not enough precise as confirmed by the study of Liu et al. (2020) therefore servo motors are preferred for sensitive applications [6]. A servo riveting machine as one of the key elements of the system is shown by Figure 6 and the block diagram of the system is shown by Figure 7.



Figure 6. A Servo Riveting Machine

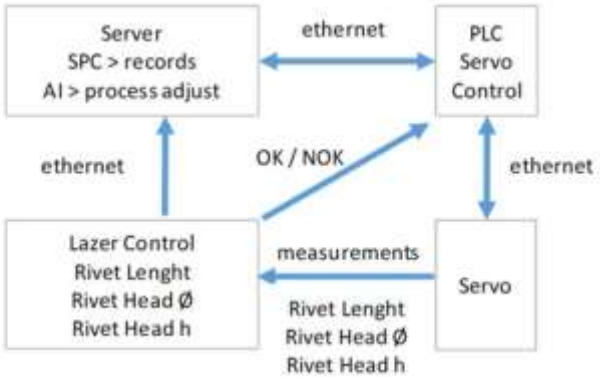


Figure 7. System Block Diagram

The basic idea for planned adaptive closed loop control system is to control the complete system by PLC as master and microcontroller of servo motor as slave. Finally all data records will be kept on the server. Another function of the server is to make real time SPC calculations based on data records and undertake master role instead of PLC in the future to control the system while deep learning and artificial intelligence applications will be established. All communication between the units will be done via ethernet during the cycles. The main actors of the system are the actuator means rotary head driven by servo motor and the sensors means lazer measurement unit, servo encoder and servo transmitter.

The fundamental components of the control system and required information for treatment are defined by Table 1 in three phases such as conventional/previous application, current application and digital transformation solution studied as adaptive closed loop control.

Table 1. Fundamental Components of Control System and Information for Treatment

	Level		Previous			Current			Digital Transformation		
	Riveting Machine		Mechanical			Servo			Servo		
	Process Adjustments		Manual			Manual			Automatic via SPC & AI		
#	Info	Unit	Sensor	Communication	Control	Sensor	Communication	Control	Sensor	Communication	Control
1	Position Info	mm	Linear Encoder	PLC Input	PLC	Servo Encoder	Ethernet	Servo µc	Servo Encoder	Ethernet	Servo µc
2	Travel Info	mm	Linear Encoder	PLC Input	PLC	Servo Encoder	Ethernet	Servo µc	Servo Encoder	Ethernet	Servo µc
3	Rotation Info	1/0	Ind Proximity	PLC Input	PLC	Servo Encoder	Ethernet	Servo µc	Servo Encoder	Ethernet	Servo µc
4	RPM Info	rpm	-	-	PLC	Servo Encoder	Ethernet	Servo µc	Servo Encoder	Ethernet	Servo µc
5	Torque Info	Nm	-	-	PLC	Servo I transmitter	Ethernet	Servo µc	Servo I transmitter	Ethernet	Servo µc
6	Time Info	s	PLC Timer	-	PLC	PLC Timer	Ethernet	PLC	PLC Timer	Ethernet	PLC

The prominent difference between current application and digital transformation solution is the process adjustment since the collected information, their sources and communication channels are same. Adjustments, in other words setups or operation parameters are made by operators manually for current control system even it is an improved one regarding previous applications. The difference occurs at this very moment for digital transformation solution such as automatic process parameters adjustment according to Statistical Process Control (SPC) rules and principals as a preparatory and transition period before the final step which is automatic adjustment and self-decision making systems based on deep learning and artificial intelligence applications.

The elements of the system described as block diagram by Figure 7, shown as on site application assembly line by Figure 8. Except the hydraulic unit at the right side of the Figure 8, assembly line contains two rotary tables. Servo riveting machine is placed on first rotary table which is at the left side. Lazer measurement system is placed at second rotary table.

Riveted part has been transferred to second rotary table by a robot after riveting operation done by servo riveting machine at first rotary table. The riveting diameter and height, both are controlled by blue lazer of lazer measurement system and the data transmitted by ethernet recorded in the server. On the other hand simultaneously an OK or NOK confirmation signal sent additionally to PLC in order to check the conformity of riveting diameter regarding lower and upper limits.

The recorded diameter and height data are evaluated statistically and used for standard deviation calculation for each and every measurement. Other calculations done via recorded data by server are for definition of lower and upper control limits to use for travel adjustment of the servo riveting head which will result on both riveting diameter and height during next cycle.

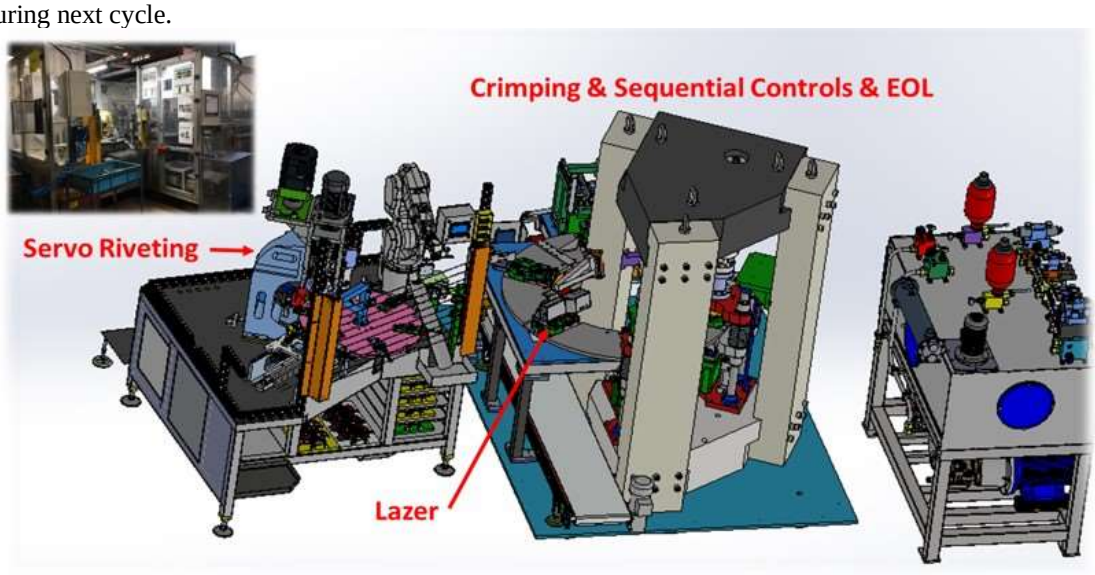


Figure 8. Automatic Assembly Line Including Riveting Operation

3. EXPERIMENTAL STUDY

3.1. Problem Definition

The dimensions occurred following riveting operation basically the riveting diameter and the height are both important especially if the mechanical strength is significant, application is sensitive and a certain precision is required due to its effects on product such as sealing, friction, pull-off force, tensile strength etc. since the riveting is used to combine independent components to make an assembly. Tate and Rosenfeld (1946) studied about loads carried by individual bolts shows that the strain distribution is varied with load and at low loads is approximately uniform [7]. Wang et al. (2015) confirmed by their research that incorrect definition of riveting parameters may cause initial cracks depending on excessive stresses occurred or improper operation triggering loose rivet [8]. Therefore, the stability and also conformity of riveting dimensions to keep the necessary mechanical strength should be measured precisely first and corrected accordingly after evaluation regarding two options. The first option is to make the intervention on actuator means riveting head for correction regarding pre-defined and correlated data about the travel or riveting time or angular speed or combination of them. The second option is to use deep learning and artificial intelligence application for self-decision making system about travel, riveting time and angular speed.

3.2. Method

System definition done for this study based on progressive and adaptive correction about the travel of riveting head regarding pre-defined and correlated data as a first step. The SPC rules are applied on recorded data in order to go one step further regarding conventional pre-defined and correlated data approach about corrective action on actuator. Therefore, while SPC results included into calculations for definition of corrective action of riveting head creates a constantly updated reference system, will support also next step study as a base. System infrastructure is appropriate for next step which will be creating a self-decision making system based on deep learning and artificial intelligence applications. Sensing elements of the system are lazer measurement system and servo itself by its encoder and current transmitter. The positioning, travel and rpm information received via encoder and the current linked to torque received by current transmitter are the information about the actuator. On the other hand, lazer measurement system gives the riveting diameter and height information directly received from product as a real result of actuator on product including other affecting parameters such as the fluctuations of sheet metal thickness, rivet hardness and rivet length before riveting.

Application of machine learning algorithms together with SPC rules are highly recommended to monitor dynamic processes by numerous recent researches and studies such as Psarakis (2011) [9], Park et al. (2012) [10], De Ketelaere et al. (2015) [11], Rato et al. (2016) [12], Bacher and Ben-Gal (2017) [13], Shao et al. (2017) [14], Chou et al. (2020) [15], Singer and Cohen (2021) [16] considering incapable traditional control systems.

The significance of next step to create a self-decision making system out of human intervention based on deep learning and artificial intelligence applications comes to the scene at this very moment in order to evaluate the effects of above mentioned parameters correctly and decide the action to be done by actuator based on data records of millions of riveting operation instead of experience based on human interventions. Therefore system and algorithm definition accordingly is the key and most important parameter to consider for this study in order to establish appropriate infrastructure for next step which will bring all advantages of digital transformation to the manufacturing by the help of full transparency and traceability. Another valuable effect is the easy deployment of this application to other similar areas and processes.

3.3. System Configuration and Technical Information of Fundamental Elements

The basic technical information of fundamental elements of the system such as Lazer Measurement System with technical specifications from Cavo, PLC and Servo Motor with technical specifications from Siemens shown by Tables 2, 3 and 4.

Table 2. Lazer Measurement System Technical Data



Lazer Measurement Device



Communication	Profinet		5	ms
General	X axis lazer projection area		65	mm
	Z axis lazer projection area		34	mm
	X axis resolution		5	µm
	Y axis resolution		2,5	µm
	Z axis resolution		15	µm
	Camera µC Speed		320	fps
	WD functional travel		140	mm
Camera	Resolution		6,3	MP
	Picture Qty/s		60	fps
	Camera Sensor		1,18	inch
	Out		USB 3.1	-
Lens	Focal Lenght		16	mm
Lazer	Lazer		450Nm (Blue) – 635Nm (Red)	nm
Step Motor	Power		250	W
	Voltage		24	V
	Torque		200	mNm
	Rotation		350	rpm

Table 3. PLC Technical Data

PLC CPU 1516-3 PN/DP	Power	7	W
	Voltage	24	V
	Intensity	0,3	A
	Memory (data processing)	0,4 to 32	GB
	µC (programmation)	1	MB
	µC (data)	5	MB
	Cycle Time	0,5-64	ms

Table 4. Servo Motor Technical Data

Synchronous servo motor 1FK7101-2AF71-1RA0	Communication to Servo Control Unit	125	µs
	Power	4,87	kW
	Voltage	600	V
	Max Torque	15,5	Nm
	Rotary Bande	0-5000	rpm
	Rotary Riveting	75	rpm
	Intensity	11,6	A
	Encoder	32	Bit
	Minimum Servo moves	5/10000	mm
Encoder Synchronous servo motor 1FK7101-2AF71-1RA0	Monoflip Time	30	µm
	Resolution / 1 tour	1048576	Step
	Rotary Info	4096	Rev
	Baud Rate	100	kHz
	Voltage	5	V
Power Module 6SL3210-1PE21-8UL0	Communication to Servo Control Unit	125	µs
	Power	7,5	kW
	Voltage	480	V
	Frequency	0-550	Hz
	Pulse Frequency (Max)	4	kHz
	Intensity	18,5	A
	Cosϕ	0,85	-
Control Unit CU320-2 PN 6SL3040-1MA01-0AA0	Communication to Servo Power Unit	125	µs
	Communication - Theoretical to PLC	1-64	ms
	Communication - Practical to PLC	5	ms
	Power	24	W
	Voltage	24	V
	Intensity	1	A

3.4. System Algorithm

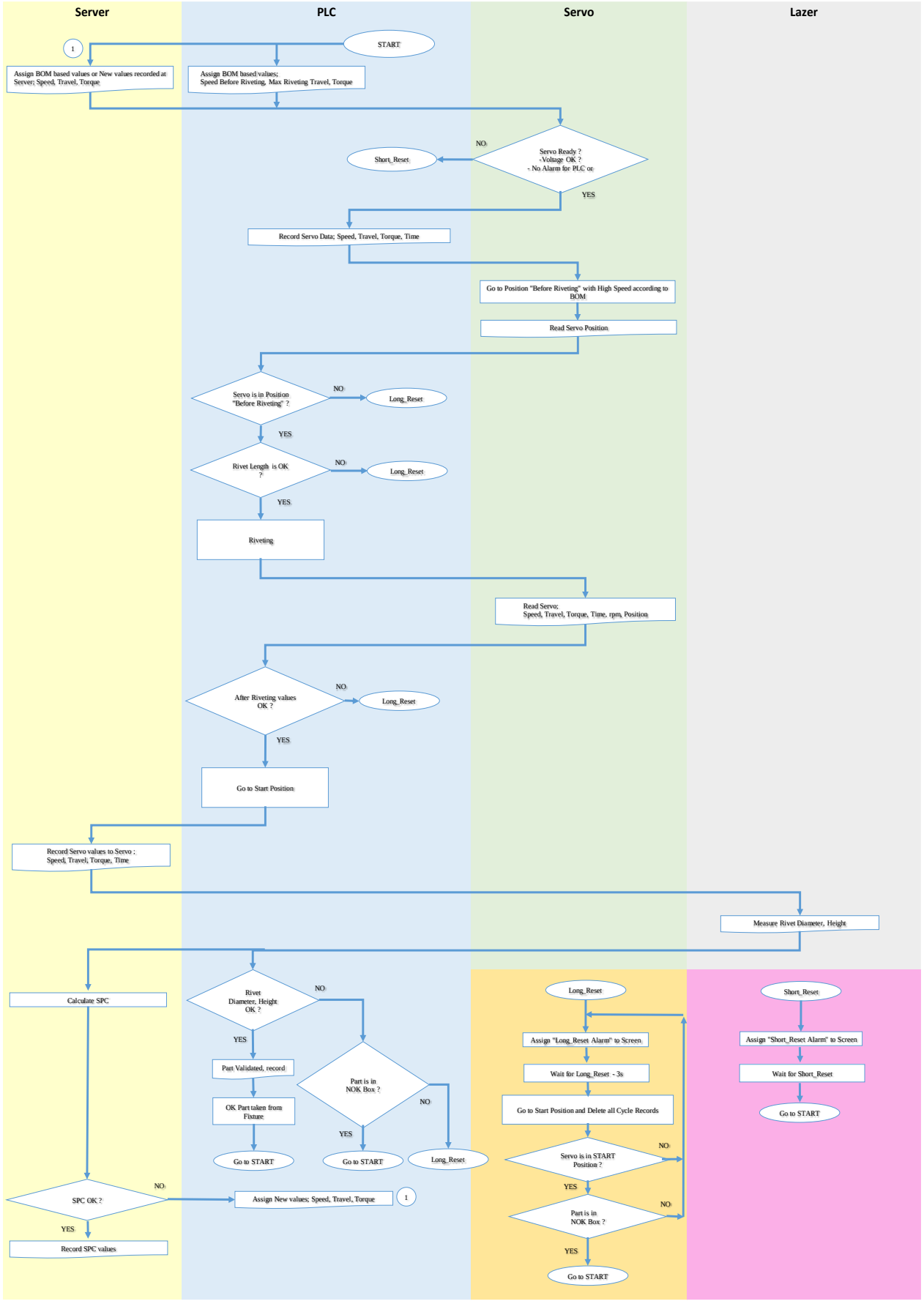


Figure 9. System Algorithm

3.5. Calculations and Fundamental PLC Blocks

Servo Motor Riveting Speed is 75 rpm, so, Tour per Second;

$$\frac{75}{60} = 1{,}25\ \text{tour/s} \tag{1}$$

Minimum Servo Travel is 5/10.000 mm, so, Travel per Second;

$$5 * 1{,}25 = 6{,}25\ \text{mm/s} \tag{2}$$

Theoretical communication speed between Servo Control Unit and PLC is defined as 125µs in technical data sheet. Since practical results are quite different than theoretical given values by experience, practical communication speed has been measured on system and found as 5 ms, therefore, practical communication speed is considered for calculations.

Maximum Control Cycle Quantity per Second;

$$\frac{1000}{5} = 200\ \text{cycles/s} \tag{3}$$

Minimum Servo Travel can be controlled;

$$\frac{6{,}25}{200} = 0{,}03125\ \text{mm/cycle} \tag{4}$$

Minimum Servo Travel chosen is 0,05 mm/cycle taken into account that the minimum servo travel is 0,03125 mm/cycle, so, system is able to react and also control the actuator according to command signals.

There are four main LAD blocks for PLC programming as follows;

1. Enable a memory bit to activate SPC lower and upper limits is shown by Figure 10,
2. Servo Travel Adjustment, 100 pulse (50µm) if SPC lower and upper limits exceeded is shown by Figure 11,
3. Servo Travel Adjustment, 200 pulse (100µm) if rivet ϕ is out of ±10% of previous one is shown by Figure 12,
4. Servo Travel Adjustment, 400 pulse (200µm) if rivet ϕ is out of min or max limits is shown by Figure 13,

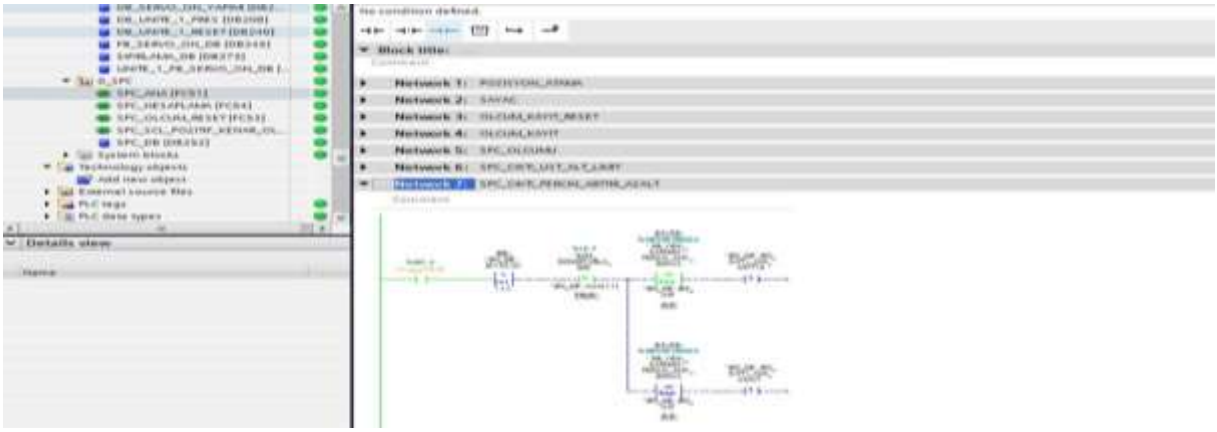


Figure 10. Memory bit enableing for SPC lower and upper limits

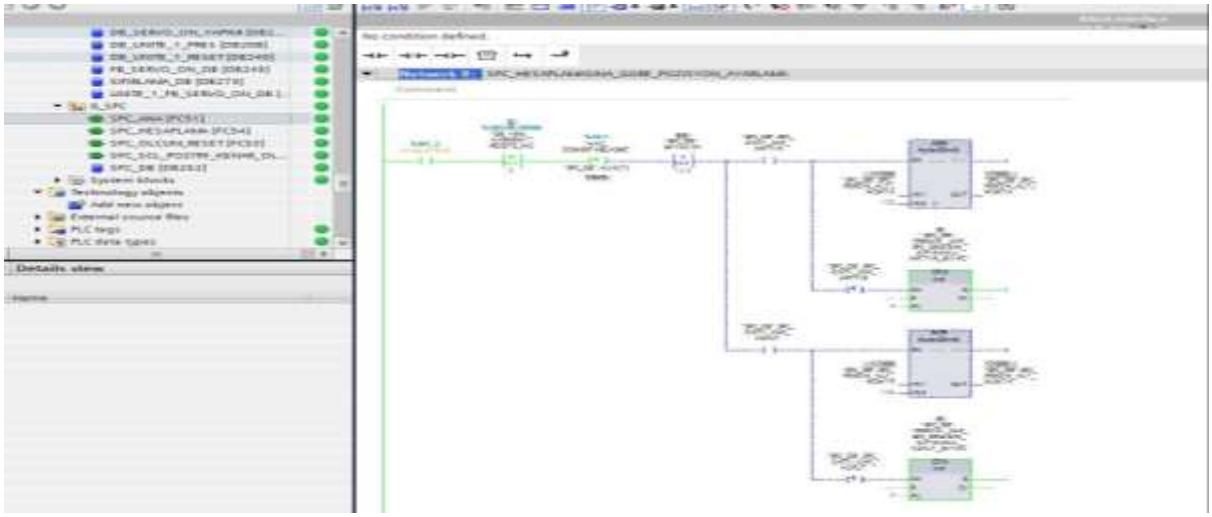


Figure 11. Servo Travel Adjustment, 100 pulse (50µm)

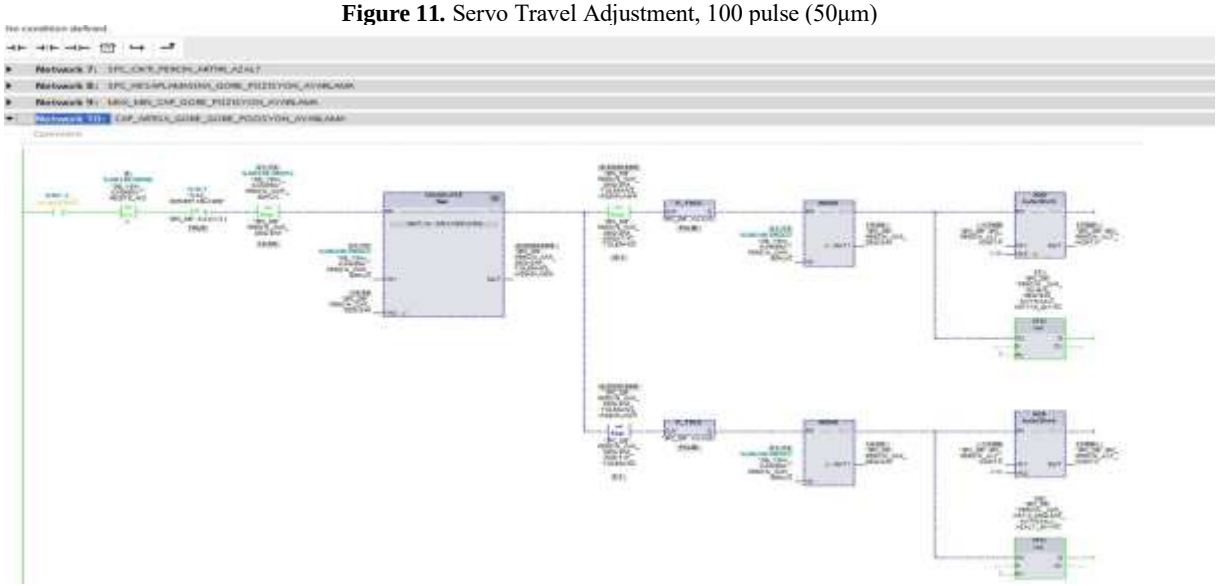


Figure 12. Servo Travel Adjustment, 200 Pulse (100µm)

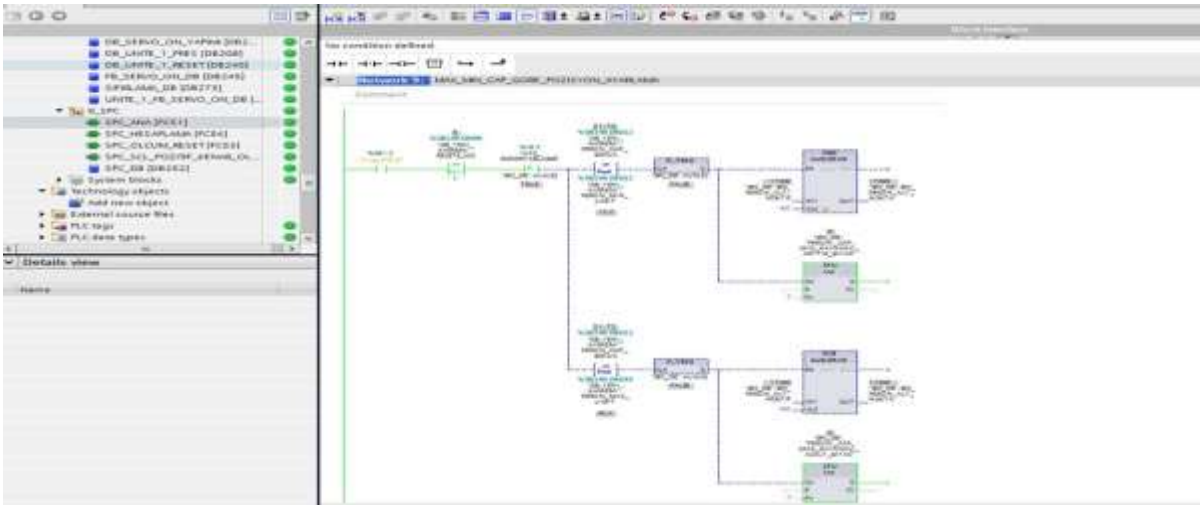


Figure 13. Servo Travel Adjustment, 400 Pulse (200µm)

4. RESULTS AND DISCUSSIONS

A production batch of 300 parts has been manufactured for trial and all mentioned parameters in algorithm has been real time recorded on server successfully as shown by Table 5 following PLC program modification according to the algorithm shown by Figure 9. Four main LAD blocks shown by Figures 10-13 are integrated into PLC software and SPC calculations embedded into server. Not any out of tolerance riveting, in other words, not any nonconformity observed for production of 300 parts and more importantly a better distribution for diameter values obtained comparing with previously applied conventional control method.

The servo travel corrections generated by control system and fluctuations of riveting diameter are in correlation in between. The graphics for travel corrections and diameter changes are shown by Figure 14. Most important difference between adaptive closed loop control and the previous conventional control system is also the biggest advantage of adaptive closed loop control. While previous closed loop control system prevents that the actuator means riveting head driven by servo motor exceeds the given limit which is down position parameter defined by operator manually, adaptive closed loop control system receives the rivet diameter information directly from product and applies corrective actions on actuator by travel corrections automatically without human intervention for each and every cycle to keep the targeted dimension within limits defined by SPC calculations which is also progressive and constantly updated by every cycle.

Table 5. Production Trial Results (first 30 of 300 measurements)

#	AYAR PERCIN TUS KONTROL (Nm)	OLCUM SERVO PERCIN h (mm)	OLCUM SERVO HEREKET MESAFESI (mm)	AYAR SERVO ACISAL HIZ (rad/s)	AYAR SERVO POZISYON DEGERI	AYAR SERVO TORK DEGERI (Nm)	OLCUM PERCIN CAP (mm)	OLCUM PERCIN h (mm)	AYAR PERCIN MAX_LIMIT (mm)	AYAR PERCIN MIN LIMIT
1	6	4,9870	56,4045	110	20500	51,4175	14,91	3,11	15,6	14,4
2	6	5,4665	56,4795	110	20500	51,0130	14,91	3,11	15,6	14,4
3	6	5,1195	58,2240	110	23800	53,1045	14,92	2,97	15,6	14,4
4	6	6,0160	56,4785	110	20500	50,4625	14,91	3,11	15,6	14,4
5	6	4,8435	56,4795	110	20500	51,6360	14,54	2,98	15,6	14,4
6	6	5,3890	57,6860	110	23400	52,2970	15,08	2,96	15,6	14,4
7	6	5,0245	56,4780	110	20500	51,4535	15,18	3,10	15,6	14,4
8	6	5,4290	56,4790	110	20500	51,0500	14,82	3,20	15,6	14,4
9	6	5,2820	56,4790	110	20500	51,1970	14,82	3,20	15,6	14,4
10	6	5,3780	58,0785	110	23400	52,7005	15,07	2,93	15,6	14,4
11	6	4,7305	56,4770	110	20500	51,7465	14,56	2,89	15,6	14,4
12	6	5,2825	56,4795	110	20500	51,1970	15,31	2,93	15,6	14,4
13	6	5,0235	56,4775	110	20500	51,4540	15,10	2,91	15,6	14,4
14	6	5,6125	56,4785	110	20500	50,8660	15,10	2,91	15,6	14,4
15	6	5,5035	56,4795	110	20500	50,9760	15,10	2,91	15,6	14,4
16	6	6,0525	56,4785	110	21000	50,4260	15,04	2,89	15,6	14,4
17	6	5,2100	56,7360	110	21000	51,5260	14,62	2,88	15,6	14,4
18	6	6,0515	56,7340	110	21400	50,6825	14,82	2,88	15,6	14,4
19	6	5,7200	56,9540	110	21400	51,2340	14,70	2,84	15,6	14,4
20	6	5,6850	56,9550	110	21400	51,2700	14,71	2,84	15,6	14,4
21	6	6,0890	56,9545	110	21400	50,8655	14,63	2,84	15,6	14,4
22	6	6,5270	56,9530	110	21400	50,4260	14,63	2,84	15,6	14,4
23	6	5,1350	56,9550	110	21400	51,8200	15,03	2,84	15,6	14,4
24	6	6,0530	56,9560	110	21400	50,9030	14,83	3,22	15,6	14,4
25	6	5,6835	56,9540	110	21400	51,2705	14,93	2,99	15,6	14,4
26	6	5,8675	56,9540	110	21800	51,0865	14,69	2,98	15,6	14,4
27	6	6,1250	57,1375	110	22200	51,0125	14,69	2,98	15,6	14,4
28	6	6,8580	57,3575	110	22600	50,4995	14,69	2,98	15,6	14,4
29	6	5,7575	57,5405	110	22600	51,7830	14,63	3,65	15,6	14,4
30	6	6,7485	57,5410	110	22200	50,7925	15,32	2,93	15,6	14,4



Figure 14. Servo Travel Corrections versus Riveting Diameter Fluctuations

5. CONCLUSION

The chosen method for this study is based on progressive and adaptive riveting head travel correction driven by constantly updated reference system built on SPC results included into calculations for definition of corrective action concept. The aim for SPC rules application on recorded data is to go one step further regarding conventional control approach by pre-defined and correlated data based corrective action on actuator. Therefore, this concept will support also next step study as a base. System infrastructure is appropriate to create a self-decision making system based on deep learning and artificial intelligence applications. Investigated effect during the study is directly the difference for fluctuation tendency of riveting diameter between adaptive closed loop control and conventional control approaches. Established algorithm providing a better control on riveting diameter by the help of almost simultaneous 3 stages intervention. The results of first production batch contains 300 parts, data records on server and also the graphics showing the interaction between the input and output confirm the effectiveness of new adaptive approach. Although new algorithm shows its benefits on results, the travel adjustments of servo riveting machine is still done by pre-defined values such as 50 µm, 100 µm and 200 µm even SPC rules are embedded into calculations. Obtained result from 300 parts presents an improvement 0,98 % regarding 14,40 mm lower diameter limit and 1,83 % regarding upper diameter limit 15,60 mm. The importance of the study is having a narrow band fluctuated process compared to previous conventional control system allowing production of out of limit riveting to catch them by EOL.

Bajracharya analysed and indicated in his MSc Thesis (2006) that a part of the parameters affecting riveting quality are controllable in the process such as squeeze force, rivet length, rivet diameter tolerance, hole countersunk depth and hole diameter tolerance [17]. This means that the not only controllable ones but, combination of the applied process parameters and variations of other numerous effects such as sheet thickness, rivet hardness, clamping force and hole structure and diameter is directly affects the quality of riveting proven by the study of Lei et al. (2017) [18] despite they are in accordance to defined tolerances, will be balanced in next step by multiple and simultaneous corrective interventions on process parameters. Therefore, this preliminary study is a well prepared infrastructure to make the correction by intervening to actuator not only for travel adjustment but at the same time for rpm, riveting time and also for applied force or torque regarding the self-decision made by deep learning and artificial intelligence application based on whole collected data.

6. REFERENCES

[1] He, R., Chen, G., Shen, X., Jiang S., Chen G. (2020), "Reliability Assessment of Repairable Closed-Loop Process Systems Under Uncertainties", ISA Transactions, 104, pp.222-232.

[2] Markiewicz, E., Langrand, B., Deletombe, E., Drazétic, P., Patronelli, L. (1998), "Analysis of the Riveting Process Forming Mechanisms", International Journal of Materials and Product Technology, 13, pp.123-145.

[3] URL1: Engineering Insider (2018), https://engineeringinsider.org/rivet-main-types-faliures, 11.05.2021.

[4] URL2: Made In China (1998), https://m.made-in-china.com/product/Stainless-Steel-Decorative-Furniture-Screws-and-Fastener931312445.html, 12.05.2021

[5] URL2: EWorkbook (2019), https://electricalworkbook.com/type-0-system-step-ramp-parabolic-input, 11.05.2021.

[6] Liu, Y., Fang, Q., Ke, Y. (2020), "Hybrid Position/Force Control for Dual-Machine Drilling and Riveting System", Mathematical Problems in Engineering, vol. 2020, 16 pages.

[7] Tate M.B., Rosenfeld S.J. (1946), "Preliminary Investigation of the Loads Carried by Individual Bolts in Bolted Joints", Technical Note 1051, National Advisory Committee for Aeronautics, 74 pages.

[8] Wang, S.F., Zhang, J., Liu, Z.G., Zhang, X.W., Hong, J., Nan, K.G., Wang, W. (2015), "Riveting Parameter Design that Satisfies Requirements for Driven Rivet Head Dimensions", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.229 (13), pp.2412-2432.

[9] Psarakis, S. (2011), "The Use of Neural Networks in Statistical Process Control Charts", Quality and Reliability Engineering International, Vol.27 (5), pp.641–650.

[10] Park, M., Kim, J, Jeong, M.K, Hamouda, A.M.S, Al-Khalifa, K.N, Elsayed, E.A. (2012), "Economic Cost Models of Integrated APC Controlled SPC Charts", International Journal of Production Research, Vol.50 (14), pp.3936–3955.

[11] De Ketelaere, B., Hubert, M., Schmitt, E. (2015), "Overview of PCA Based Statistical Process Monitoring Methods for Time Dependent High Dimensional Data", Journal of Quality Technology, Vol.47, pp.318–335.

[12] Rato, T.J., Schmitt, E., Reis, M., De Ketelaere, B., Hubert, M. (2016), "A Systematic Comparison of PCA Based Statistical Process Monitoring Methods for High Dimensional Time Dependent Processes", American Institute of Chemical Engineers Journal, Vol.62 (5), pp.1478–1493.

[13] Bacher, M., Ben-Gal, I. (2017), "Ensemble Bayesian SPC: Multi Mode Process Monitoring for Novelty Detection" Institute of Industrial and System Engineers Transactions, Vol.49 (11), pp.1014–1030.

[14] Shao, Y.E, Chang, P.Y, Lu, C.J. (2017), "Applying Two Stage Neural Network Based Classifiers to the Identification of Mixture Control Chart Patterns for an SPC-EPC Process" Hindawi Complexity, Vol.2017 (3), pp.1-10.

[15] Chou, S.H., Chang, S., Tsai, T.R., Lin, D.K., Xia, Y., Lin, Y.S. (2020), "Implementation of Statistical Process Control Framework with Machine Learning on Waveform Profiles with No Gold Standard Reference", Computers & Industrial Engineering, Vol.142, 106325.

[16] Singer, G., Cohen, Y. (2021), "A Framework for Smart Control Using Machine-Learning Modeling for Processes with Closed-Loop Control in Industry 4.0", Engineering Applications of Artificial Intelligence, Vol.102, 104236.

[17] Bajracharya, B. (2006), "Effect of Variations of Riveting Process on the Quality of Riveted Joints", Wichita State University, Department of Industrial and Manufacturing, MSc. Thesis.

[18] Lei, C., Bi, Y., Li, J., Ke, Y. (2017), "Effect of Riveting Parameters on the Quality of Riveted Aircraft Structures with Slug Rivet", Vol.9 (11), pp.1-12

POWER DIODE TYPES USED IN 12V AUTOMOTIVE ALTERNATORS AND IMPACTS ON ALTERNATOR PARAMETERS

Eray ARIK, Matthieu Mallevaey, Dinçer Kökden
[1,2] Valeo Powertrain systems
eray.arik@valeo.com

ABSTRACT

This paper introduces the impact of the alternator diode on the vehicle network and explains the test methodologies for each important parameter. Valeo company uses 4 general rectifier modules on their alternators depends on the need for different requests and sanctions by its customers. This paper will explain the different diode technologies and describe the main activities realized by the alternator makers since several years to reduce the consumption of the vehicles. New technologies introduction have bigger constraints and increase the alternator cost to the complexity of the technologies used by the diodes makers. As explained in this paper, the alternator, which provide the entire electrical power during driving session, has a big influence on the electrical network and on the C02 emission of the car. Ripple on the main supply line, EMI noise considerations due to switching, high voltage spike protection, thermal degradation and battery discharge prevention are also key factors to evaluate while developing rectifier of generator, and should be tested carefully before supplying the OEMS.

Keywords: Alternator, Diodes, VDA, MOSFET

1. AUTOMOTIVE ALTERNATORS

An alternator is a type of widely known electric generator used in modern automobiles to charge the battery and to power the electrical system when its engine is running (URL 1). It is an AC synchronous machine with a winding claw rotor inserted inside a generally 3-phase stator, which is fed by a DC source and becomes the source of the magnetic field. The AC signal generated at the stator due to the time varying rotation of the magnetic field is rectified by a diode rectifier and the output voltage of the alternator is controlled by a regulator which is self-excited (Doffe, Kadiri, 2010).

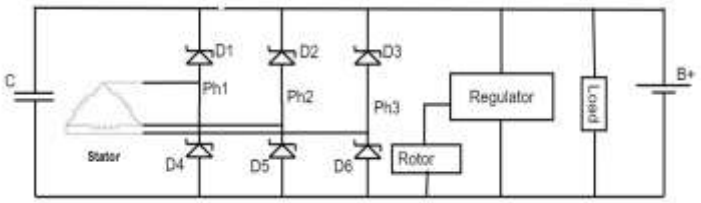
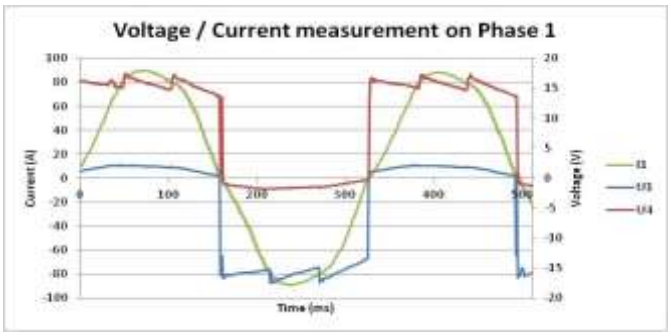


Figure 1. Alternator schematic

The recitification is done by 6 diodes in a 3-phase, and 12 diodes in 6-phase bridge circuit, which is inserted in to the aluminum heat sink shaping the mounting bracket of alternator.



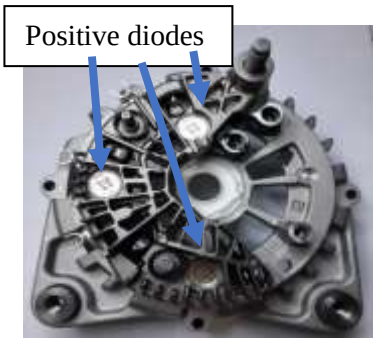


Figure 2. Phase current of stator and measured voltages on positive and negative diodes

2. RECTIFIER DIODES AND PERFORMANCE CHARACTERISTICS

Initially, a number of criteria may be generated in order to select potential components for this specific application. The family of semiconductor devices that will be considered will come from high efficiency Schottky, Zener, and MosFET technology.

- The maximum frequency of the generated voltage is 2.4 kHz at 24000 rpm (for six poles pair's alternators). This relatively low frequency does not require fast reverse recovery time of the component. Nevertheless, it is still a consideration for EMI compatibility (Electromagnetic test compatibility – EMC).
- The vehicle's battery is always connected to the vehicle's power system. During park mode, the rectifier is exposed to a maximum reverse voltage of 12 V at an ambient temperature of 25° C. At this time, the diodes' leakage current needs to be minimized in order to avoid battery drain.
- The forward voltage drop of the diodes will greatly influence the efficiency of the power generation, thus it needs to be as low as possible.
- The ambient temperature under the vehicle's bonnet, when the motor is running and warmed up is approximately 100°C - 120°C. Due to the high amount of current additional power will be dissipated through diodes during rectification. Thus, Diode thermal behavior must withstand those severe conditions.
- When sudden load interruptions, high voltage spikes can occur due to high inductive characteristics of stator. To protect automotive electronic equipment from this high-energy pulse, zener functionality should be used to clamp the voltage and short circuit the stator current to the ground.
- Diode junction capacitance does not have a significant effect on overall performance at lower frequencies such as 2.4 kHz due to motor speed. However, considering high frequency EMI compatibility, it will have a high dv/dt current noise. Thus, it should be taken into account as well.
- Additional to above performance parameters, diodes withstand all test conditions which automotive EMC standards / Original Equipment Manufacturer (OEM) standards require such as ESD pulse, repetitive surges, transient voltages etc (Sarafianos, Logan, 2014).

3. DIODE IMPACT ON VARIOUS ALTERNATOR CHARACTERISTICS

Considering different OEM requirements and to meet different performance characteristics, Valeo has been using 3 types of diodes in 12 V alternator rectifiers whose names are given below; The distinction between them mostly depends on the Rds on characteristics, thermal resistances and nominal rated current at specified temperatures.

- Standard type PN Zener diode
- Low Loss Diode (LLD)
- Ultra Low Loss Diode (ULLD)

In the next section, the different behavior of the diodes and the impact on various alternator performances will be discussed, and test results will be shared according to related ISO or customer standards.

3.1. Diode Vf Characteristics And Efficiency Increase Of Alternator

The rectifier losses "Prec" are obtained by calculating the diodes losses (Doffe, Kadiri 2010). They are the summation of the conduction losses and the switching losses. In a first approach, we neglect the switching losses.

$$P_{REC} = N_d . I_F \left(\frac{V_0 . \sqrt{2}}{\pi} + \frac{R_0 . I_F}{2} \right) \quad (1)$$

Where P_{REC} is total rectifier losses, N_d is number of diodes, I_F is direct current in diodes and V_0 is intrinsic voltage of the diodes.

Conduction losses are the average dissipated power in the diode during the forward conduction phase given in Equation below (URL 2). Since each diode is in conducting state during ½ of the complete phase period, the losses in one diode can be calculated as below.

(2)

$$P_{COND}(T_j) = \frac{1}{T_{SW}} \int_0^{T_{SW}} V_F.(I_F.T_j).I_F(t).dt$$

Alternator and diode suppliers have worked to improve the efficiency of diodes. Diodes have two types of losses: voltage drop and leakage current. Leakage current being negligible, Valeo with its suppliers focused on efficiency enhancement of diodes on the voltage drop, and more specifically, on diode junction voltage while keep the mandatory zener function.

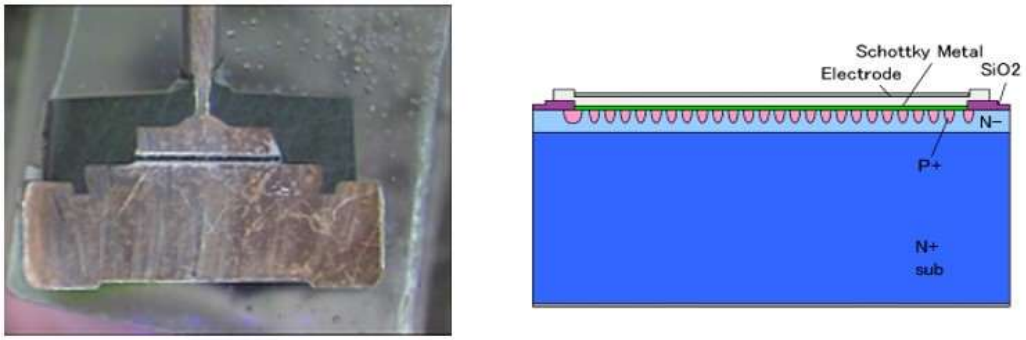


Figure 3. Vertical Cross Section of a high efficiency diode (left) and the construction schematic of LLD diode (right)

To improve the losses, they combine Schottky diodes with a zener structure by modifying the silicon die inside the press-fit packaging.

Beside diode technology, Valeo studied to implement MOSFET technology on rectifier bridges with active rectification. One of the examples of this bridge is ULLD, which has an integrated MOSFET, comparator and drive IC in the same diode packaging shown below and working autonomously without external drive as in the case with the standard diode.

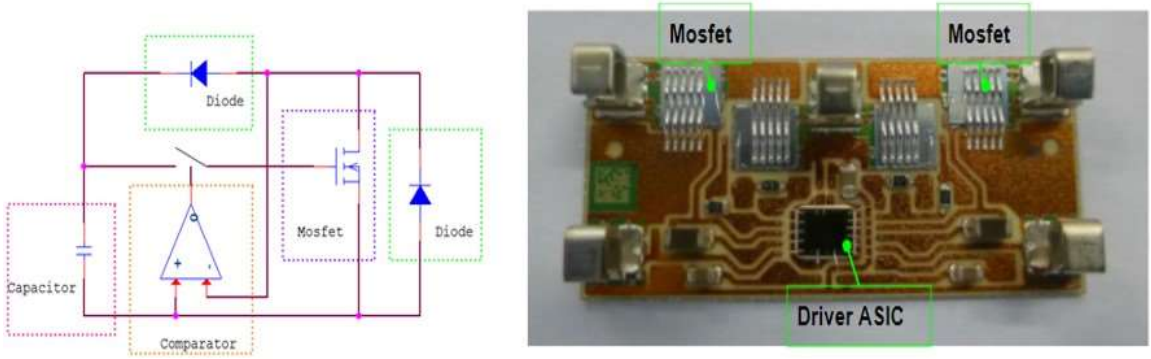


Figure 4. ULLD diode schematic (left) and mosfet module (right)

The other technology Valeo used is EG Mos type bridges, which have conventional mosfets, and external modules including comparator and gate drive circuit, which excite the gate of mosfets according to the phase voltage amplitudes. Four different rectifier configurations were chosen to see the efficiency effect on the complete alternator. Chosen diodes have below Vf with forward current performance.

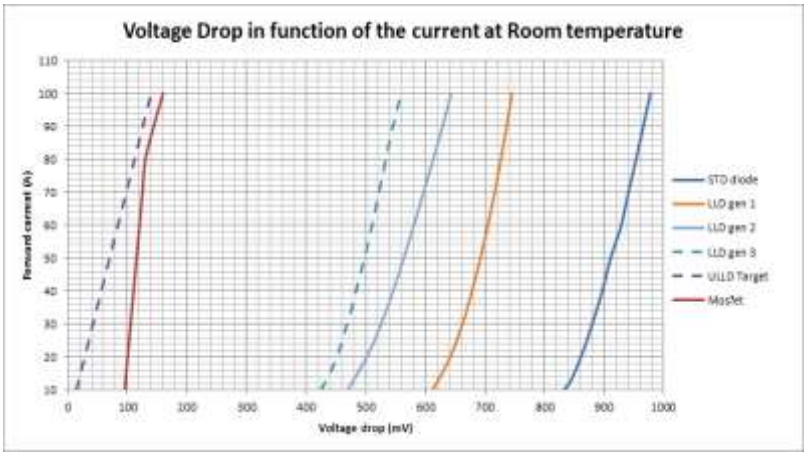


Figure 5. Forward voltage drop with function of forward current

To understand the effect of rectifiers on efficiency, VDA test was repeated on the same alternator using 4 different rectifiers while keeping all the other alternator components the same. According to VDA and ISO standards, the average alternator efficiency is defined as following (ISO 8854, 2012):

$$Eff_{avg} = \sum_{i=1}^{4} Eff_i \,.\, H_i \tag{3}$$

(4)

$$Eff_i = \frac{U_i I_i}{T_i V_i} \tag{5}$$

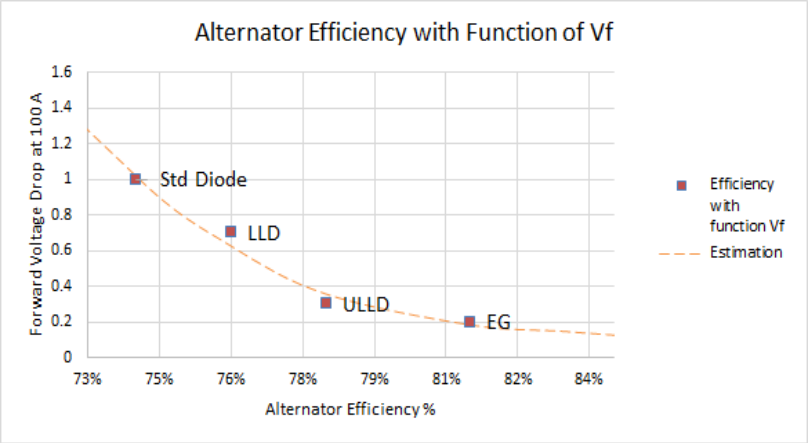
$$H = [0.25 \quad 0.4 \quad 0.25 \quad 0.1]$$

(6)

$$V = [1800\ rpm \quad 3000\ rpm \quad 6000\ rpm \quad 10000\ rpm]\, 2\pi/60$$

Where: U_i is the alternator output voltage, which is set to the 14.3 V for all steps, I_i is the alternator output current which is set to the half of the nominal for all steps, T is the measured torque and V is the alternator speed in rad/s. Speed value should be converted to Hz from Rpm in Efficiency formula.

It can be seen that diodes can have an impact of 8 % of efficiency increase on a complete alternator. The efficiency of the alternator has been improved by the use of so-called high efficiency diodes or low losses diodes instead of conventional diodes.



Rectifier Type	Voltage drop at 100 A	Efficiency
EG Mosfet	0.2	81.3 %
ULLD	0.3	78.2 %

Figure 6. Alternator efficiency with function of diode Voltage drop

An improvement on the alternator efficiency produces improvement in CO2 emission savings, which are calculated according to the calculation procedure given in the Technical Guidelines of Regulation (EC) 443 / 2009 of the European Parliament and of the Council (URL 3).

Following the referenced calculation procedure, the minimum alternator efficiency to reach the threshold of 1 g CO2 / km for Diesel fueled vehicles is 75 %, and 74% for petrol and petro-turbo fueled vehicles compared with 67% efficient base alternator.

If the alternator efficiency is 75%, then we find the following CO2 savings:

- Diesel : 1.101 g CO2 / km
- Petrol : 1.167 g CO2 / km
- Petro-turbo : 1.237 g CO2 / km

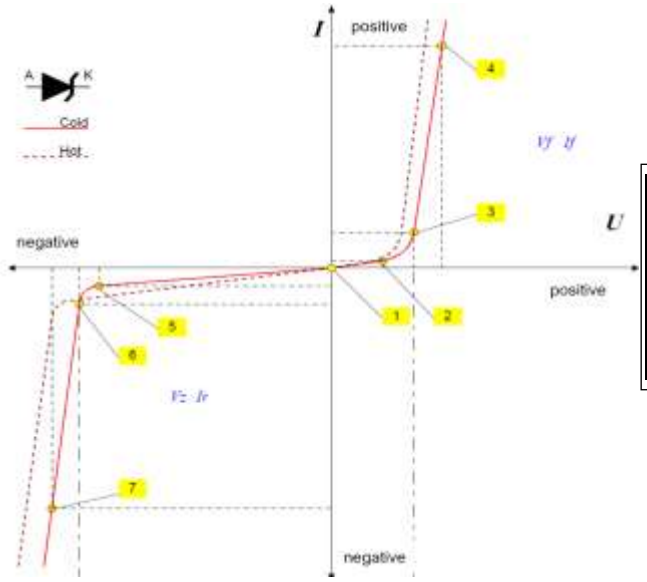
3.2. Leakage current and any effect, test results vs temperature

During standard operation of diode, in reverse polarity state of PN junctions, opposing regions of charged ions create a strong electric field across the PN junction. Due to this field, small amount of reverse current flows in reverse direction. This small current is called the reverse saturation current, and tends to maintain a relatively constant value for a fixed temperature at all voltages.

The IR magnitude depends on diode block voltage capability and junction temperature degree and contribute power dissipation while diode in off-state status shown in below formula. It is known that the diode will switched between forward and reverse polarity modes, thus each diode will be exposed to battery voltage during reverse polarity period. In addition, when the car is on park, the diode will be exposed to the battery voltage continuously in reverse mode (URL 4).

$$P_{loss\ during\ reverse\ polarity} = \int_{0}^{T\ reverse} V_{BR}(t).I_{iR}(t) \tag{7}$$

IR also has specifications by different PN junction temperatures for user's application reference, for example TJ=25°C,



1	Zero current / Zero Voltage
2	Minimum forward voltage
3	Voltage drop at 1 A
4	Voltage drop at 100 A

TJ=125°C

Figure 7. Zener diode IV curve (left) and characteristic points of curve (right)

The below test verifies the leakage current of the diode in Valeo production plant for each alternator. We also check the stability of the leakage current with the ΔIr. We measure the leakage current several times during a short period and we verify the difference between the highest and the lowest value.

Diode Type	Reverse Polarity (V)	Ir (µA)
Standard	18	0.3
LLD	18	20
ULLD	18	10

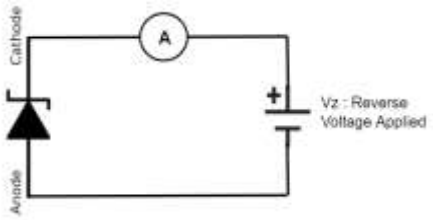


Figure 8. Leakage current measurement procedure (right) and results for different Valeo diodes (left)

3.3. Tj, Thermal resistance Rth-c and Temperature Limit

Tj is the allowable operating diode junction temperature and diodes cannot be used to exceed this temperature range in order to prevent malfunction. I_f Average value (maximum sustainable average current) is defined at a specific temperature (TA=25°C) and can affect diode heat dissipation. The junction temperature can be calculated using the formula:

$$T_J = T_{case} + (I_F.V_F).R_{th} \quad (8)$$

Where T_J is junction temperature, T_{case} is measured temperature on the case, R_{th} is junction to ambient thermal resistance, I_F is Forward current and V_F is Forward Voltage drop.

In order to simplify the design and the thermal acquisitions on bench, we define with the diodes suppliers the derating curve by considering the worst-case scenario in terms of thermal resistance and voltage drop of the diode. This will define the following curve, called the derating curve, where the junction temperature is defined in function of the current and the case temperature.



Figure 9. Max forward current with function of case temperature

Our standard diodes panel has a junction temperature of maximum 225°C for most of our applications. With the introduction of the LLD diodes, the junction temperature has been reviewed to fit with the technology choice.

As the LLD are based on the schottky diodes, the leakage current becomes an issue and generates a thermal runaway if the junction temperature is too high. Nevertheless, as the Voltage drop becomes lower, the losses in conduction decrease. Below a thermal comparison on the same alternator between Standard diodes and LLD diodes.

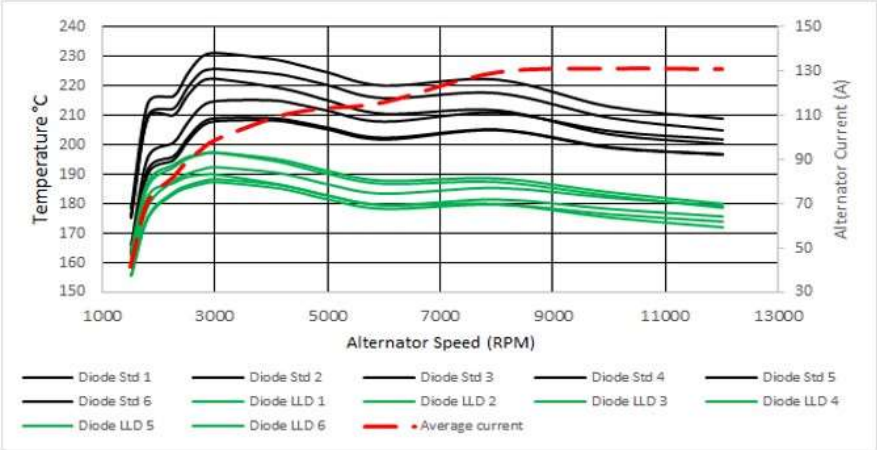


Figure 10. Thermal comparison between standard diode and low loss diode

Differences between same types of diodes are linked to the diode position on the alternator on the aluminium material around for thermal cooling. Due to the local tempertaure difference on the surfaces and aerothermal differences in the product design, the Ron resistance will not be same between each diode and this will cause different temperature increase gradients for all.

3.3. Junction Capacitance and Reverse Recovery

It is a widely known that, fast current and voltage transitions lead to broad frequency contents in the emissions from Switch-Mode devices. The rise and fall times should thus be chosen with this fact kept in mind. A decrease in rise and fall time from the switching element, usually a MOSFET or diode in switching applications, is obtained by increasing the gate resistance. This is perhaps the simplest way of controlling the frequency contents. However, an extended fall and rise time also gives an increased power dissipation, which needs to be considered if efficiency and cooling is a critical issue (Gustav, Niklas, 2018).

The time to charge the junction capacitance of a previously conducting diode and to discharge the junction capacitance of a previously blocking diode, which is referred to as the commutation time, becomes larger. The other result of diode junction capacitance is the frequency content of reverse recovery phenomenon, which is present in most of the diodes after stored charge has been removed from, junction capacitance needs to be charged to the steady-state voltage (URL 5). However, because of the series-resonant circuit due to the line inductance and load characteristics, the voltage across

(rectifier voltage) and the current trough will resonate on the rectified voltage as ripple. The other capacitive loads in the output line will also affect the ripple amplitude and the frequency.

$$t_{rr} = \pi . \sqrt{L_s . C_T}$$

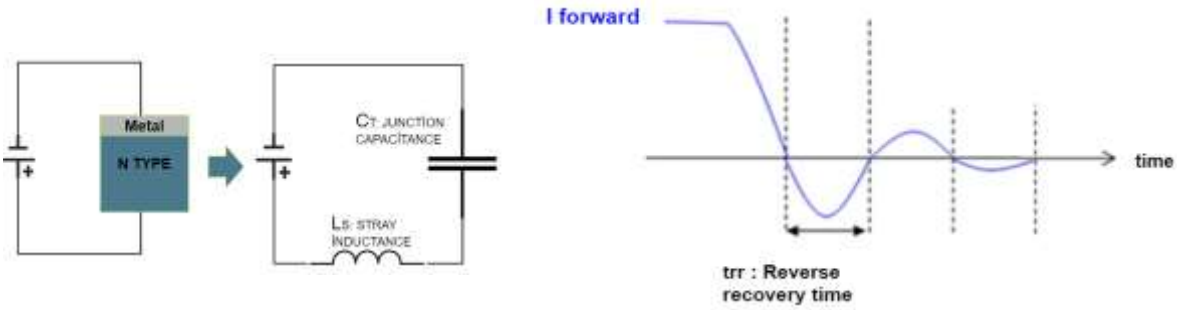


Figure 11. Diode equivalent circuit and reverse recovery

The reverse recovery time, T_{rr}, can differ much between different types of diodes. Schottky diodes have a very short recovery time since they are majority carrier devices and do not suffer from minority carrier storage problems.

Diode Type	t_{rr} - ns
Standard	3400
LLD	1000
ULLD	2000

Table 1. Reverse recovery times of Valeo diodes

3.4. Alternator Output Voltage Ripple

Voltage ripple of the alternator output voltage is the result of the parasitic ringing triggered at the diode commutation instants caused by the interaction of the capacitance of the alternator including b+ capacitor, junction capacitance, parasitic capacitances and the inductance of the load line. It includes the time of the basic ripple and the peaks caused by the commutation of the diodes.

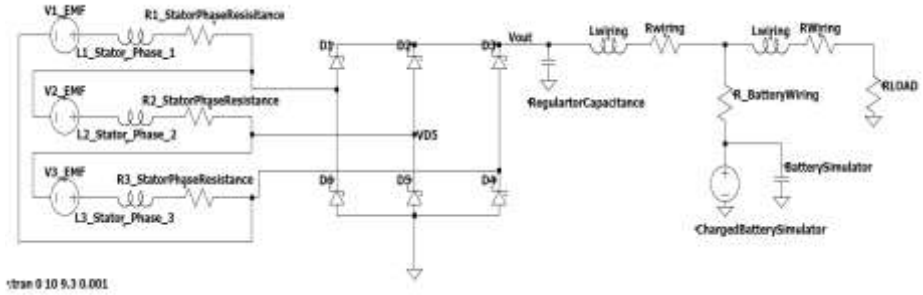


Figure 12. Ripple voltage simulation circuit with inductive and capacitive load

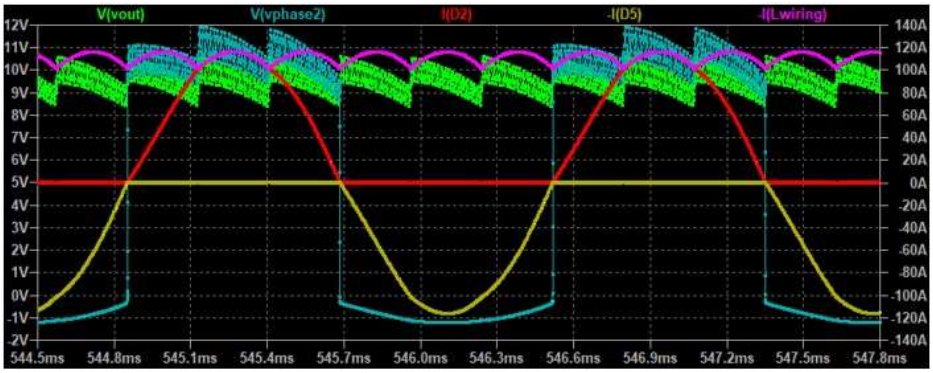


Figure 13. Simulation results of voltage ripples, current ripples and phase voltage, diode currents

The over-oscillation corresponds to the moment where the current is interrupted in a phase where the voltage decreases. In these conditions, there is a discontinuity in the total current. The load circuit inductance tends to oppose this current decrease by inducing an over-voltage, then an oscillation that fades away with a time constant and a period specific to the load circuit.

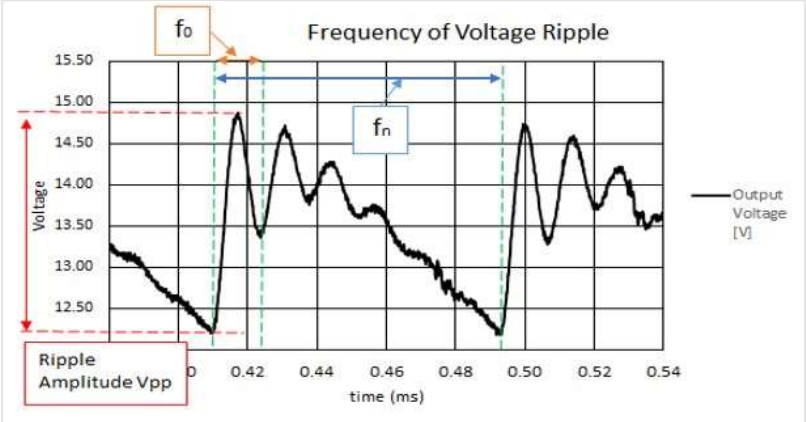


Figure 14. Test results of ripple voltage and frequency contents of ripples

$$V_{pp} \sim \frac{I_{load}}{2\pi . fn . C_{out}} \tag{10}$$

$$f_n = \frac{Mechanical\ Speed\ (RPM) . P(number\ of\ Poles\ of\ Rotor)}{60} \tag{11}$$

The Frequency of this resonance (fosc) could be determined by a simple formula due to the resonance between B+ capacitor and the inductance of the load wiring and load:

$$f_{0-osc} = \frac{1}{2\pi . \sqrt{L_{load} . C_{out}}} \tag{12}$$

OEM specifies for the health of the electrical board network a maximum Ripple peak to peak in order to ensure the right power supply of the electric component in the vehicle. Below is an example of this specification depending on the alternator rotational speed.

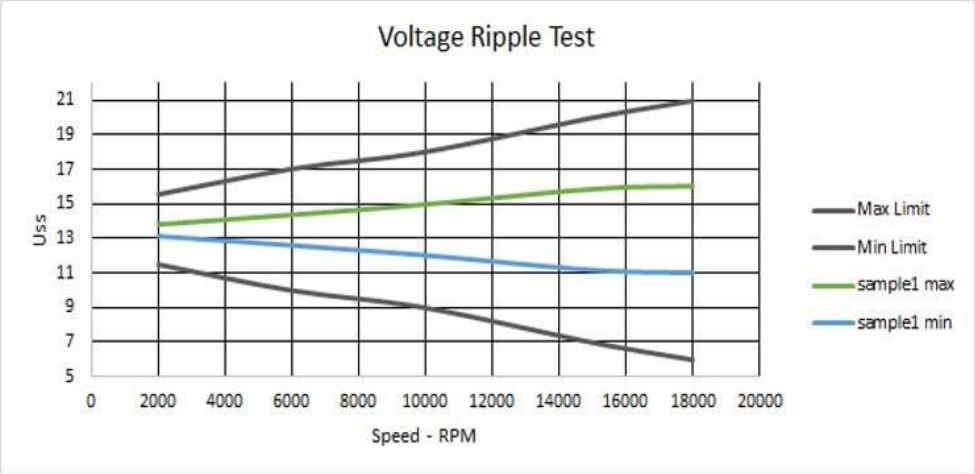


Figure 15. Test results of ripple amplitude at different speeds and OEM limits

3.3. Zener Voltage breakdown, Load dump protection

In order to protect the electronic components in the vehicle and to determine their durability in advance, the dangerous signals in the supply line have been determined. One of the pulses considered and missioned from the alternator is the load dump (Bosch 2007).

When an important load is suddenly disconnected, the alternator's output current does not change instantaneously. Subsequently, the stored magnetic energy in the stator coils of the alternator drives the output voltage up.

$$V_{induced} = -N\frac{dB}{dt} = -NL\frac{dI}{dt} \tag{13}$$

The result, in the worst-case scenario, is a transient energy with a typical pulse width of approximately maximum 400ms and a peak voltage as high as the breakdown voltage of the diodes. This high-energy pulse can cause catastrophic damage to electrical components or subsystems if not properly protected and limited. Without the Zener voltage of the diodes, the voltage could be greater than 100V. The 12V alternator have today a maximum output voltage of 32V with the current diode breakdown voltage.

This transient energy is a direct result of the rapid decrease of the current demands by the loads. The surge in output voltage will decay exponentially until the energy stored in the rotor coil is removed (Dimech, 1991). The time for this transient energy is linked to the contact time of this coil (if no consumers are connected to the alternator).

This operational case can be found on the application (loosened connection leading to cuts, breakage of corroded cable or voluntary disconnection of the battery with motor idling). It is defined in most of the Customer Specifications Sheets.

The load dump test is done by switching off the load circuit and the battery when the alternator is supplying full load current or defined percent of the capacity. A record of the maximum voltage and timing to recover the nominal voltage is performed during the test. Also, this test is performed several times to measure the robustness of the system.

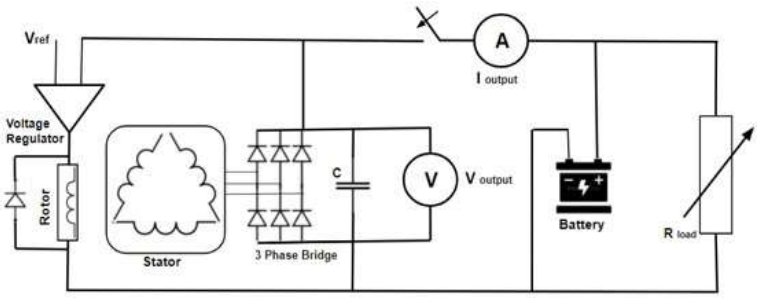


Figure 16. Load dump test circuit

Below test was done with an alternator supplying 265 A at 13.5 V at 15 000 rpm speed. As can be seen at the figure below, the load current line is interrupted once in 60 seconds repeatedly while the alternator keeps working. During the test, the maximum voltage peaks and durations of the load dump pulses are measured.

The maximum measured Voltage needs to be below 32 V is the general sanction requested by many OEM car manufacturers. Depending on this demand, power absorption capabilities and breakdown voltage values of zener diodes are selected according to this limit.

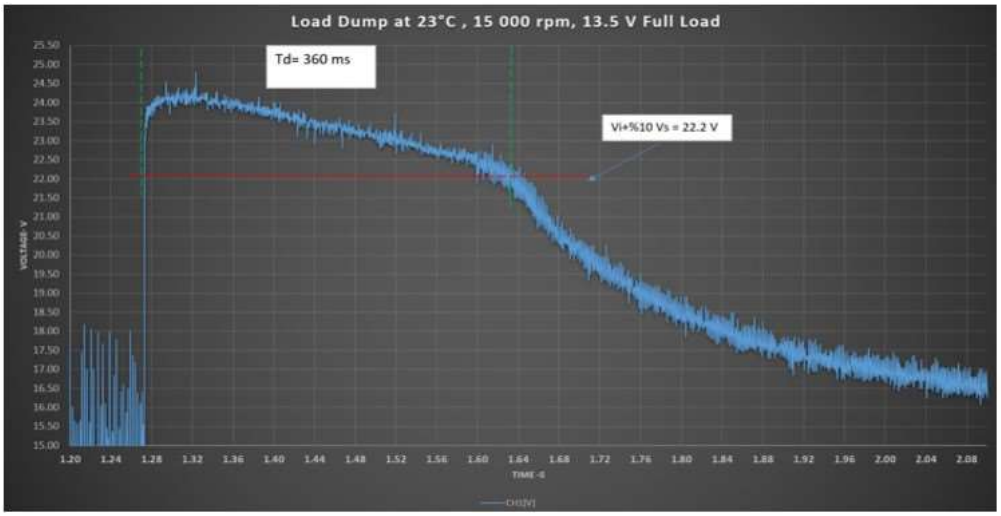


Figure 17. Load dump results for one load interruption

4. CONCLUSION

For reduction of CO2 emissions, different types of rectifier configurations are used in Valeo alternators mounted in vehicles with internal combustion engines (ICE). Compared with conventional zener diodes used in rectification, thanks to the LLD, ULLD, and EG MOSFET type rectifiers, efficiency is increased up to 8pts according to the VDA procedure. As explained above, this efficiency increase has a direct effect on carbon emissions from an automotive and environment protection point of view. Together with emission, it has been given by the test results that the diodes used in the rectifier have a direct effect on the voltage characteristics in the supply line in the automobile, on the emission noise propagation and on clamping of dangerous voltage pulses, which might be occurred due to load dump.

An Alternator diode is selected according to the customer requirement in terms of efficiency and electrical output performances. This diode is qualified according customer and internal specifications to offer to the final driver the best compromise between performances and reliability. The progress in the semiconductor industry leads to better performances of our alternators provided today on the market.

REFERENCES

[1] URL 1: Alternator (automotive). https://en.wikipedia.org/wiki/Alternator_(automotive)

[2] Ludovic, D., Kadiri, M. (2010) “D Alternator Contribution to CO2 Emission Reduction”, XIX International Conference on Electrical Machines – ICEM, 6-8 September 2010, Rome.

[3] Sarafianos, D., Logan, T., McMahon, R., Pickering, S,. (2010) “Alternator Loss Breakdown and use of Alternative Rectifier Diodes for Improvement of Vehicle Electrical Power System Efficiency”, 16th International Power Electronics and Motion Control Conference and Exposition , 21-24 Sept 2014, Ankara.

[4] URL 2: Calculation of conduction losses in a power rectifier. https://www.st.com/resource/en/application_note/cd00003894-calculation-of-conduction-losses-in-a-power-rectifier-stmicroelectronics.pdf

[5] ISO 8854:2012, Road vehicles — Alternators with regulators — Test methods and general requirements.

[6] URL 3: Regulation (ec) no 443/2009 of the European parliament and of the Council setting emission performance standards for new passenger cars as part of the community's integrated approach to reduce CO2 emissions from light-duty vehicles. https://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2009:140:0001:0015:EN:PDF

[7] URL 4: Power Diode Parameters and Characteristic Introduction . https://www.taiwansemi.com/assets/uploads/productcategoryfile/AN-1006_A2009.pdf

[8] Gustav,J,. Niklas, F. (2018) "Emi Measurements and modeling of a DC-DC Buck converter", Chalmers University of Technology Department of Energy and Environment Division of Electric Power Engineering

[9] URL 5: Reverse Recovery Characteristic of Schottky Barrier Diodes. https://toshiba.semicon-storage.com/ap-en/semiconductor/knowledge/e-learning/discrete/chap2/chap2-11.html

[10] Robert Bosch GmbH. (2007) , Bosch Automotive Electrics and Automotive Electronics, J. Springer

[11] Dimech, J.D., (1991), "Standardized Automotive Load Dump Testing", IEEE 1991 International Symposium on Electromagnetic Compatibility , Cherry Hill, NJ, USA

YAKIT HÜCRELİ ELEKTRİKLİ ARAÇ (FCEV) TEKNOLOJİSİ VE ARAÇ MİMARİSİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Özer ÖZDEMİR1, Alper ŞANLI2, Erhan YAMAN3
[1,2,3] Türk Otomobil Fabrikası A.Ş. ARGE, İstanbul Cad. No: 574 16369, Bursa, Türkiye
[1] Corresponding Author: Özer Özdemir, ozer.ozdemir@tofas.com.tr

ÖZET

Günümüz otomobillerin teknolojisinde ağırlıklı olarak enerji kaynağı olarak petrol ve doğalgaz gibi fosil yakıtlar kullanılmaktadır. İnsan nüfusunun artışına paralel olarak dolaşımdaki otomobil sayısı da hızla artmaktadır. Petrol ve doğalgaz gibi fosil yakıt kaynak rezervlerinin hızla azalması, fosil yakıtlı araçların çevreye ve insan sağlığına zararlı olması, ABD ve Avrupa birliği ülkelerinde her geçen daha ağırlaşan emisyon limit ve kuralları nedeniyle otomobil firmaları alternatif enerji kaynakları kullanmaya ihtiyaç duymaktadırlar.

Otomobillerde kullanılabilecek enerji kaynaklarından alternatif enerji kaynaklarından biri de hidrojendir. Hidrojen, bilinen tüm yakıtlarda birim kütle başına en yüksek enerji içeriğine sahiptir. İşlem sonucunda atmosfere atılan ürün sadece su buharıdır. Taşıdığı enerji kolaylıkla elektrik enerjisine dönüştürülebilmektedir. Hidrojen, verimlilik oranı en yüksek enerji kaynaklarından birisi olduğu için otomobil sektöründe yakıt hücresi pazarı hızla büyümektedir. Hidrojen; otomobiller, otobüsler ve ticari araçlar dahil olmak üzere yakıt hücreli araçlara güç sağlamak için kullanılmaktadır. Bu çalışmada farklı araç üreticilerinin üretmiş olduğu yakıt hücreli elektrikli araçlar incelenmiş, bu araçların teknik alt yapı ve yerleşim karşılaştırılması yapılarak araç mimarisine olan etkileri ortaya koyulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Hidrojen Tankı, Yakıt Hücresi, Batarya, Araç Mimarisi

FUEL CELL ELECTRIC VEHICLE (FCEV) TECHNOLOGY AND ITS EFFECTS ON VEHICLE ARCHITECTURE

ABSTRACT

In today's automobile technology, fossil fuels such as petroleum and natural gas are generally used as energy sources. In parallel with the increase in the human population, the number of cars in circulation is increasing rapidly. Automobile companies need to use alternative energy sources due to the rapid decrease in fossil fuel resource reserves such as petroleum and natural gas, the harmfulness of fossil fuel vehicles to the environment and human health, and the increasing emission limits and rules in the USA and European Union countries.

One of the alternative energy sources that can be used in automobiles is hydrogen. Hydrogen has the highest energy content per unit mass of all known fuels. The product thrown into the atmosphere as a result of the process is only water vapor. The energy it carries is easily converted into electrical energy. As hydrogen is one of the most efficient energy sources, the fuel cell market is growing rapidly in the automobile industry. Hydrogen; It is used to power fuel cell vehicles, including cars, buses and commercial vehicles. In this study, the fuel cell technology was integrated into a light commercial vehicle and a fuel cell architecture was created in a light commercial vehicle. In this study, fuel cell electric vehicles produced by different vehicle manufacturers were examined, and their effects on vehicle architecture were revealed by comparing the technical infrastructure and layout of these vehicles.

Keywords: Hydrogen Tank, Fuel Cell, Battery, Vehicle Architecture

1. GİRİŞ

Yakıt hücresi teknolojisi yenilenebilir enerji kaynakları arasında verimlilik, uygulama alanlarının geniş olması ve temiz çalışması açısından daha fazla ön plandadır. Hidrojen alternatif yakıtlar olarak geleceğin enerji taşıyıcısı olarak ön

görülmektedir. Hidrojenin kimyasal enerjisini yanma olayı gerçekleşmeden direk elektrik enerjisine dönüştürebilen yakıt hücresi, içten yanmalı motorlara alternatif olacak bir enerji sistemidir (Kahraman, 2016).

Yakıt pillerinin maliyetinin yüksek olması nedeniyle bu teknolojinin araç üzerine uygulanmasının çeşitli zorlukları bulunmaktadır. Fakat yakıt pillerinin maliyetlerinin düşürülmesi ve kullanımlarının yaygın hale getirilmesi için çalışmalar sürmektedir. Kullanılan yakıtın enerji içeriğine bağlı olarak yakıt pili ile çalışan araçlarda güç üretimi % 40-70 arasındadır (Çetinkaya, Karaosmanoğlu 2005).

Japonya, 2025 yılına kadar 200.000, Birleşik Krallık 2025 yılına kadar on binlerce ve Çin, 2030'a kadar 1 milyon otomotiv yakıt hücreli elektrikli araç (FCEV) üretmeyi hedeflemektedir (Whiston, Azevedoa, Litster, Whitefoota, Samaras, Whitacre, 2018).

1.1. Yakıt Hücresi ve Türleri

Yakıt hücresi, yakıt (hidrojen) ve oksitleyicinin (hava) kimyasal enerjisini doğrudan elektrik ve ısı formunda kullanabilen enerjiye çeviren güç üretim elemanıdır. Yakıt hücreli araçlar, yakıt olarak büyük çoğunlukla hidrojen kullanıldığından, yakıt araca ya direkt hidrojen olarak veya araçta hidrojene dönüştürülen bir hidrojen taşıyıcısıyla verilmektedir (Şenol, Üçgül, Acar, 2006).

Yakıt pilleri öncelikle kullandıkları elektrolit türüne göre sınıflandırılır. Bu sınıflandırma, hücrede meydana gelen elektro-kimyasal reaksiyonların türünü, gerekli katalizörlerin türünü, hücrenin çalıştığı sıcaklık aralığını, gereken yakıtı ve diğer faktörleri belirler. Bu özellikler, sırayla, bu hücrelerin en uygun olduğu uygulamaları belirler. Halihazırda geliştirilmekte olan, her biri kendi avantajlarına, sınırlamalarına ve potansiyel uygulamalarına sahip çeşitli yakıt hücresi türleri vardır.

Tablo 1. Yakıt hücresi çeşitleri ve özellikleri (Şenol, Üçgül, Acar, 2006), (Hirschenhofer, Stauffer, Engelman, Klett, 1998), (Larmine, Andrews, 2000)

	Fosforik Asit Yakıt Pili	Katı Oksit Yakıt Pili	Erimiş Karbonat Yakıt Pili	Polimer Elektrolit Yakıt Pili	Alkali Yakıt Pili
Elektrolit	Fosforik Asit	Çinko üzerine tutturulmuş Yittria	Karbonat	Polimer iyon değişim filmi	Potasyum hidroksit
Elektrolitteki Taşıyıcı	H^+	O_2^{-2}	CO_3^{-2}	H^+	OH^-
Hücre Materyali	Karbon	Seramik vb.	Ni, Paslanmaz Çelik vb.	Karbon	Karbon
Güç Yoğunluğu [W/kg]	120-180	15-20	30-40	350-1.500	35-105
Yakıt Türü	H_2, Hidrokarbonlar, Fosil yakıtlar,	H_2, Hidrokarbonlar	H_2, Hidrokarbonlar	H_2, Hidrokarbonlar	H_2
Sıcaklık	150-250 °C	700-1.000 °C	500-700 °C	70-110 °C	100-250 °C
Güç Üretim Verimi	% 37-42	% 60-70	% 45-60	% 60	% 42-73
Uygulama Alanları	Ticari Uyg. (Otelleri Hastaneler vs.)	Ticari Uyg., Sanayi Uyg., Elektrik Santralleri	Elektrik Santralleri	Ulaşım Araçları, Askeri Sistemler	Uzay Çalışmaları

1.2. Yakıt Hücresinin Bileşenleri

Bir yakıt hücresi, iki elektrot arasına sıkıştırılmış bir elektrolitten oluşur. Elektrolit, elektronları bloke ederken pozitif iyonların (protonlar) geçmesine izin veren özel bir özelliğe sahiptir. Hidrojen gazı, anot adı verilen bir elektrotun üzerinden geçer ve bir katalizör yardımıyla elektronlara ve hidrojen protonlarına ayrılır. (Pukrushpan, 2003).

$$2H_2 \Rightarrow 4H^+ + 4e^- \quad (1)$$

Protonlar, elektronlar harici bir devreden akarken, katot adı verilen diğer elektroda elektrolit yoluyla akar ve böylece elektrik oluşturur. Hidrojen protonları ve elektronları, katottaki oksijen akışı ile birleşir ve su üretir (Pukrushpan, 2003).

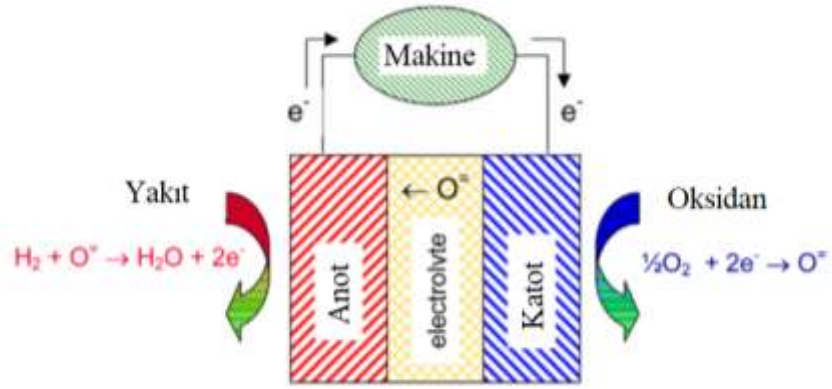
$$O_2 + 4H^+ + 4e^- \Rightarrow 2H_2O$$

(2)

Yakıt hücresinin genel reaksiyonu aşağıdaki formülde gösterilmiştir.

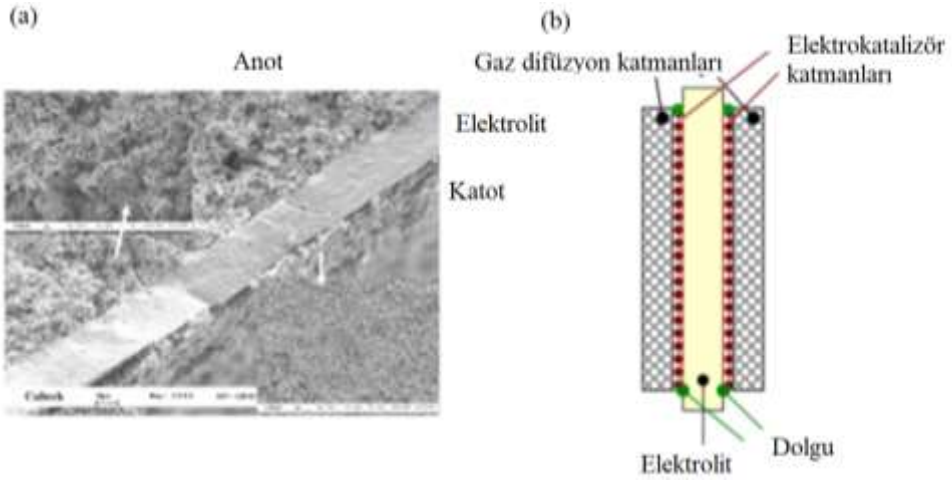
$$2H_2 + O_2 \Rightarrow 2H_2O \quad (3)$$

Bir hücreden üretilen voltaj, yakıt hücresinin çalışma koşullarına ve yakıt hücresine bağlı yükün boyutuna bağlı olarak 0 ile 1volt arasındadır. Yakıt hücresi voltajının tipik değeri yaklaşık 0,7 volttur. Daha yüksek voltaj elde etmek için birden fazla hücre seri olarak bağlanır. (Larminie, Dicks, 2000).



Şekil 1. Bir elektrolit, bir anot ve bir katottan oluşan bir yakıt hücresinin şeması (Haile, 2003)

Polimer Elektrolit Membranda membran, katalizör tabakaları (yani anot, katot) ve gaz difüzyon katmanlarının düzeneği bulunmaktadır. Katalizör katmanları, anot ve katot mevcuttur. Anot, platin katalizör hidrojen moleküllerinin protonlara ve elektronlara bölünmesini sağlar. Katot ise platin katalizör, anodun ürettiği protonlarla reaksiyona girerek su üretmektedir. Gaz difüzyon katmanları, suyu dışarıya çıkartır ve reaksiyona giren maddelerin içeriye taşımaktadır.



Şekil 2. Membran elektrot montajı (a) laboratuvarda elde edilen tipik bir yakıt hücresi yapısının taramalı elektron mikrografı; (b) gaz difüzyon katmanlarının ek olarak dahil edildiği bir PEM yapısının şeması (Haile, 2003)

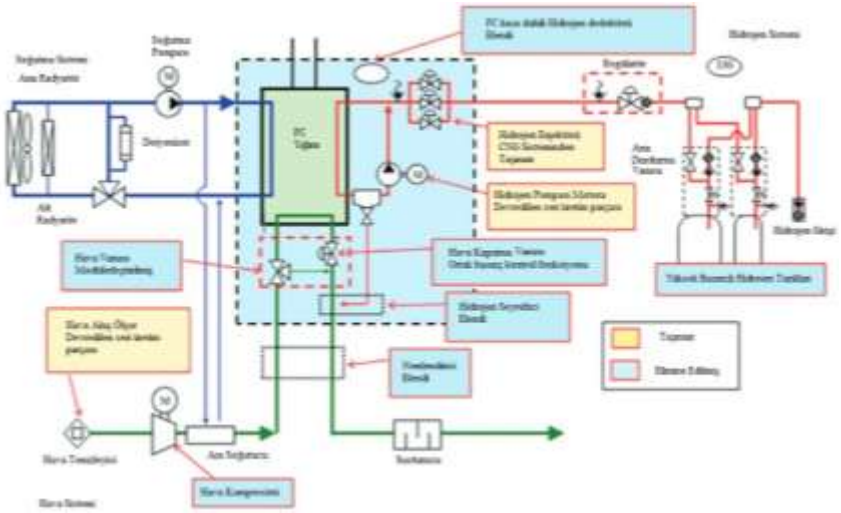
2. FCEV ARAÇLARDAKİ BAŞLICA SİSTEMLER VE BU SİSTEMLERİN GÖREVLERİ

Yakıt pili teknolojisi uygulanan araçlarda kullanılan bileşenler ve bu bileşenlerin araca yerleşimleri geleneksel içten yanmalı araçlardan farklılık göstermektedir. Bu araçlarda içten yanmalı araçlarda olmayan yakıt hücresi yığını, hidrojen

tankları, batarya ve batarya yönetim sistemleri, nemlendiriciler, akım dönüştürücü, yakıt işlemcisi, güç şartlandırması, hava kompresörleri gibi bileşenler de yer almaktadır.

Yakıt hücresi kümesi, üretilen voltajı yükseltmek için hücreleri seri olarak bir yakıt hücresi kümesi halinde birleştirilmektedir. Çünkü bir yakıt hücresi 1 V'tan daha az voltaj üretir. Yakıt tankı, hidrojeni depolamak için kompozit malzemeden yaklaşık 700 bar basınca dayanabilen tanklar üretilmiştir. Hidrojeni tank içerisinde sıvı halde tutar. Tank ağırlığı ortalama 5 kg civarındadır. Hidrojen tankları aracın menzilini belirleyen en önemli bileşendir. Büyük hacme sahip olan bu tanklar dışarıdan gelecek darbelere karşı korunuyor olması ve içerisindeki yüksek basınca dayanıklı olması oldukça önemlidir. Yakıt işlemcisi, yakıtı yakıt hücresi tarafından kullanılabilen bir forma dönüştürmektedir. Güç şartlandırması, ihtiyaçları karşılamak için akımın, voltajın ve frekansın kontrol edilmesini sağlamaktadır. Bu işlem sistem verimliliğini % 2-6 oranında azaltır. Hava kompresörleri sayesinde sisteme atmosferden hava sağlanır ve reaksiyon gerçekleşir. Hava kompresörleri, giriş havasının basıncını ortam atmosfer basıncının 2-4 katına yükselterek verimi arttırmaktadır. Nemlendiriciler ise sistemin kuru kalmasını engelleyerek verimi arttırmaya destek olmaktadır. Reaksiyon sonucunda oluşan elektrik dönüştürücü ile elektrik motoruna gönderilir. Yakıt hücresi yığını içerisindeki tepkimenin sonucunda su ve ısı enerjisi oluşmaktadır. Soğutma fanı aracılığıyla tepkime sırasında oluşan sıcaklık düşürülmektedir.

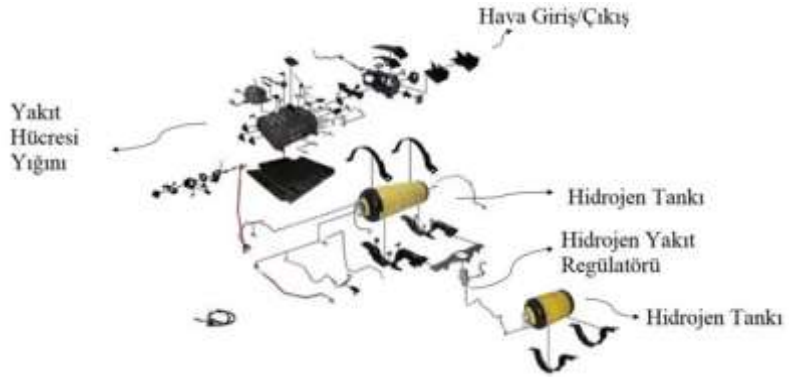
Yakıt hücreli araçlardaki başlıca sistemler ve bu sistemlerin görevleri Şekil 3'te gösterilmiştir.



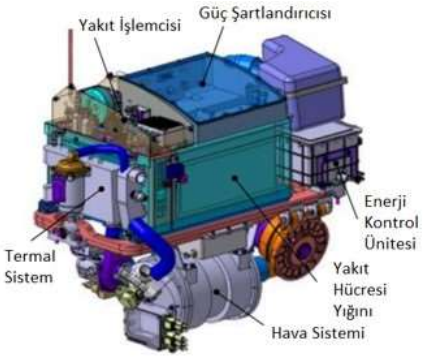
Şekil 3. Toyota Mirai'de yakıt hücresi sisteminin konfigürasyonu (Nonobea, 2016)

2.1. Yakıt Hücresi Yığını

Yakıt hücresi tek başına düşük voltaj üretmektedir. Bu değer 1 volt civarındadır ve araç için yetersizdir. Üretilen voltaj değerini yükseltmek için ayrı yakıt hücreleri seri olarak bir yakıt hücresi kümesi halinde birleştirmektedir. Proton Değişimli Membran tipi yakıt hücresi kullanılmıştır. Proton değişimli membran, yüksek güç yoğunluğu sağlamakta ve diğer yakıt hücrelerine kıyasla düşük ağırlık ve hacim avantajları vardır. Hızlı başlatma süreleri ve uygun güç-ağırlık oranları nedeniyle, otomobiller ve otobüsler gibi binek araçlarda kullanım için uygundur. 45 kW toplam gücü vardır ve orta güç mimarisi için optimize edilmiş güç çıkışı sağlamaktadır.



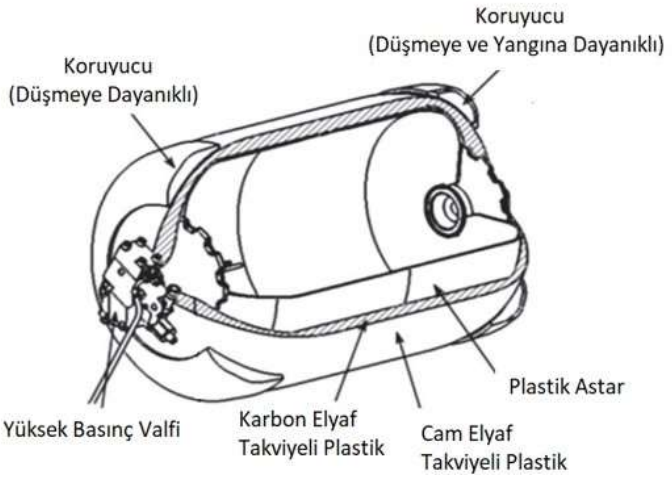
Şekil 4. Araç, yakıt hücresi konfigürasyonu (URL1)



Şekil 5. Hyundai ix35'in yakıt hücresi kümesi ve diğer sistemleri (URL3)

2.2. Hidrojen Tankı

Hidrojeni araç içerisinde güvenilir bir şekilde depo edilmesini sağlamaktadır. İçerisinde sıvı halde hidrojen bulunmaktadır. Ağırlığı yaklaşık 4,4 kilogram ve 700 bar basınca dayanıklı kompozit malzemeden üretilmiştir. Araçların büyük bir kısmında yüksek basınç altında sıkıştırılan hidrojenin kullanıldığı görülmektedir. Hidrojenin 350-700 bar altında depolandığı tankların imalatı oldukça güçtür. Yüksek basınca dayanıklı hidrojen tanklarının genel olarak yapıları; iç bir metal malzeme ve üzerinde düz veya helisel tipte çoğunlukla karbon fiber takviye tabakalarından oluşmaktadır (URL2).



Şekil 6. Yüksek basınçlı hidrojen tankının yapısı (Nonobea, 2016)

2.3. Batarya

Hidrojen enerjisinden elde edilen elektiriğin depolanmasını sağlar. Aracın ilk hareketinde, hızlanma durumunda ve fren anında bataryadan faydalanılmaktadır. Lityum İyon piller kullanılmıştır. Batarya değerleri 10,5 kWh ve 90 kW'a kadar güç üretmektedir. Araç üzerinde genellikle orta taban üzerinde bulunmaktadır. Araç seyir halindeyken yakıt piline destek olmaktadır.



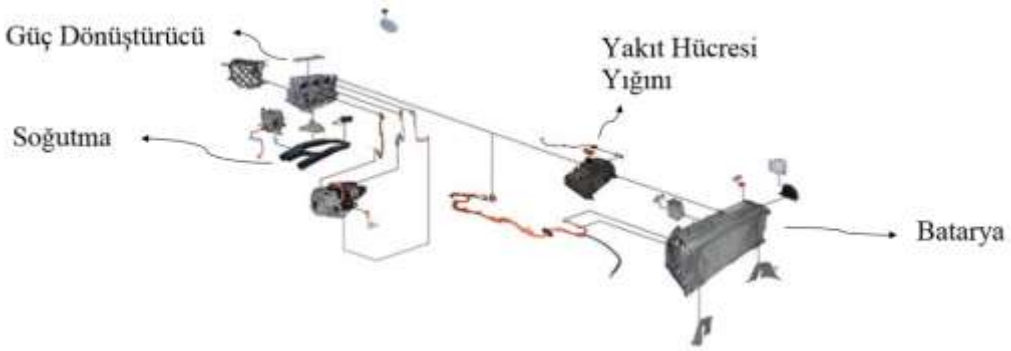
Şekil 7. Stellantis, batarya (URL4)

2.4. Enerji Kontrol Ünitesi

Aracın beyni görevindedir ve sistemin çalışmasını denetlenmektedir. Sistemin kontrollü bir şekilde çalışmasını sağlamaktadır. Yakıt pili ve elektrik motoru arasında bulunan güç elektroniği devresi, gerilim değerinin yükseltilmesi için doğru akım motorlarında DC/DC çeviriciye, Alternatif akım motorlarında ise DC/AC çeviriciye ihtiyaç duyulur. Ayrıca kontrol için mikroişlemci/dijital sinyal işlemcisine, aşırı yükleme şartları ve rejeneratif frenleme için batarya depolama sistemineihtiyaç duyulmaktadır (Şenol, Üçgül, Acar, 2006).

2.5. Güç Şartlandırıcısı

Uygulamadaki akımın, voltajın, frekansın ve elektrik akımının diğer özelliklerini kontrol etmektedir. Yakıt pilinde üretilen elektrik doğru akımdır ve AC/DC çeviriciler doğru akımı alternatif akıma çevirmektedirler. Oluşturulan akımı elektrik motoruna aktarmaktadırlar. Ancak dönüştürme ve koşullandırma system için verimli değildir. Güç şartlandırıcısı, sistem verimliliğini yaklaşık % 2-6 oranında azaltmaktadır. Aracın güvenliği için önemli komponentlerder birisidir.



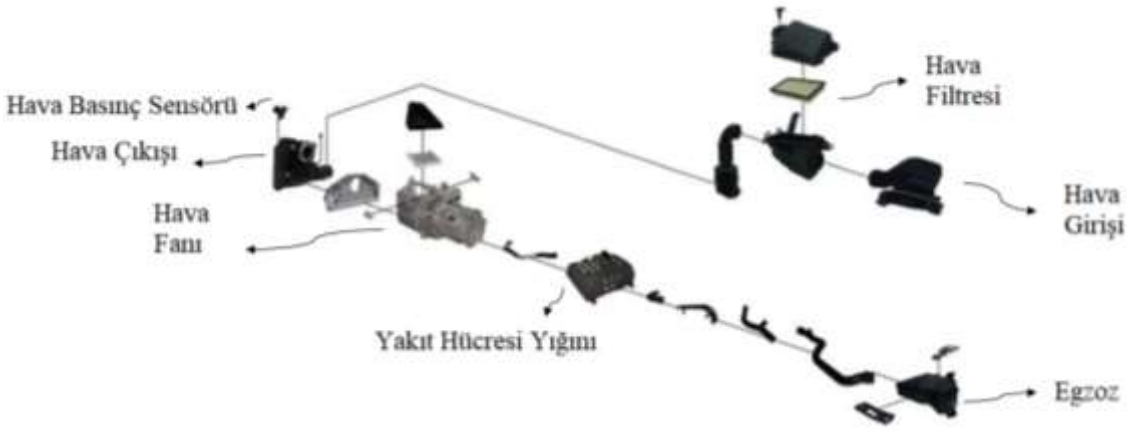
Şekil 8. Araç, güç sistemi konfigürasyonu (URL1)

2.6. Yakıt İşlemcisi

Yakıtı, yakıt hücresi tarafından kullanılabilen bir forma dönüştürmektedir. Hidrojen tankından alınan hidrojeni yakıt piline göndermektedir. Aracın seyir halindeki durumuna bağlı olarak yakıt işlemcisi çalışma durumu değişebilmektedir. Yakıt pili yığınının gerekli hidrojen ihtiyacını sağlamaktadır. Yakıt hücresine kullanılabilir formda hidrojen temin etmektedir.

2.7. Hava Kompresörleri

Optimum oksijen beslemesi için yığına uygun basınç ve miktarda hava sağlamaktadır. Yakıt hücresi sissteminin daha sağlıklı ve verimli çalışması için önemlidir. Yakıt hücresinin performansı reaktif gazların basıncı arttıkça yükselmektedir. Bu nedenle yakıt hücresi sistemi, giriş havasının basıncını ortam atmosfer basıncının 2-4 katına yükselten bir hava kompresörü içermektedir.



Şekil 9. Araç, hava sistemi konfigürasyonu (URL1)

2.8. Nemlendiriciler

Hidrojen yakıt piline doğru giderken verimin artması için nemlendirici tarafından nemlendirildikten sonra yakıt piline gönderilmektedir. Yakıt hücresinin merkezindeki polimer elektrolit membran kuru olduğunda performansı azalmaktadır. Bu nedenle yakıt hücresi sistemi giriş havası için bir nemlendirici içermektedir. Nemlendiriciler, yakıt hücresi sissteminin daha sağlıklı ve verimli çalışması için önemlidir. Gazların nemlendirilmesinin performansa olumlu etki yapmaktadır, fakat nemlendirme miktarının aşırı artmasıyla performansın azalmaya başlamaktadır. Artan nemlendirmenin hücre kanalları içinde biriken su miktarını arttırmaktadır ve bu birikme dolayısıyla reaktant gazların gaz difüzyon tabakasından geçişi zorlanmaktadır ve aktif alana ulaşamayıp performansın düşürmektedir (Kahraman, Çevik, Coşman).

3. YAKIT HÜCRELİ ELEKTRİKLİ ARAÇLARIN (FCEV) KARŞILAŞTIRMASI

3.1. Araçların Teknik Özelliklerinin Karşılaştırması

Araç üreticilerinin ağırlıklı olarak ağır ticari araçlarda uyguladığı bu sistem günümüzde hafif ticari araçlar ve binek araçlarda da uygulanmaya başlanmıştır. Aşağıdaki tabloda Toyota, Hyundai, Honda, Mercedes ve Stellantis gibi üreticilerin yakıt hücre uygulaması yapılmış binek araçlarına ait teknik veriler karşılaştırılmıştır.

Tablo 2. Teknik özellik karşılaştırma tablosu

Marka, Model	Toyota, Mirai	Hyundai ix35	Honda Clarity	Hyundai Nexo	Mercedes-Benz GLC F-CELL	Stellantis
Ağırlık	1.850 kg	1.900 kg	1.875 kg	1.850 kg	2.149 kg	1.952 kg
Yakıt Hücresi Türü	PEM	PEM	PEM	PEM	PEM	PEM
0-100 km/sa.	9,1 sn.	12,5 sn.	7,7 sn.	8,4 sn.	5,8 sn.	15 sn.
En yüksek hız	180 km/h	160 km/h	162 km/h	168 km/h	160 km/h	130 km/h
Menzil	645 km	594 km	589 km	570 km	478 km	400 km
Yakıt Hücresi	113 kW	100 kW	103 kW	95 kW	155 kW	45 kW
Hidrojen Tankı Hakkında	2 Adet 140 Litre 700 Bar	2 Adet 141 Litre 700 Bar	2 Adet 137 Litre 700 Bar	3 Adet 156 Litre 700 Bar	2 Adet 110 Litre 700 Bar	3 Adet 110 Litre 700 Bar
Batarya (Enerji İçeriği, Batarya Tipi)	1,2 kWh Lityum İyon	0,95 kWh Lityum İyon	17 kWh Lityum İyon	1,6 kWh Lityum İyon	13,5 kWh Lityum İyon	10,5 kWh Lityum İyon

3.2. Araçların Mimari Özelliklerinin Karşılaştırması

Otomobil üreticilerin kullanmış oldukları mimari çözümlere göre yakıt hücresi, batarya ve hidrojen tankı yerleşimleri farklılık göstermektedir. Bu çalışmada Toyota, Hyundai, Honda, Mercedes ve Stellantis gibi önemli otomobil üreticilerinin yakıt hücreli araç mimari çözümleri incelenmiştir. Hidrojen tankı, batarya ve yakıt hücresi yığınının diğer bileşenlere göre daha büyük hacime sahip olması bu bileşenleri araç mimarisini belirleyici kılmaktadır.
Tank yerleşimi için diğer bileşenlere göre daha fazla alan ihtiyacı olduğu için araç orta taban altı ve arka taban altı tank yerleşimi için kullanılmaktadır. Hidrojen tankı 1, 2 veya 3 adet toplamda 150 litre olabilmektedir. Batarya için kabin içinde ön koltuk altı ve yük taşıma bölgesi kullanılırken taban altında ise orta ve arka alanlar kullanılmaktadır. Yakıt hücresi yığını ise tüm üreticiler tarafından motor boşluğunda konumlandırılmaktadır. Tablo 3'te güncel yakıt hücresi teknolojisine sahip araçların mimari özellikleri karşılaştırılmış. Proje aracı için optimum mimari çözüm belirlenmiştir.

Tablo 3. Mimari özelliklerinin karşılaştırma tablosu

Marka Model	Toyota, Mirai	Hyundai ix35	Honda Clarity	Hyundai Nexo	Mercedes-Benz GLC F-CELL	Stellantis
Yakıt Hücresi Konumu	Motor Boşluğu	Motor Boşluğu	Motor Boşluğu	Motor Boşluğu	Motor Boşluğu	Motor Boşluğu
Hidrojen	Orta Taban	Orta ve	Orta ve	Orta ve	Orta Taban	Orta Taban

Tankı Konumu	Altı	Arka Taban Altı	Arka Taban Altı	Arka Taban Altı	Altı	Altı
Batarya Konumu	Arka Taban Altı	Orta Taban Altı	Orta Taban Altı	Araç Bagaj Bölümünde	Araç Bagaj Bölümünde	Kabin içi Ön Koltuk Altında

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada farklı otomobil üreticilerinin sahip olduğu yakıt hücreli araçlarda kullanılan bileşenlerin teknik özellikleri incelenmiş ve bileşenlerin araç üzerindeki konumları araç mimarisi açısından değerlendirilmiştir. Yakıt hücreli araçlarda içten yanmalı araçlarda olmayan yakıt hücresi yığını, hidrojen tankları, batarya ve batarya yönetim sistemleri, nemlendiriciler, akım dönüştürücü, yakıt işlemcisi, güç şartlandırması, hava kompresörleri yer almaktadır.
İncelenen araçlarda kullanılan komponentlerin kapasitelerine bağlı oalrak 400-645km aralığında menzile ulaşılabilmektedir. Araçlarda menzili belirleyen en önemli bileşen olan hidrojen tanklarının kapasiteleri incelendiğinde 700bar basınç altında 110 ila 156 litre aralığında tankların tercih edildiği görülmektedir. Bu yakıt hücreli binek araçların tümünde 45kW-155kW PEM yakıt hücresi yığını tercih edildiği görülmüştür.

Hacimsel özelliklerine bağlı olarak yakıt hücreli araçların mimarisini belirleyen üç ana bileşen bulunmaktadır. Hidrojen tankı, yakıt hücresi yığını ve bataryanın araç mimarisi etkisi aşağıda verilmiştir.

- Hidrojen tankları, büyük boyutları nedeniyle araç mimarisine en çok etki eden komponentdir. Silindirik yapıları ve büyük boyutları nedeniyle genel olarak araç orta ve arka tabanaltında konumlandırılmıştır. Bazı örneklerde bagaj bölgesine pozisyonlandığı görülse de, aracın yük taşıma kapasitesi ve bagaj hacminin kullanılıyor olması nedeniyle kullanıcılar için dezavantaj teşkil etmektedir. Bagaj hacmi önemli bir satınalma kriteri olduğu için yeni nesil uygulamalarda bagaj hacmine etki negatif etki etmeyecek yerleşim çözümleri oluşturulmuştur.

- Yakıt hücresi yığını genel olarak araç motor boşluğunda yer almaktadır. Incelenen araçların tamamında motor boşluğunda konumlandırıldığı görülmüştür. Yakıt hüreli araçlarda içten yanmalı motor bulunmadığı için motor boşluğu bölgesinde yakıt hücresi yığını ve ilave bileşenleri için ideal bir yerleşim alanı bulunmaktadır. Yakıt hücresi yığını ile birlikte yakıt işlemcisi, güç şartlandırıcı, enerji kontrol ünitesi ve kompresor gibi diğer bileşenlerle paket halinde motor boşluğuna entegre edilmiştir.

- Tam elektrikli araçlarda batarya paketleri yerleşimi araç taban altına yapılmakta ve batrya yerleşimi araç mimari platformunu önemli derecede etkilemektedir. Yakıt hücreli araç uygulamalarında kullanılan batarya boyutları daha küçük olduğu araç kabin içi ve taban altında farklı bölgelere entegre edilebilmektedir. İncelenen 6 farklı yakıt hücreli araç mimarisinde araç orta taban, araç arka taban altı , kabin içi koltuk altı ve bagaj bölgesine batarya yerleşimi yapıldığı görülmüştür.

KAYNAKLAR

[1] Kahraman, H. (2016) "Akış Kanal Tasarımının Polimer Elektrolit Membran Yakıt Hücresi Performansına Etkisinin İncelenmesi", Doktora tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.

[2] Çetinkaya M., Karaosmanoğlu F., (2005) "Yakıt Pilleri", Makina Mühendisleri Odası Bülteni.

[3] Whiston, M., Azevedoa, I., Litster, S., Whitefoota, K., Samaras, C., Whitacre, J. (2018) "Expert Assessments of the Cost and Expected Future Performance of Proton Exchange Membrane Fuel Cells for Vehicles", PNAS, March 12, 2019, vol. 116, no. 11, 4899–4904.

[4] Şenol, R., Üçgül, İ., Acar, M. (2006) "Yakıt Pili Teknolojisindeki Gelişmeler ve Taşıtlara Uygulanabilirliğinin İncelenmesi", Mühendis Makine, Cilt:47, Sayı:563.

[5] Pukrushpan, J. (2003) "Modeling and Control of Fuel Cell Systems and Fuel Processors", Doktora tezi, The University of Michigan.

[6] Larminie, J., Dicks, A. (2000) "Fuel Cell Systems Explained", John Wiley & Sons Inc, West Sussex, İngiltere.

[7] Haile, S. (2003) "Fuel cell materials and components", Acta Materialia 51 (2003) 5981–6000.

[8] Hirschenhofer, JH., Stauffer, DB., Engelman, RR., Klett, MG. (1998), Fuel Cell Handbook, 4th edn. Parsons Corp., for U.S. Dept. of Energy Report No. DOE/FETC-99/1076.

[9] Larmine, J., Andrews, D., (2000) "Fuel cell systems explained", Chichester: John Wiley & Sons Ltd.

[10] Nonobea, Y. (2016) "Development of the Fuel Cell Vehicle Mirai", IEEJ Transactions on Electrical and Electronic Engineering, IEEJ Trans 2017; 12: 5–9.

[11] URL 1: Araç, Hava Sistemi, Yakıt Sistemi, Güç Sistemi Konfigürasyonları. https://portal.a2mac1.com/?redirect=http%3A%2F%2Fa2mac1.com%2F%3Ffromredirect

[12] URL 2: Hidrojen Enerjisi ile Çalışan Hibrit Araçların Tasarım ve İmalatındaki Gelişmeler. https://www.emo.org.tr/ekler/1fab48e13116742_ek.pdf?tipi=2&turu=X&sube=7

[13] Kahraman, H., I.Çevik, I., Coşman, S. "Sıkıştırma Basıncının PEM Yakıt Pili Performansına Etkisi", Akademik Platform.

[14] URL 3: Hyundai ix35 FCEV Tanımlama, Hidrojen Araçları. https://h2tools.org/sites/default/files/ix35%20FCEV%20ERG_Eng.pdf

[15] URL 4: Stellantis, Hidrojen Yakıt Hücresi Sıfır Emisyon. https://www.stellantis.com/content/dam/stellantis-corporate/news/media-events/HYDROGEN-FUEL-CELL-ZERO-EMISSION_PRESSKIT.pdf

DEVELOPMENT OF AN AD-HOC CO-SIMULATION PLATFORM for LEVEL 3 AUTONOMOUS VEHICLE TESTING

[1]Kemal Rodoplu, [1]Emrecan Hatipoğlu, [3]Tarek Kabbani, [3]Mehmet Sercan Çelik, [2]Enes Uslu, [3*]Ahu Ece Hartavi
[1] TOFAŞ Turk Otomobil Fabrikasi A.S.
16110, Bursa, Turkey
[2] FEV Turkiye
34469, İstanbul, Turkey
[3] University of Surrey Center for Automotive Engineering
GU2 7XH Guildford, Surrey, United Kingdom
[*]Corresponding Author
a.hartavikarci@surrey.ac.uk

ABSTRACT

Virtual platforms emerged to test automated driving systems to ensure safety and reliability with reduced risk, time and effort. Co-simulation platforms are one of the most promising ones that enable automotive manufacturers to reach their ambitious targets. One of the main challenges acknowledged by the automotive industry related to L3 and L4 vehicles is the control authority transition between the driver and the vehicle, which is referred to as "hand-over." These vehicles require the driver to take control back under some conditions, such as operation design domain boundaries, harsh weather conditions, component/system failure or on the driver's request. In this context, the paper presents the design of a co-simulation platform for a L3 Autonomous Vehicle to test the hand-over functionality. Considering the daily operations of a door-to-door delivery van, a most commonly faced driving situation that can trigger hand-over is generated. To ensure the high-fidelity and robustness of the developed algorithms, the co-simulation platform is built with dSPACE ASM® and MATLAB/Simulink®. To manage the complexity of autonomous systems and enable the re-usability of the block inputs are defined as general-purpose input/output while the system is decomposed into smaller subsystems. This enables the development of autonomous driving functions with reduced time and effort by enabling the reusability of sub-models as well as model exchange between suppliers and automotive manufacturers. The results have shown that the developed platform can be used to generate realistic scenarios, performing numerous virtual tests, and evaluating the effectiveness of the functions prior to the real-world tests.

Keywords: Co-simulation platform, Level 3 Autonomous Vehicle, Hand-Over, Control Authority Transition, Modular, Door-to-door Delivery

1. INTRODUCTION

The world of autonomous driving (AD) has been evolving for decades as research entities and automotive manufacturers are interested in developing safe and intelligent vehicles [1]. That is due to the fact that self-driving technologies can dramatically reduce road traffic accident causalities by taking the driver out of the loop [2]. High precision sensors and high process capabilities enable them to detect the obstacles earlier with reduced reaction time than a human driver [3].

Since driving in a changing environment is a complex dynamic control task, taking the driver out of the loop partially/fully is a real challenge. Therefore, these disruptive technological products should undergo rigorous testing before they are deployed. Specifically, for the SAE levels 3 and 4, where the driver and vehicle have shared responsibility, the number of required functions (e.g. shared control, hand-over), unit test and test cases change radically from regular vehicle tests [4]. This brings safety concerns and makes the development, validation and verification process a real challenge. Level 2 + vehicle development requires many hundreds of millions of kilometres of testing [26]. Unfortunately, in real world there are infinite number of possibilities that the AD system can come across either to avoid or minimize its negative impact on road actors. Performing tests for all possible scenarios either on a test bench or vehicle itself requires both time and resources. These can only be achieved through X-in-the Loop (XiL) platforms e.g. SiL: Software-in-the Loop, HiL: Hardware-in-the Loop, DiL: Driver-in-the Loop. These platforms enable developers to design, configure, visualize virtual environments, in which vehicle models can be evaluated and validated in nearly any possible condition of operation with/without hardware. Moreover, the conditions can be varied without waiting and the vehicle can be tested in critical cases without any risk. To test and validate AD systems different approaches and test

platforms are developed and used. Co-simulation platforms, supporting the model exchange between suppliers and OEMs, is one of these, which have started to play more crucial role than ever before.

In the literature, there have been several studies carried out using on co-simulation platforms to design and test AD algorithms. The software that have been jointly used to build these platforms are given in Table 1. It should be also noted that more than two softwares can also be used based on the needs and requirements.

Table 1. Software platforms used in co-simulation for the development and testing of embedded systems

SW1	SW2	Ref.
Matlab/Simulink	Carsim	[5], [7], [8], [10], [11], [13], [15], [17], [20], [31], [32]
	IPG CarMaker	[6], [12], [16], [22],
	Prescan	[18]
	Scaner	[19]
	Adams	[28]
	Digicav	[30]
	Amesim	[34]
Prescan	Amesim	[23]
	Amesim	[27]
Opal-RT	Pro-sivic	[25]
PTV Vissim	IPG CarMaker	[9], [29]

SW1: First software, SW2: Second software

Each platform has its own benefits. Nevertheless, usually MATLAB/Simulink is the first preference of the automotive industry and research institutions. That is mainly due to the fact that it is a multi-domain simulation and model-based programming environment. It also allows rapid prototyping by C/C++ code generation. Furthermore, a functional mock-up interface (FMI) to transfer variables among different programs, ability to import and run HD Map data and OpenDRIVE road networks, makes it a suitable platform for the development and testing of ADAS /AD systems [22-24].

In [6] MATLAB-IPG CarMaker co-simulation platform is used to develop and validate the trajectory planning for autonomous high-speed overtaking in structured environments using robust MPC. Actual plant model used to test the controller is the in-built vehicle model of IPG CarMaker.

Similarly, in [22] MATLAB together with IPG CarMaker and PTV Vissim are used to build a co-simulation platform to generate realistic scenarios for testing of AD functions. Highway Chauffeur functionality is presented to demonstrate the effectiveness of the platform.

A stress testing method to increase and obtain critical scenarios in a complex co-simulation by combining Matlab/SIMULINK, IPG CarMaker and PTV Vissim is mentioned by [9]. Also, TFSS is used to generate microscopic traffic flow. Based on real statistical data, two common accident types of scenarios are extracted and used for the mentioned method. Two simulations pass 5000 kilometers.

Various simulation software and modelling tools are described by [16]. Also, co-simulations between CarSim – Simulink and IPG CarMaker – Matlab/Simulink are given as examples. In addition, components of an autonomous-capable electrified vehicle virtual simulation model are added. IPG CarMaker is used to simulate different test cases. The cases are related to Adaptive Cruise Control (ACC) and Automated Emergency Braking (AEB).

IPG CarMaker is an open integration and test platform for Model-Based Designing, testing, and developing vehicle control systems like ABS or ESP, ACC, etc., and all-wheel drive and engine control systems. It can be integrated with Matlab/Simulink quickly due to S-functions, MATLAB, and Simulink API functions added CarMaker features to the Simulink environment. The significant advantage is between Carmaker and Simulink in co-simulation that Simulink blocks can be connected to the CarMaker vehicle platform. The CarMaker blocks are related in the same manner as other Simulink blocks. For simulation control and parameter adjustments and defining manoeuvres and road configurations, CarMaker uses IPGControl under the Graphical User Interface. IPG Control can also be used for data analysis and graphing and a multibody vehicle model that can also be animated and rendered realistically.

[8] Also, the controller considers the vehicle dynamic stability. Overall architecture for path tracking is given in a figure. CarSim – Matlab/Simulink co-simulations are used to compare the proposed controller with the pure-pursuit controller and the classical MPC controller. Actual plant which used in the simulations is a vehicle model from CarSim.

An MPC scheme for in-wheel AV is presented in [10]. Numerical results obtained from CarSim-Simulink co-simulation platform is used to show superiority and effectuality of the proposed method in normal and extreme driving conditions. A weight adaptive mechanism is added to be sure that the controller can handle extreme driving conditions. An automated steering controller based on MPC is proposed by [13]. Again, co-simulation of MATLAB/Simulink is used to validate the controller. D-class Sedan full vehicle is selected from CarSim to be controlled autonomously. The control algorithm is created in MATLAB/Simulink. Also, real-bus experiments are performed and analysed.

A co-simulation platform to test and develop vehicle eco-autonomous driving technologies is proposed by [14]. The platform consists of a traffic environment simulator, eco-autonomous driving software and powertrain and vehicle dynamics model. The traffic environment simulator can generate virtual sensors and traffic environments. Synthetic drive cycles obtained from real-world is used to test the strategies. The co-simulation architecture is given in a figure.

A paper related to power consumption of unmanned road vehicle is presented by [19]. A real-time dynamic vehicle simulator, SCANeR Studio© is co-simulated with MATLAB/Simulink. A comparison between various scenarios of plotting are validated with experiments and through the co-simulation platform.

In [21], a co-simulation survey is made for the state of art technics. Discrete-event-based co-simulation and continuous-time-based co-simulation are focused.

A high-fidelity co-simulation platform to investigate the motion and control of a vehicle platooning system is presented by [26]. This co-simulation platform consists of ADAMS and MATLAB/SIMULINK. The platooning dynamics with multiple vehicles is modelled with ADAMS and non-linear tracking controller is modelled and created in SIMULINK. In the presented co-simulation platform, SIMULINK is the master and the ADAMS is the slave.

In [29] design and implementation of a co-simulation platform to test the AD functions for several scenarios was described that was built on IPG CarMaker, PTV Vissim and MATLAB/Simulink. IPG CM is mainly used for the vehicle model. In [32] Matlab-CarSim co-simulation platform was used to evaluate two-different trajectory planning (TP) algorithms for a cooperative collision-avoidance scenario. Similar to previous work, CarSim was used due to its high-fidelity multibody vehicle dynamics model, whereas Matlab/Simulink was used to implement the TP algorithms.

Even though, the benefit of the co-simulation platforms is clear to automotive manufacturers and technology providers, the number of papers that describes the basic building blocks of these platforms are very limited. Furthermore, there is no publication on building co-simulation platforms for L3AVs, which is expected to hit the roads earlier than full (Level 5) autonomous vehicles. In this context, the aim of this paper, is to introduce a Level 3 AV co-simulation framework mainly to test the handover functionality to assess the performance of the shared responsibility between the driver and the vehicle as well as to develop safety critical test scenarios.

The rest of the paper is organized as follows: in Section 2, vehicle automation and related taxonomy are given. In Section 3, co-simulation platform based on dSPACE ASM and MATLAB is described. In Section 4, implementation method is explained, in Section 5, simulation results were presented for a hand over use case to highlight the advantages and to demonstrate the simulation performance of the proposed platform; and finally conclusion and key findings are presented in Section 6.

2. VEHICLE AUTOMATION AND RELATED TAXONOMY

Different levels of automation have been defined and introduced into the literature. In this paper classification of Society of Automotive Engineers (SAE) International Standard -J30162 is used, as it is the most commonly accepted both by industry and academia. Table 2 shows 6 levels of automated driving (AD) based on control distribution among the human driver, and the AD system. With the increased levels of autonomy, the dependence on the driver is reduced to that of a supervisory role.

Table 2: Vehicle automation based on SAE J30161

Automation Levels	Vehicle Function
 Level 0	No Automation. Human driver has the full responsibility.
 Level 1	Driver Assistance. Automation assist the driver and performs either longitudinal or lateral vehicle motion control, but not complete object and event detection and response (OEDR).
 Level 2	Partial Automation. An automated system can perform some parts of driving, while the human driver continues to monitor the driving environment and performs most of the driving (not complete OEDR)
 Level 3	Conditional Automation. Automation performs the complete dynamic driving task (DDT), but not DDT fallback, within a limited operational design domain (ODD). The human driver must be ready to take back control if necessary.
 Level 4	High Automation. An automated system performs the driving and monitors the environment (Complete DDT)
 Level 5	Full Automation. The automated system performs all driving tasks, under all conditions. Complete DDT and DDT fallback without ODD limitation.

3. CO-SIMULATION PLATFORM

The co-simulation block diagram is shown in Figure 1. Components with different functionality built in different platforms are brought together through interfaces to co-simulate the L3AD system. The blue block are models simulated using dSPACE ASM. The environment block is used to represent the surrounding obstacles and boundaries, whereas the vehicle model defines the dynamics of the vehicle considering the tire dynamics. The vehicle model parameters is given in Table 3.

Table 3. Vehicle parameters

Parameter	Value
Length of the car	4756 mm
Front overhang of the car	911 mm
Rear overhang of the car	740 mm
Wheelbase	3105 mm
Width	2180 mm
Trackwidth	1530 mm
Steering angle range (representative)	(-35°- +35°)

Sensors are modelled in dSPACE ASM and their data are given to the sensor fusion model. The latter, implemented with MATLAB/Simulink functions, first gathers data from all sensors and fuse them by preforming identification, interpretation and processing. Finally, it gives, as output signals, required information on the state of the vehicle the surrounding road and obstacles in the environment to the trajectory planner interface.

MATLAB/Simulink functions are used to simulate the other main components of L3AD systems. As seen in Figure 1, those components are handover switch in purple and trajectory planner and controller. Given the inputs of surroundings from the perception model, the trajectory planner interface first makes calculations on the signals at its inputs to provide the trajectory planner with the required data. Trajectory Planner model generates a safe and adequate reference trajectory considering the vehicle dynamics. The Trajectory Controller uses the generated trajectory to provide the required longitudinal and lateral control signals for the vehicle to follow. Finally, to implement the flow of control over the vehicle in L3AD, a handover switch block is dedicated to monitor potential faults and malfunctioning of other blocks. This block switches the control from the driver to the Automated Driving System (ADS) and vice-versa.

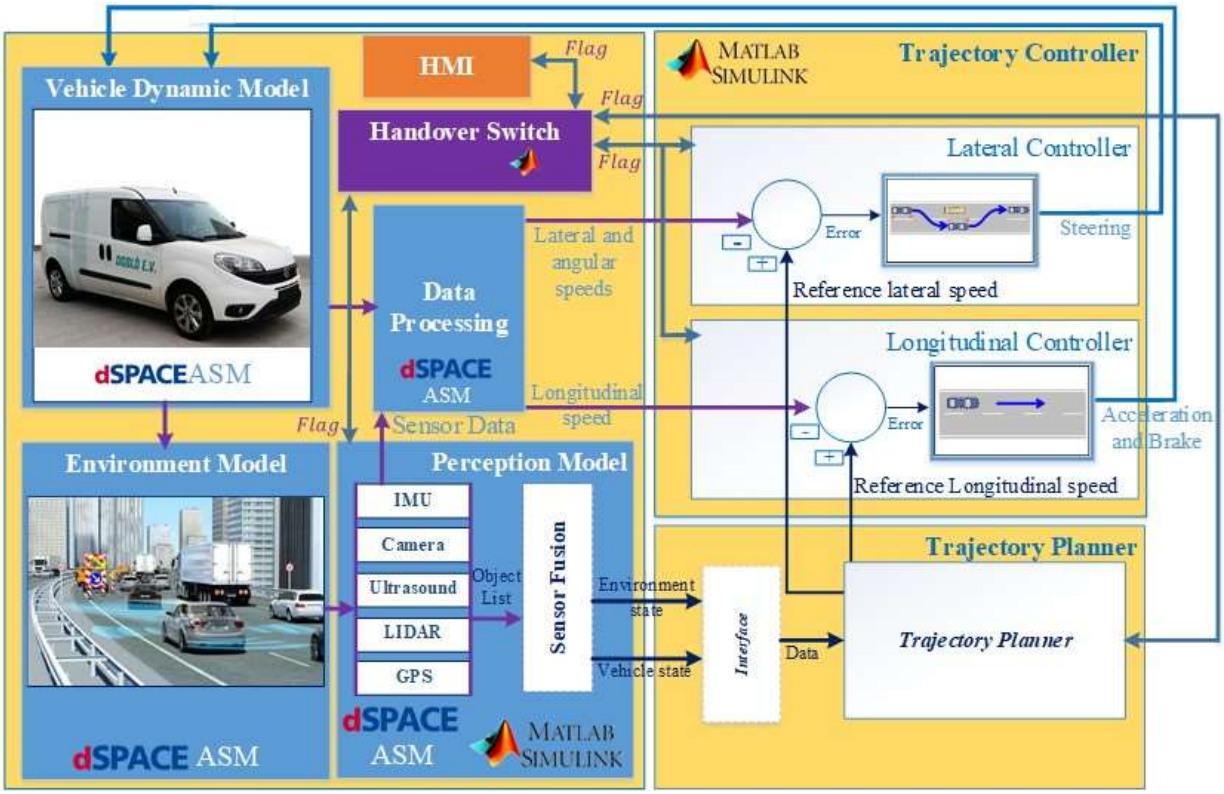


Figure 1: Co-simulation platform high level block diagram

dSpace ASM is a tool suite provides comprehensive simulation solutions for four applications areas which are combustion engines, electric components, vehicle dynamics and traffic environment. ASM platform provides a comprehensive traffic model with vehicle dynamics, road users and environmental objects. Various sensor models in simulated test vehicle detect the other road users and static and dynamic objects in the virtual environment. Platform gives flexibility on simulating road network, complex scenarios and traffic manoeuvres using graphical parameterization tools with preview and clear visualization. Moreover, in system blocks it is easy to supplement or replace components with customer specific models for developing and testing automated driving systems since the implementation of each model is open and traceable right down to the Simulink basic block level. Considering these features, autonomous driving framework is implemented to dSPACE ASM platform. In ASM platform, the main model structure, shown in Figure 2, consists of Soft-ECU, power-train, vehicle dynamics and environment models.

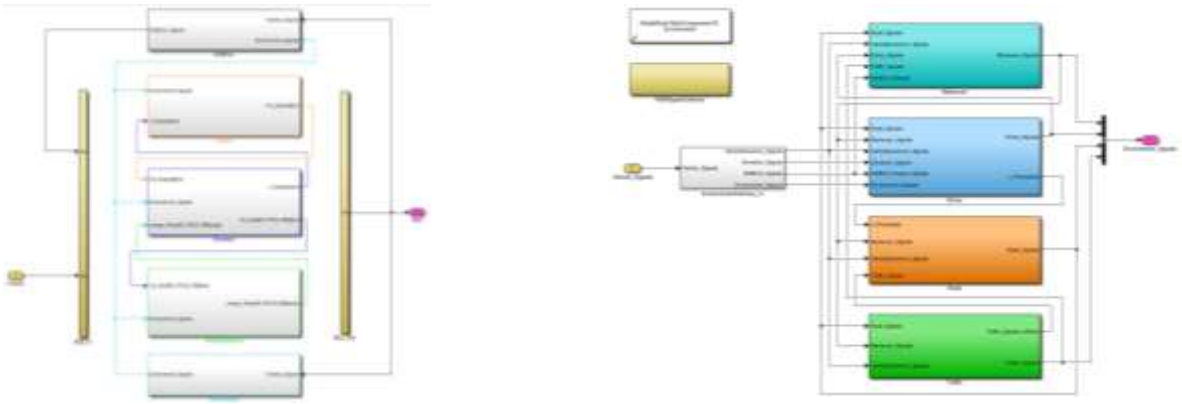


Figure 2: a.) MDL Main Block b.) Environment Blocks

To realize the co-simulation framework on virtual environment, the vehicle is represented virtually by its vehicle dynamic parametrization in the dSpace ASM environment model. Low speed maneuver will be required to pass through static or dynamic objects, the co-simulation block diagram can be seen in Figure 3. Furthermore, this model is active with soft controller in Matlab/Simulink platform. Additionally, the perception model will be created within virtual simulation platform and provides the required signals to the e-ATP trajectory interface. The blocks in colour are from ASM dSpace high-fidelity software and they are used to simulate the vehicle. The grey block is from the Matlab/Simulink platforms.

The blocks are highlighted in different colours. Perception model in blue, behavioural planner and trajectory planner in yellow and longitudinal and lateral controller blocks are in red.

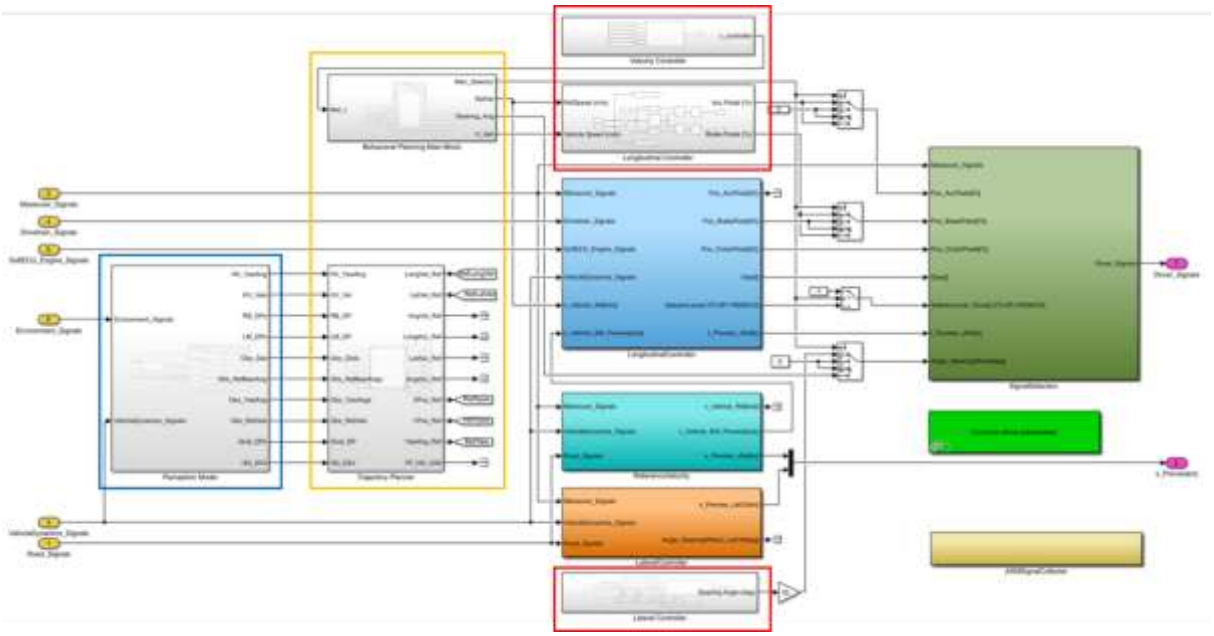


Figure 3: ASM Driver block (Blue: Perception, Yellow: Planning, Red: Controller Blocks)

4. SIMULATION RESULTS

Handover functionality is necessary for L3AD system. It is the phase where the control over the vehicle is transferred between the driver and the L3AD system. In this section, a Handover scenario is built using dSpace ASM and co-simulated. The effectiveness of the co-simulation method proposed in Section 3 is then evaluated.

The ego vehicle is expected to set on a handover flag and give the control back to driver after a fixed time. This is particularly the case when the trajectory planner or the controllers face an unexpected situation that they cannot handle. In those situations, the vehicle is expected to handover the control to driver. An example to these unexpected situations could be a truck blocking the road as seen in Figure 4.

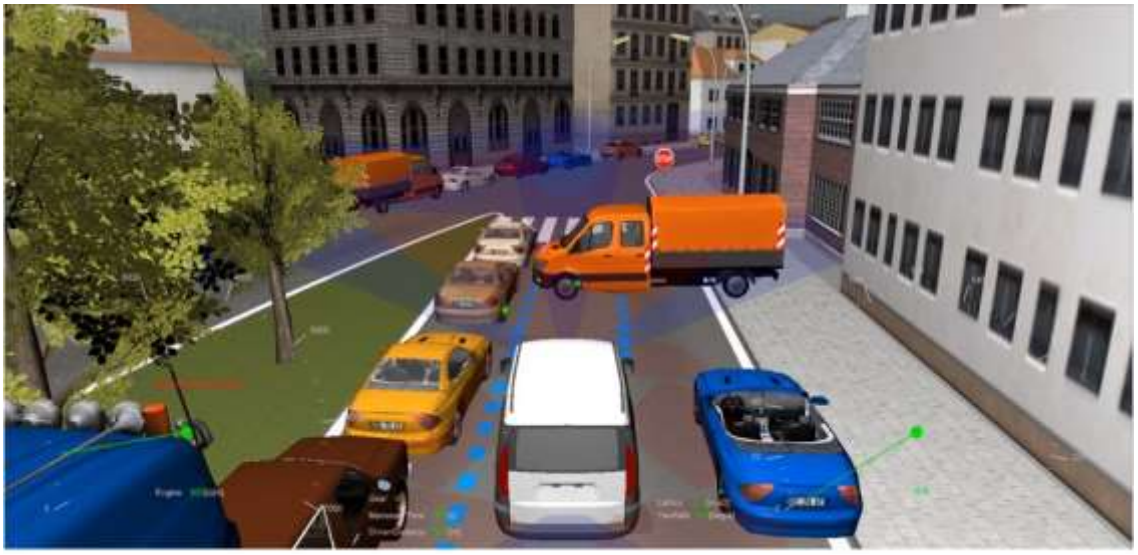


Figure 4: Hand Over Scenario

Decision logic is implemented to decide when the manual driving mode should be activated and the control should be taken from the ADS and given to the driver.

The block is situated in the behavioural planner block of the proposed co-simulation diagram seen in Figure 1. Accordingly it decides which driving mode should be activated and if the control over the vehicle should be shifted between the ADS and the driver. There are two driving modes in a L3AD system; Autonomous Driving and Human Driving. In the Autonomous Driving mode, the ADS to perform manoeuvres autonomously. However, in Human Driving mode, the driver is having control over the vehicle.

A flag $\mathcal{F}_{ADS,h}$ is used by one or more co-simulation blocks, namely the perception, trajectory planning and trajectory control, to signal to the Switch its malfunctioning. In this case, one of the ADS components has either fault or reached its defined limits. If the Switch receives a flag signal from any of those components, $\mathcal{F}_{ADS,h}$ is sent to the HMI to display a warning for the driver. Then, the trajectory controller releases the control of the actuators for the driver to take over. In the Human Driving mode, the Handover Switch sends the flag $\mathcal{F}_{ADS,h}$, which has the value 1, to all components to prevent them from functioning. This will help in reducing the computational cost and thus the overall energy consumption. However, in the Autonomous mode, the $\mathcal{F}_{ADS,h}$ is set to 0, and all components function again to guide the vehicle autonomously.

The equation of $\mathcal{F}_{ADS,h}$ can be written as

$$\mathcal{F}_{ADS,h} = \bigvee_{i} \mathcal{F}_i \; ; \; i = \{P, Tp, Tc, \mathcal{H}\} \qquad [1]$$

Where $\mathcal{F}_P$ is the flag raised by the perception, $\mathcal{F}_{Tp}$ is the flag raised by the trajectory planning, $\mathcal{F}_{Tc}$ is the flag raised by the trajectory control and $\mathcal{F}_{\mathcal{H}}$ is the flag raised by the HMI. Each of these flags has a binary value and one or more flags can set $\mathcal{F}_{ADS,h}$ to 1 with an equal priority. It is assumed that the HMI can take commands from the driver to change the driving mode. If the HMI receives a command from the driver to take control of the vehicle at any time during the operation of the ADS, the HMI block set $\mathcal{F}_{\mathcal{H}}$ to 1. On the contrary, the driver could decide to start the autonomous mode on the HMI and $\mathcal{F}_{\mathcal{H}}$ is set to 0. If there is no malfunction in any of the ADS components, then $\mathcal{F}_{ADS,h}$ is set to 0 and the ADS takes control of the vehicle.

In the case of the driver having control of the vehicle, $\mathcal{F}_{ADS,h}$ is set to 1, the Handover Switch sends this flags to all components . This will avoid having the ADS components , namely the perception, trajectory planning and trajectory control, from functioning while in Manual Driving.

The vehicle goes through three stages to perform a Handover. Those stages are Autonomous Driving, Hand Over to Driver, and Human Driving. The Hand Over to Driver stage is used to represent the Handover process to transfer the

control from the vehicle to the driver. The stages are demonstrated on the vehicle dashboard. During simulation, the dSpace ASM tool named MotionDesk is used to animate the scenario and the dashboard, as seen in Figure 5-7. The three described stages are shown in three different colours to highlight when each stage starts.



Figure 5: Autonomous Driving Mode

In the co-simulated Handover scenario, the vehicle starts with the autonomous driving stage to navigate in an urban street as seen in Figure 5. If the vehicle is faced with a delivery truck blocking the street, the ADS stops the vehicle to avoid the collision. A decision period is started by the ADS to assess if the situation is changed or a handover is necessary. If the truck moves away, the trajectory planner is able to find a trajectory so that the vehicle can continue ahead along the street with autonomous driving. However, if it does not move, $\mathcal{F}_{Tp}$ is raised by the planner from 0 to 1. Consequently, the handover flag $\mathcal{F}_{ADS,h}$ is raised and the handover process is started. The corresponding stage is shown to the driver on the dashboard as seen in Figure 6.



Figure 6: Hand Over Mode

Once this period has ended the control of the vehicle is transferred to the driver. This is indicated to the driver as in Figure 7.



Figure 7: Manual Mode

The vehicle speed during the handover scenario is shown in Figure 8a. The vehicle starts by accelerating to 5 m/s. Then, it continues navigating through the urban street with around 4.5 m/s speed in autonomous mode. After 6 seconds, the truck obstacle is detected and the distance to it is demonstrated in Figure 8b. The vehicle decelerates when the distance to the truck decreases to a critical threshold, here an arbitrary value for this threshold could be set to 3.5 m. It is worth nothing that a more specific and suitable value could be selected considering standards and vehicle actuation to start decelaration and to stop the vehicle at a safe distance from an obstacle blocking the road. If the vehicle is in a full stop, a timer, seen in Figure 9a, is started at the time 14 seconds for the ADS to make a decision. Here, the timer for the decision is set to 3 seconds. Once the timer has ended and the planner was not able to avoid the truck, the Handover flag $\mathcal{F}_{ADS,h}$ is raised at 18s from 0 to 1, as seen in Figure 9b. Then the timer is set again for the handover process period. This period is set to 4 seconds. After this period, the control is transferred to the driver.

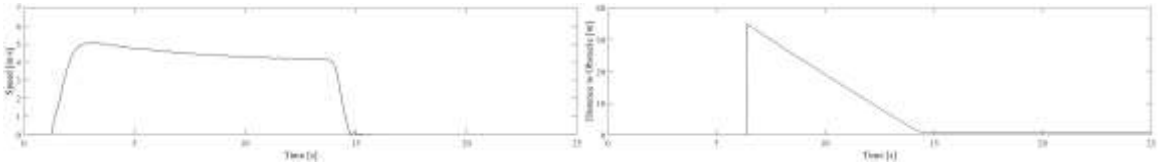


Figure 8: (a.) Speed of the vehicle (b.) Distance to obstacle

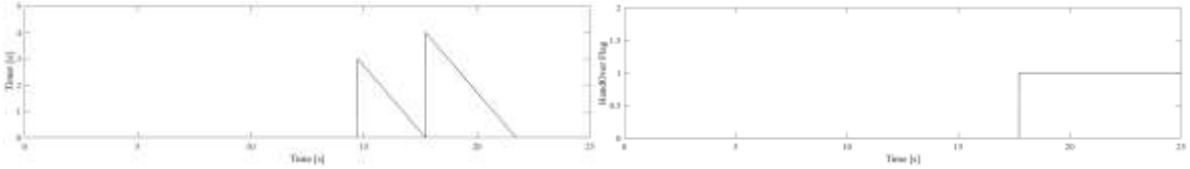


Figure 9: (a.) Hand over timer (b.) Handover Flag

5. CONCLUSION

Virtual platforms are indispensable tools to test and validate AD functions. They reduce the number of tests to be done in the real-world and consequently the time and effort. High fidelity co-simulation platforms are one of them. In the design and development process, it is important to ensure the high fidelity, and reusability of the platform completely or partially. This feature enables the model exchange between the suppliers and automotive manufacturers.

In this context, a co-simulation platform aims to test the handover functionality which is an important aspect of Level 3 vehicles is proposed. Proposed platform is based on dSPACE ASM and MATLAB/Simulink, where static and dynamic objects are also integrated to have a more realistic representation of real world traffic. Controller and planner blocks used are designed in Matlab/Simulink, whereas vehicle model used is ASM internal model with the updated vehicle parameters. For visual control of simulation and intuitive model parameterization, ModelDesk® was used. Since the control of the vehicle can be transferred between the driver and the L3AD system according to operating design domain and limits of the functionality, algorithm is designed in a way that it can assess the operating conditions at each instant.

The results have shown that the developed platform can be used to generate realistic scenarios, performing numerous virtual tests. It might be considered as a tool for evaluating the effectiveness of the automated driving functions prior to the real-world tests (Figure 5-9).

6. ACKNOWLEDGMENTS

The authors would like to acknowledge the funding support of the European Union's Horizon 2020 research and innovation program under grant agreement No: 723324.



REFERENCES

[1] 2017 Fatal Motor Vehicle Crashes: Overview, Research Note of the National Highway Traffic Safety Administration, NHTSA's National Center for Statistics and Analysis, U.S. Department of Transportation, DOT HS 812 603, October 2018.

[2] Annual Accident Report 2018, European Road Safety Observatory, www.erso.eu, 2018.

[3] Schoettle, B. (2017). "Sensor fusion: A comparison of sensing capabilities of human drivers and highly automated vehicles". University of Michigan.

[4] Litman, T. (2017) "Autonomous vehicle implementation predictions", Victoria, Canada: Victoria Transport Policy Institute, p. 28.

[5] Helmers, E., & Marx, P. (2012) "Electric cars: technical characteristics and environmental impacts", Environmental Sciences Europe, 24, 1, pp.1-15.

[6] Dixit, S., Montanaro, U., Dianati, M., Oxtoby, D., Mizutani, T., Mouzakitis, A., & Fallah, S. (2019) "Trajectory planning for autonomous high-speed overtaking in structured environments using robust MPC", IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 21, 6, pp.2310-2323.

[7] Wang, H., Liu, B., Ping, X., & An, Q. (2019) "Path tracking control for autonomous vehicles based on an improved MPC", IEEE Access, 7, pp.161064-161073.

[8] Nalic, D., Li, H., Eichberger, A., Wellershaus, C., Pandurevic, A., & Rogic, B. (2020) "Stress Testing Method for Scenario-Based Testing of Automated Driving Systems", IEEE Access, 8, pp.224974-224984.

[9] Liang, Y., Nong Li, Y., Khajepour, A., Ni, J., & Zheng, L. (2020) "Holistic Adaptive Multi-Model Predictive Control for the path following of 4WID autonomous vehicles", IEEE Transactions on Vehicular Technology, 70, 1, pp.69-81.

[10] Cheng, S., Li, L., Chen, X., Wu, J., & da Wang, H. (2020) "Model-Predictive-Control-Based Path Tracking Controller of Autonomous Vehicle Considering Parametric Uncertainties and Velocity-Varying", IEEE Transactions on Industrial Electronics.

[11] Aoki, S., Jan, L. E., Zhao, J., Bhat, A., Rajkumar, R. R., & Chang, C. F. (2020), "Co-simulation Platform for Developing InfoRich Energy-Efficient Connected and Automated Vehicles", 2020 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV), 19 October-13 November 2020, Las Vegas, pp. 1522-1529.

[12] Hamilton, R., Seager, H., Divakarla, K. P., Emadi, A., & Razavi, S. (2018) "Modelling and simulation of an autonomous-capable electrified vehicle: A review", IEEE Electrical Power and Energy Conference, 10-11 Oct. 2018, Toronto, pp. 1-7.

[13] Bensekrane, I., Kumar, P., Amara, Y., & Merzouki, R. (2017), "Towards adaptive power consumption estimation for over-actuated unmanned vehicles", 2017 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics (ROBIO), 5-7 December 2017, Macau, pp.92-97.

[14] Gomes, C., Thule, C., Broman, D., Larsen, P. G., & Vangheluwe, H. (2018), "Co-simulation: a survey", ACM Computing Surveys (CSUR), 51, 3, pp.1-33.

[15] Nalic, D., Eichberger, A., Hanzl, G., Fellendorf, M., & Rogic, B. (2019), "Development of a co-simulation framework for systematic generation of scenarios for testing and validation of automated driving systems", 2019 IEEE Intelligent Transportation Systems Conference (ITSC), 27-30 October 2019, Auckland, pp.1895-1901.

[16] Wang, D., & Pham, M. (2008), "A high-fidelity co-simulation platform for motion and control research for vehicle platooning", International journal of vehicle autonomous systems, 6, 1-2, pp.104-121.

[17] Nalic, D., Pandurevic, A., Eichberger, A., & Rogic, B. (2020) "Design and Implementation of a Co-Simulation Framework for Testing of Automated Driving Systems. Sustainability", 12, 24, pp.10476.

[18] Viana, I. B., Kanchwala, H., Ahiska, K., & Aouf, N. (2021), "A Comparison of Trajectory Planning and Control Frameworks for Cooperative Autonomous Driving", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 143, 7, pp.071002.

[19] Rong, G., Shin, B. H., Tabatabaee, H., Lu, Q., Lemke, S., Možeiko, M., ... & Kim, S. (2020), "Lgsvl simulator: A high fidelity simulator for autonomous driving", 2020 IEEE 23rd International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC), 20-23 September 2020, Rhodes, pp. 1-6.

[20] Dosovitskiy, A., Ros, G., Codevilla, F., Lopez, A., & Koltun, V. (2017), "CARLA: An open urban driving simulator", 1st Conference on Robot Learning (CoRL 2017), 13-15 November 2017, Mountain View, pp. 1-16.

[21] CarSim (2020), Introduction to CarSim. 20.07.2020.

[22] URL 1: MathWorks, Carmaker for use with Simulink. https://www.mathworks.com/products/connections/product_detail/carmaker.html.

[23] URL 2: MathWorks, Automated Driving Toolbox. https://www.mathworks.com/products/automated-driving.html.

[24] MathWorks, Matlab/Simulink Getting Started Guide R2021a.

[25] URL 3: PreScan, PreScan overview. https://tass.plm.automation.siemens.com/prescan-overview.

[26] Kalra N., Paddock S., (2016)Driving to safety: How many miles of driving would it take to demonstrate autonomous vehicle reliability?,Transportation Research Part A: Policy and Practice,Volume 94,2016,Pages 182-193

[27] Wang, D.W. and Pham, M. (2008) 'A high-fidelity co-simulation platform for motion and control researcfor vehicle platooning', Int. J. Vehicle Autonomous Systems, Vol. 6, Nos. 1/2pp.104–121.

[28] Son, T. D., Hubrechts, J., Awatsu, L., Bhave, A., & Van der Auweraer, H. (2018, April). A simulation-based testing and validation framework for ADAS development. In 7th Transport Research Arena (TRA).

[29] Nalic, D.; Pandurevic, A.; Eichberger, A.; Rogic, B. Design and Implementation of a Co-Simulation Framework for Testing of Automated Driving Systems. Sustainability 2020, 12, 10476.

[30] Viana I., Kanchwala H.,Ahiska K., Nabil A., A Comparison of Trajectory Planning and Control Frameworks for Cooperative Autonomous Driving; Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2021, Vol. 143 / 071002.

[31] Patil K., Molla S., Schulze T., Hybrid vehicle development using ASM-AMESim-Simscape co-simulation for real-time HIL applications, SAE International 2012-01-0932

VIBRATION FATIGUE DAMAGE ESTIMATION AND EVALUATION OF DAMAGE MODELS IN METALLIC STRUCTURES

Izzet Ozcan, T.A.Aksen, Mehmet Fırat

[1,2,3] Department of Mechanical Engineering, Sakarya University, Sakarya, Turkey
[1] Izzet Ozcan, izzet.ozcan1@ogr.sakarya.edu.tr

ABSTRACT

Studies related to fatigue life prediction go back many years. Because the fatigue life of the engineering material is important for all industries. If material strength is not sufficient under working conditions, this may cause loss of lives and property. It is easy to obtain the fatigue damage under stationary load conditions. However, if the load condition is non-stationary, statistical analysis is required to predict how the load change.

In this study, fatigue damage and life were estimated for notched test specimens under random loading conditions. The results of the shaker test of two different materials, namely aluminum, and steel, were taken as references from the literature. To validate the test results, finite element analyses were performed by using OptiStruct (HyperLife) and Falancs (Simcenter 3D) solvers. Moreover, different damage models were evaluated analytically. For analytical calculation, Python code was generated using formulas of some damage models such as the Dirlik method, Narrow Band approach, Wirsching-Light method, Ortiz and Chen method, and α 0.75 method. In conclusion, results obtained from damage models were evaluated and compared with numerical and physical test results.

Keywords: Fatigue Damage Models, PSD, Vibration Fatigue

1. INTRODUCTION

For many years, determination of the fatigue life has been a significant and difficult problem for engineers, especially for those who design structures such as automobiles, aircraft, bridges, pressure vessels, cranes, etc. Fatigue of engineering materials is commonly regarded as an important deterioration process and a principal mode of failure for various structural and mechanical systems. Although there are no exact figures available, it is believed that between 50 and 90 percent of all mechanical failures in metallic structures are fatigue-related [1].

The fatigue failure of metals is the well-known type of failure that occurs after the repetition of several cycles - from a few to millions - of loads applied to the specimen, or to the component. The simplest fatigue failure everyone can obtain can be produced by the repeated bending of a paper clip made of soft steel. After some reversed cycles (often only five to ten are enough), it will break into two parts. The phenomenon that causes this kind of failure is quite complicated and not yet completely understood in its physical basis, despite studies conducted in recent years and a large investment of researches (laboratories, men, and funds). Breakages due to fatigue are very costly, and many human lives have been lost because of unexpected fatigue failures, or for errors in the fatigue design processes [2].

Throughout their service life, machines, vehicles, and buildings are subjected to loads, the majority of which vary depending on the time in a very complicated manner. These loadings may originate from external excitations such as wind gusts, sea waves, noise, or road roughness, but they may also result from the usage of the structure (e.g., from loading or unloading a container or accelerating a vehicle). In general, all these factors result in a complicated stress distribution at the inner structure of a material that directly affects the fatigue process [1].

Predicting the fatigue damage for structural components subjected to variable loading conditions is a complex issue. The first, simplest, and most widely used method is the linear damage model. This rule is often referred to as Miner's rule (1945). However, in many cases, the linear rule often leads to non-conservative life predictions. The results obtained from this approach do not take the effect of load sequence into account on the accumulation of damage due to

cyclic fatigue loading. Due to the introduction of the linear damage rule many different fatigue damage theories have been proposed to improve the accuracy of fatigue life prediction [3].

The aims of this paper are fatigue damage and life estimation with the power spectral density (PSD) technique and evaluation of some important fatigue damage models in metallic structures. For this study, notched test specimens with two different materials, aluminum, and steel, were analyzed. Vibration fatigue damage values were obtained from two different finite element softwares which are Simcenter 3D and HyperLife. For analytical calculation, generated Python code was used. This generated code includes some important damage model formulations such as the Dirlik method, Narrow Band approach, Wirsching-Light method, Ortiz and Chen method, and α 0.75 method. To obtain the vibration damage value by code, directly the PSD stress curve or the FRF stress curve and applied PSD acceleration are required. This PSD Stress – frequency curve could be obtained from random vibration (RV) analysis via the finite element method. Another way to obtain PSD Stress-frequency curve is to calculate from strain gauges in the physical tests. To evaluate and validate the damage results, shaker table physical test results taken from the literature were used as references [4].

2. RANDOM VIBRATION FATIGUE

RVs are vibrations that can only be described statistically. It is not known when the instantaneous magnitude takes places. Magnitudes are expressed statistically such as standard deviation, mean value [5].

If we give examples of random vibrations in real life;

- Loads on the wheel of a vehicle moving on a rough road
- Earthquake ground motion,
- Ocean wave-length and frequencies
- Wind pressure fluctuations in airplanes and tall buildings
- Acoustic excitation due to rocket and jet engine noise

A typical plot of a randomly varying force, against time, is shown in Figure 1. Although it is possible to plot f(t) for a given time interval, if it has been measured during this interval, it is impossible to predict from this the precise value of f(t) at any value outside the interval. However, the essential features of the process f(t) can be described utilizing statistical concepts. The theory which has been built up to describe these processes is known as random process theory [6].

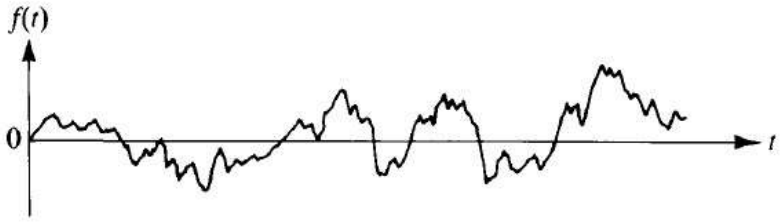


Figure 1. Random vibration curve [6]

2.1. Power Spectral Density (PSD)

The value of this sample gives an overall idea of the severity of the vibration, but the vibration has a continuous frequency spectrum that must be determined to understand its effects on a structure. This frequency analysis is performed using the power spectral density (PSD) which is the ideal tool for describing random vibrations. This spectrum, a basic element for many other treatments, has numerous applications, the first being the calculation of the RMS value of the vibration in a given frequency band [7].

PSDs are obtained by transforming the time-dependent signal into frequency domain with the FFT (Fast Fourier Transform) method and squaring it. PSD is often used as acceleration data. Its unit is (G ^ 2 / Hz).

$$PSD = \frac{1}{2T} |FFT|^2 \quad (1)$$

Figure 2 shows the PSD curves of four typical random processes showing the energy distribution with frequency for different types of random processing. While the energy of the narrowband random process is concentrated in a narrow frequency band (Figure 2.b), the energy of the broadband random process is distributed over a rather wide frequency range as shown in Figure 2.15.c. The energy of the white noise process is evenly distributed over an infinite region. Using such a random process model provides mathematical convenience. However, the white noise process does not physically exist. The harmonic random wave has only two distinct frequencies that are not zero [8].

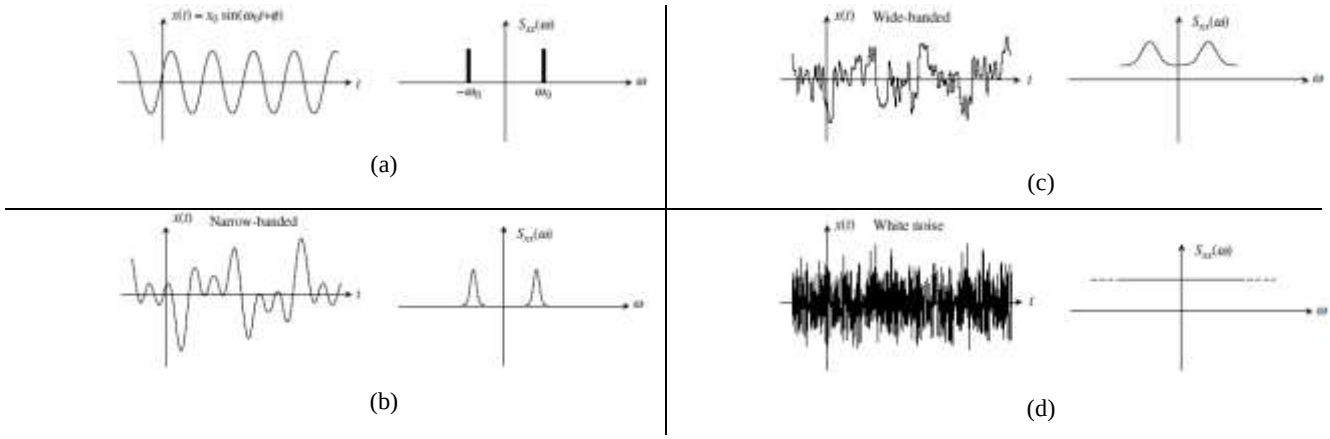


Figure 2. Types of Random Vibrations [8]

2.2. Vibration Fatigue Damage Calculation from Random Loads

The characteristics of the PSD that are used to obtain this information are the nth moments of the PSD function (Figure 3). These moments provide all the information required to calculate fatigue damage [9].

$$\text{nth spectral moments; } m_n = \int_0^{\infty} f^n G(f)df = \sum_{n=0}^{n=\infty} f_n . G_n(f)df \quad (2)$$

In theory, all possible moments are required to fully characterize the original process. However, in practice, we find that $m_0, m_1, m_2, and\ m_4$ are sufficient to compute all of the information required for the subsequent fatigue analysis.

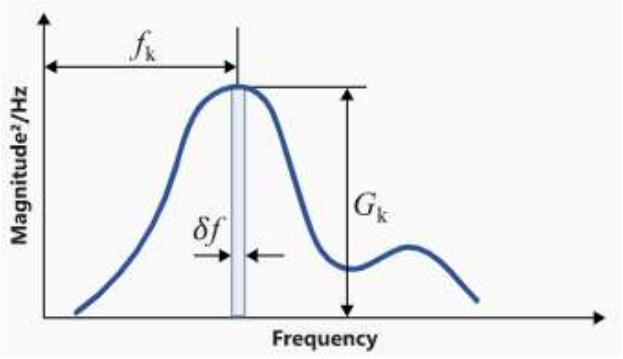


Figure 3. Calculation of PSD Moments [9]

It is useful to note that the ***root means square*** (RMS) value is equal to $\sqrt{m_0}$.

Random stress or strain time histories can only properly be described using statistical parameters. This is because any sample time history can only be regarded as one sample from an infinite number of possible samples that could occur for the random process. Each time sample will be different. However, as long as the samples are reasonably long then the statistics of each sample should be constant.

Two of the most important statistical parameters are the number of so-called zero crossings and the number of peaks in the signal. Figure 4 shows a one-second piece cut out from a typical wide-band signal. E[0] represents the number of (upward) zero crossings, or mean level crossings for a signal with a non-zero mean. E[P] represents the number of peaks in the same sample. These are both specified for a typical 1-second sample. The irregularity factor is defined as the number of upward zero-crossings divided by the number of peaks [9].

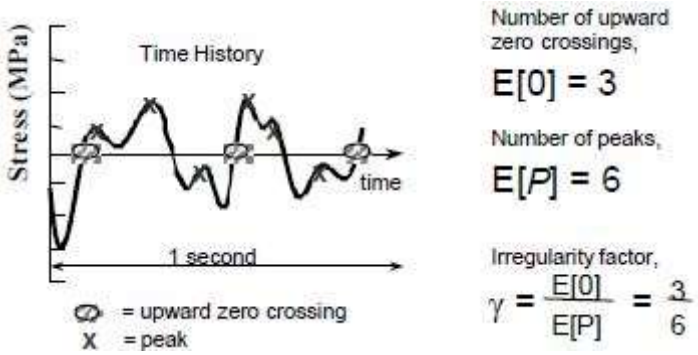


Figure 4. Zero and peak crossing rates [9]

Rice developed very important relationships for the number of upward mean crossings per second (E[0]) and peaks per second (E[P]) in a random signal expressed solely in terms of their spectral moment's m_n

$$E(0) = \sqrt{\frac{m_2}{m_0}} \tag{3}$$

$$E(P) = \sqrt{\frac{m_4}{m_2}} \tag{4}$$

$$\gamma = \frac{E(0)}{E(P)} = \frac{m_2}{\sqrt{m_0 m_4}} \tag{5}$$

Probability density functions (pdfs) are obtained by normalizing any histogram so that the area under a continuous curve representing the height of each bin is equal to 1.0. Once the stress range histogram has been converted into a stress range pdf then there is an elegant and efficient equation to describe the expected fatigue damage caused by this loading history [9].

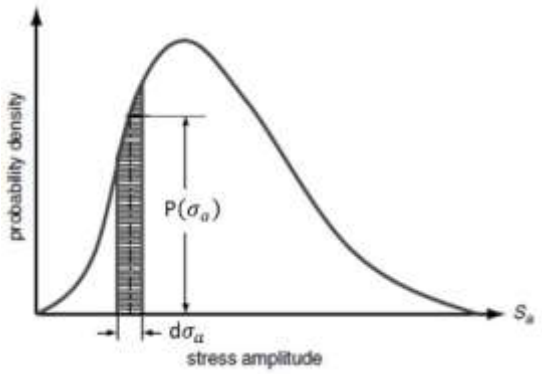


Figure 5. Probability density functions

N(S) is stress range histogram which is equation below;

$$N(S) = E(P).T.P(\sigma_a), \quad \text{T is duration time} \tag{6}$$

T and $P(\sigma_a)$ denote duration time and stress function, respectively.

2.3. Vibration Fatigue Damage Models

The narrow-band approach is only suitable for narrowband operations, while others are also suitable for wide-band loading operations. These are the Narrow-Band approach, the Dirlik method, the Wirsching-Light method, the Ortiz and Chen method, the α 0.75 method, the Benasciutti and Tovo methods.

Methods other than the Dirlik method differ from the others in the way that they provide the correction factor to correct the narrow-band approximation for wide-band processes.

2.3.1 Narrow-Band Approach

The narrow-band approximation is the most basic approximation of damage value and should only be used with narrow-band processes.

$$\text{Narrow Band Damage, } D_{NB} = \frac{E[0].T}{A}.\left(1+\frac{b}{2}\right).(\sqrt{2}.rms)^b \tag{7}$$

Where A is the fatigue strength coefficient and b is the fatigue strength exponent.

As the name indicates this solution is suitable only for a specific class namely a narrow band of response conditions. On the other hand, investigations show that the narrow-band solution is always more conservative than assumptions of broader band conditions. Therefore in the case that you know to have a narrow band condition, you should also use this parameter [10].

2.3.2 Dirlik Method

In 1985, Dirlik [11] provided a solution to the latter based on computer modeling, although there was still a need for a theoretically based solution to the problem [10]. Stress function is,

$$P_D(\sigma_a) = \frac{\frac{D_1}{Q}e^{\frac{-\delta}{Q}} + \frac{D_2\delta}{R^2}e^{\frac{-\delta^2}{2R^2}} + D_3\delta e^{\frac{-\delta^2}{2}}}{2\sqrt{m_0}} \tag{8}$$

Where,

$$\delta = \frac{\sigma_a}{\sqrt{m_0}},\ D_1 = \frac{2(\delta_m-\gamma^2)}{1+\gamma^2},\ D_2 = \frac{1-\gamma-D_1+D_1^2}{1+R},\ D_3 = 1-D_1-D_2$$

$$Q = \frac{5/4(\gamma-D_3-D_2R)}{D_1},\ R = \frac{\gamma-\delta_m-D_1^2}{1-\gamma_m-D_1+D_1^2},\ \delta_m = \frac{m_1}{m_0}\sqrt{\frac{m_2}{m_4}}$$

$D_{1\text{-}3}$,Q, R, δ, δ_m are the parameters related to the identification procedure of stress function. Dirlik's empirical amplitude estimator is far superior to the previously available correction factors in terms of accuracy. Further Bishop provided theoretical verification of the method.

The Dirlik cumulative damage that is;

$$\text{Dirlik damage form I, } D_{f1} = \left(\frac{1}{2^b A}\right)\int_0^\infty S^b\, N(s)dS \tag{9}$$

$$\text{Dirlik damage form II, } D_{f2} = A^{-1}E[P]m_0^{\frac{b}{2}}\left[D_1Q^m\Gamma(1+b) + \sqrt{2}^b\Gamma(1+\frac{b}{2})(D_2|R|^b + D_3)\right] \tag{10}$$

Where Γ is gamma function.

2.3.3 Wirsching-Light method

Wirsching and Lite developed the following correction factor by simulating processes having a variety of spectral shapes [12]. Correction factor of Wisching and Lite method is;

$$\delta_{WL} = x(b) + [1 - x(b)](1 - \varepsilon)^{y(b)} \quad (11)$$

$$x(b) = 0.0926 - 0.033b \quad (12)$$

$$y(b) = 1.587b - 2.323 \quad (13)$$

$$\varepsilon = \sqrt{1 - \gamma^2} \quad (14)$$

$$Wisching\ and\ Lite\ damage, D_{WL} = \delta_{WL} * D_{NB} \quad (15)$$

x and y are the functions used in order to calculate Wisching and Lite correction factor.

2.3.4 Ortiz and Chen method

Ortiz and Chen developed the following correction factor by applying the generalized spectral bandwidth to the narrow-band distribution [12]. Correction factor of Ortiz and Chen is;

$$\delta_{OC} = \frac{{\beta_k}^b}{\gamma} \quad (16)$$

$$\beta_k = \sqrt{\frac{m_2 m_k}{m_0 m_{k+2}}},\ k=2/b \quad (17)$$

$$Ortiz\ and\ Chen\ damage, D_{OC} = \delta_{OC} * D_{NB} \quad (18)$$

β_k is variable to obtain Correction factor of Ortiz and Chen.

2.3.5 α 0.75 method

The second correction method, named α 0.75 (AL), was proposed by Benasciutti and Tovo in 2004 [12]. Corrtection factor of α 0.75 is;

$$\delta_{AL} = {\gamma_{0.75}}^2 \quad (19)$$

$$\gamma_{0.75} = \frac{m_{0.75}}{\sqrt{m_0 m_{1.5}}} \quad (20)$$

$$\alpha\ 0.75\ \text{damage}, D_{AL} = \delta_{AL} * D_{NB} \quad (21)$$

$\gamma_{0.75}$ is parameter of α 0.75 correction factor.

2.3.6 Benasciutti and Tovo methods

In 2002, Benasciutti and Tovo first proposed an approach where the fatigue life is calculated as a linear combination of the upper and lower fatigue-damage intensity limits [12]. The final expression for the estimated fatigue-damage value is;

$$\delta_{BT} = [z + (1 - z).{\gamma_2}^{b-1}].\gamma_2 \quad (22)$$

$$z = \frac{(\gamma_1 - \gamma_2)[1.112(1 + \gamma_1\gamma_2 - (\gamma_1 + \gamma_2))e^{(2.11.\gamma_2)} + (\gamma_1 - \gamma_2)]}{\gamma_2} \quad (23)$$

$$Benasciutti\ and\ Tovo\ damage, D_{BT} = \delta_{BT} * D_{NB} \quad (24)$$

z is a parameter related to Benasciutti and Tovo correction factor.

3. VIBRATION FATIGUE DAMAGE ESTIMATION

To achieve the aim of this study, notched test specimens were considered. Test specimens have been previously designed [4]. Two different materials, aluminum, and steel, with the same geometry were used. Material properties are specified in Table 1.

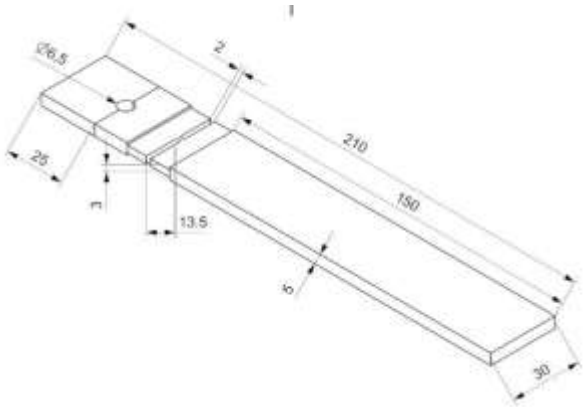


Figure 6. The geometry of test specimen [mm] [4]

Table 1. Material properties of test specimens [4]

Material Properties	Aluminum	Steel
Young Modulus [MPa]	68300	200000
Poisson's Ratio	0.33	0.27
Density [t/mm^3]	$2.71x10^{-9}$	$8x10^{-9}$
Ultimate tensile strength [MPa]	320.3	653.7

Modal analyses were performed to obtain the modal shapes and natural frequencies of the structure can be calculated in two ways which are numerical analysis and physical modal testing. Modal analysis is the most preferred method to validate the structure. The modal testing method was performed for these test specimens (Preferences from literate [4]). To assess the modal testing results, modal analyses were performed in HyperMesh software. Firstly, the specimens were have meshed in HyperMesh software. Second-order hexahedral elements were used. Besides, element density was increased forward the notched region in order to consider stress concentration.

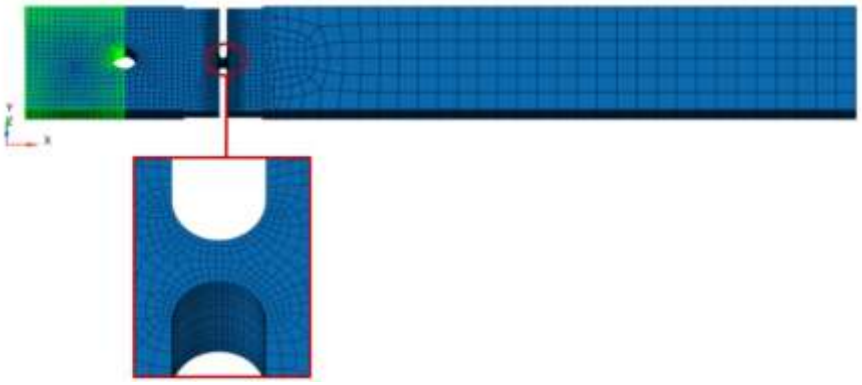


Figure 7. Finite element model of the test specimen

Modal analysis was performed up to 2000 Hz with fixed-fixed conditions. The modal participation factors (MPFs) and modal effective mass were requested as the outputs of the modal analysis. Modal effective mass value is expected to be between 80 and 90 percent for an accurate result in FEA. Also, MPF defines the orientation of modal shapes concerning the global axis.

Table 2. Modal Analysis Results (OptiStuct Solver in HyperMesh)

Material	Aluminum	Steel
Mod	Frequency (Hz)	Frequency (Hz)
1	2.352977E+01	2.325443E+01
2	3.934364E+01	3.922526E+01
3	3.343899E+02	3.367035E+02
4	6.616259E+02	6.591714E+02
5	1.898541E+03	1.892455E+03

Owing to MPFs from modal analysis, it's recorded that the 2nd, 4th and 5th modes are more dominant than the rest of the modes. Modal damping value can be calculated from the amplitude of natural frequencies by analytically. When performing vibration analysis, the modal damping ratio is applied to the relevant frequency range.

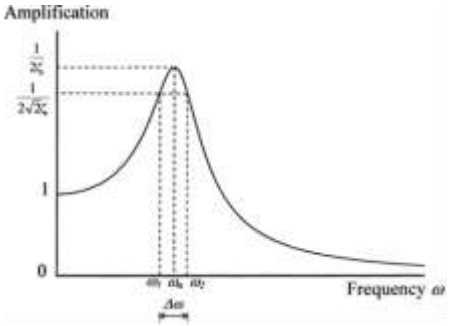


Figure 8. Frequency Amplitude of output [8]

Damping ratio (δ) can be calculated by equitation 7,

$$\delta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_n} \tag{25}$$

Table 3. Results of modal testing and modal damping ratio [4]

Material	Aluminum		Steel	
Modes	Frequency (Hz)	Modal Damping Ratio (δ) [%]	Frequency (Hz)	Modal Damping Ratio (δ) [%]
2	38.490	1.14	39.795	2.16
4	635.053	0.48	641.045	1.80
5	1762.752	0.46	1746.366	1.12

Vibration fatigue analyses were performed in two different finite element softwares and fatigue solvers (HyperLife – OptiStruct, Simcenter 3D – Falancs). For the calculation process of vibration fatigue damage in HyperLife, initially, random vibration analysis is performed in HyperMesh and then vibration fatigue damage is obtained in HyperLife by using PSD acceleration data and the results of random vibration analysis (PSD Stress) together. For the calculation process of vibration fatigue damage in Simcenter 3D, firstly modal analysis is performed in Simcenter 3D and then vibration fatigue damage is obtained in Simcenter 3D by using PSD acceleration data and the results of modal analysis (Modal stress and MPFs) simultaneously.

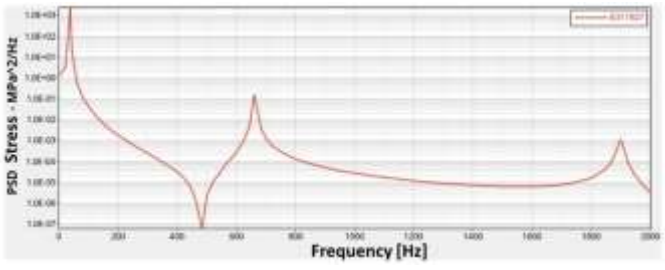


Figure 9. PSD Stress curve from random vibration analysis (HyperMesh-OptiStruct)

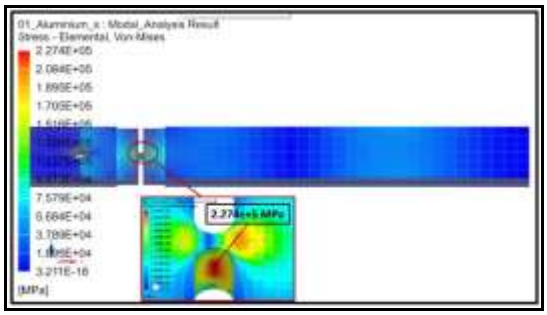


Figure 10. Example of modal stress result from modal analysis for one mode [Simcenter 3D – Simcenter Nastran]

The comparative results of the numerical and experimental [4] vibration fatigue damage values were summarized in table 4. Also, this table includes deviation ratios according to a physical test.

Table 4. Fatigue damage results from finite element solvers and physical test

	HyperLife OptiStruct Solver	Simcenter 3D Falancs Solver	Physical Test Shaker Table [5]
Material	Life – Deviation %	Life	Life
Aluminum	1059 (s) – 27.2	922.94 (s) – 10.8	832.5 (s)
Steel	768 (s) – 63.4	582 (s) – 23.8	470.3 (s)

Figure 11 shows the analytical calculation process for vibration fatigue damage. For this process, Python code was generated. To this end, vibration fatigue damage was obtained with the PSD Stress curve which was obtained from random vibration analyses of two different materials (aluminum and steel materials) in the present study.

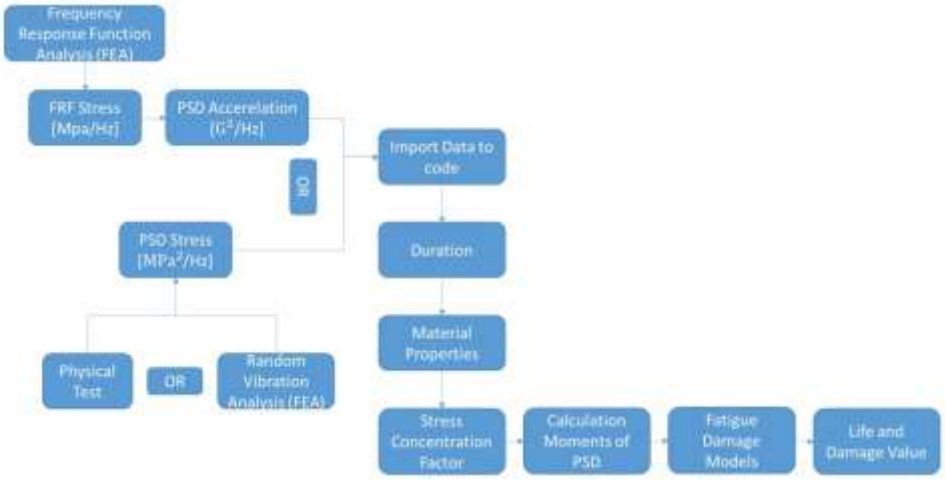


Figure 11. Analytical vibration fatigue damage calculation process in generated Python code

Analytical vibration fatigue damage results for aluminum and steel materials are listed in the table below.

Table 5. Analytical Fatigue damage results from generated script

	Dirlik Method (Form I)	Dirlik Method (Form II)	Narrow-Band Approach	Wirsching Light method	Ortiz and Chen method	α 0.75 method	Benasciutti and Tovo methods
Material	Damage	Damage	Damage	Damage	Damage	Damage	Damage
Aluminum	0.001405	0.0009784	0.001486	0.000708	0.001798	0.001455	0.001432
Steel	0.002343	0.0024038	0.002502	0.002004	0.002827	0.002455	0.00244

The estimated life values against the vibration fatigue damage results are listed in the table below.

Table 6. Estimated fatigue life results according to obtained damage values

	Dirlik Method (Form I)	Dirlik Method (Form II)	Narrow-Band Approach	Wirsching Light method	Ortiz and Chen method	α 0.75 method	Benasciutti and Tovo methods
Material	Life	Life	Life	Life	Life	Life	Life
Aluminum	711.6 (s)	1022 (s)	672.9 (s)	1412 (s)	556.3 (s)	687.5 (s)	698.3 (s)
Steel	426.7 (s)	416 (s)	399.7 (s)	499 (s)	353.7 (s)	407.4 (s)	409.9 (s)

Deviation ratios obtained according to physical tests are shown in the table below.

Table 7. Deviation ratios obtained according to physical tests

	Dirlik Method (Form I)	Dirlik Method (Form II)	Narrow-Band Approach	Wirsching Light method	Ortiz and Chen method	α 0.75 method	Benasciutti and Tovo methods
Material	Deviation ratios [%]	Deviation ratios [%]	Deviation ratios [%]	Deviation ratios [%]	Deviation ratios [%]	Deviation ratios [%]	Deviation ratios [%]
Aluminum	14.5	22.7	19.1	69.6	31.1	17.4	16.1
Steel	9.2	11.4	14.9	6.1	24.7	13.3	12.7

According to Table 7, Dirlik method form I, α 0.75 method and Benasciutti and Tovo methods are more stable than other methods.

4. CONCLUSIONS

In this study, the vibration fatigue process was performed numerically and analytically. For numerical analyses, HyperLife and Simcenter 3D finite element softwares were used. Python code was generated to obtain vibration fatigue damage and life for analytical calculation. Numerical and analytical results were compared with the physical test results [4]. In addition, different fatigue damage models were also evaluated. Fatigue damages were calculated from the power density function for the Dirlik method and the Narrow-Band approach. Fatigue damage was calculated by multiplying the damage value obtained with the narrow-band approach by the correction factor for the rest of the fatigue damage models. The results clearly showed that the Dirlik method form I was the most accurate one. If compare the softwares, Simcenter 3D gives more accurate results.

For fatigue damage estimation in Python code, calculated PSD Stress-frequency curve with a strain gauge in physical testing could be used. Owing to the PSD Stress curve obtains from the physical test, designers could be estimated fatigue damage without finite element analysis.

ACKNOWLEDGEMENTS

The author gratefully acknowledges the support provided by Nurol Makina ve Sanayi A.Ş.

REFERENCES

[1] Sobczyk K., Spencer B.F. (1992), Random Fatigue: From Data to Theory

[2] Van K.D, Papadopoulos I.V. (1999), High Cycle Metal Fatigue, From theory to applications

[3] Lee Y, Pan J., Hathaway R., Barkey M. (2005), Fatigue Testing and Analysis, Theory and Practice

[4] Demireş G.İ., Kayran A. (2019) "Implementation of Dirlik's damage model for the vibration fatigue analysis" Procedia Structural Integrity 21 101–111

[5] Soong T.T., Grigoriu M. (1993) Random vibration of mechanical and structural systems

[6] Petyt M. (1990) “Introduction to finite element vibration analysis” , Cambridge University

[7] Lalanne C. (2002) , Mechanical Vibration and Shock, Random Vibtarion, Volume 3

[8] De Silva C.W. (1999), Vibration Fundamentals and Practice

[9] Bishop N., Sherratt F. (2000), Finite Element Based Fatigue Calculations, Nafems

[10] LMS FALANCS Theory Manual, LMS FALANCS Documentations

[11] Dirlik T (1985), “Application of Computers in Fatigue Analysis” Master Thesis, University of Warwick, England

[12] Slavic J., Mrsnik M., Boltezar M. (2012) , “Frequency-domain methods for a vibration-fatigue-life estimation - application to real data” PROCEEDINGS OF ISMA2012-USD2012, p.1505-1518

EGZOZ ISIL GERİ KAZANIM SİSTEMİNİN ARACA UYGULANMASI

Sinan KULA

TOFAŞ, Ar-Ge Direktörlüğü, Güç Sistemleri Müdürlüğü, Bursa, Türkiye
Sorumlu Yazar: Sina Kula, sinan.kula@tofas.com.tr

ÖZET

İçten yanmalı motor, yanma sonucu oluşan egzoz gazlarının çıkışı sebebiyle enerji kaybetmektedir. Bu çalışmadaki amaç, bu kaybolan ısının yani enerjinin geri kazanılmasını sağlamaktadır ve bu sayede motorun verimini arttırmaktır.

Özellikle soğuk havalarda ve motorun ilk çalıştırılması durumunda motor ideal çalışma rejimine geç girmektedir ve geç ısınmaktadır. Dolayısıyla, ideal çalışma sıcaklığına ne kadar erken girerse, yakıt tüketimi ve emisyonlar o denli azalacaktır. Yakıt tüketimi ve emisyonların yanı sıra, aracın ısıtma sisteminde geç devreye gireceği için bu durum yolcu konforunu da negatif yönde etkilemektedir.

Bu etkenleri azaltmak / ortadan kaldırmak için, motorun soğuk çalışma durumlarında egzoz gazlarının enerjisini kullanarak motorun ideal çalışma sıcaklığına daha hızlı getirilmesi hedeflenmektedir.

Anahtar Kelimeler: egzoz, atıl ısı, geri kazanım, ısınma

IMPLEMENTATION OF WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM ON VEHICLE

ABSTRACT

Internal combustion engine is losing energy due to the exit of exhaust gases resulting from combustion. The purpose of this study is to recover this heat & energy loss, and thus increase the efficiency of the engine.

Especially in cold weather conditions and when the engine starts at first time, the engine reaches at the ideal operating regime late and as a consequence, warm up time is late. So as soon as the engine works at ideal operating temperature, the fuel consumption and emissions will be lower. In addition to fuel consumption and emissions, this situation effects negatively passenger comfort as the vehicle's heating system will be activated lately.

In order to reduce / eliminate these factors, it is aimed to bring the engine to the ideal operating temperature faster by using the energy of the exhaust gases in cold operating conditions of the engine.

Keywords: exhaust, waste heat, recovery, warm up

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motora sahip araçlarda motorun çalışması için gerekli olan enerjiyi yakıttan alır. Yakıttan alınan bu enerjinin tümü efektif işe dönüşmez. Efektif işe dönüşen kısım yaklaşık %30 mertebesindedir ve %40 oranındaki kısım ise egzoz gazıyla, ısı olarak dışarıya atılır. Geriye kalan %30'luk kısım ise araç soğutma sistemi ile atılan ısı ve diğer yardımcı ekipmanların (klima kompresörü, mekanik kayıplar vb.) çektiği güç olarak tanımlanabilir.

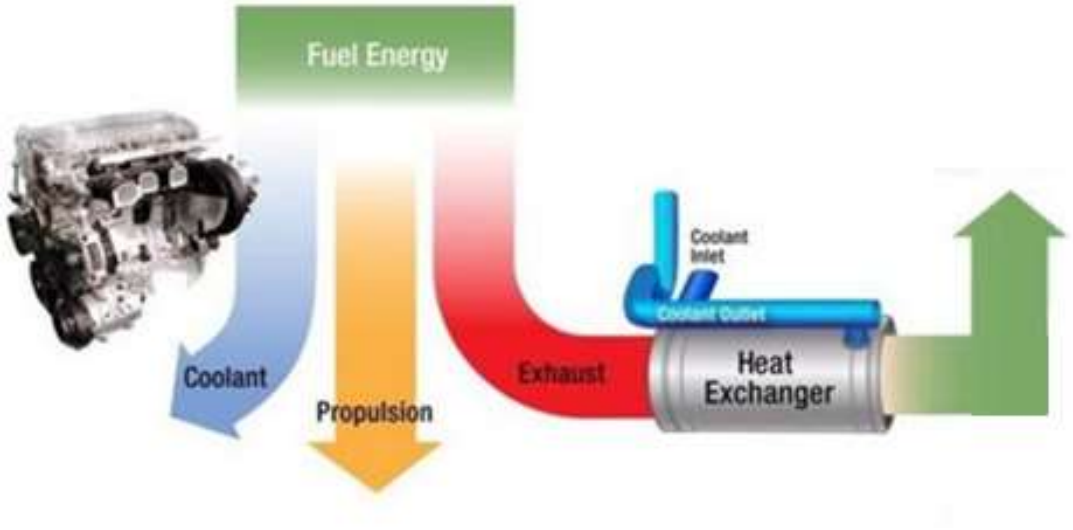
Bu çalışmanın amacı da egzoz gazı ile dışarıya atılan ısıyı kullanabilmektir. Bu açığa çıkan ısı enerjisini motor emisyonları azaltmak amacıyla kullanılacaktır. Şematik olarak Şekil1 'de gösterilen Sankey diagramında, egzoz gazından çıkan sıcak gazlar ile bir eşanjör yardımıyla motor suyu ısıtılacaktır.

İçten yanmalı motorlarda emisyonları arıttırıcı birçok farklı etken vardır, bunlardan bir tanesi de motorun soğuk çalışma durumu esnasındaki fazladan açığa çıkardığı emisyonlardır. Motor soğuk çalışma esnasında verimli çalışma rejiminde

olmadığı için, beklenenden çok daha fazla emisyon gazları açığa çıkarır. Motor ısınana kadar, yani normal çalışma şartlarına dönene kadar, yüksek miktarda yakıt tüketir ve bunun sonucunda da emisyon gazları daha fazla açığa çıkar.

Motorun ideal çalışma sıcaklığına ne kadar geç girilirse o kadar fazla yakıt tüketimi olur ve egzoz gazı emisyonları artığı meydana gelir. Özellikle soğuk havalarda motorun geç ısınması, yakıt ve emisyonu arttırdığı gibi yolcu konforunu da bozmaktadır.

Bu çalışmadaki amacımız, motoru soğuk rejiminde (ilk çalıştırmada, soğuk havalarda) egzoz gazını kullanarak ısıtmaktır. Motor çalışma sıcaklığına mevcut duruma kıyasla daha hızlı ulaşacaktır ve verimsiz çalıştığı zaman dilimi azaltılacaktır.



Şekil 1. Yanma sonrasındaki yakıtın enerji dağılımı

Literatüre baktığımızda buna benzer mantıkta kullanılan egzoz gazından çıkan atıl ısıyı kullanan sistemler mevcuttur. Bu sistemler, motor suyuna benzer bir mantıkta, motor yağının ısıtılmasını hedeflemektedir. Bu konuda yapılan araştırmalara bakıldığında, motor yağı belirlenen test çevrimlerinin sadece son kısmında, ideal çalışma sıcaklığına ulaşıyor [2]. Bu da, motorun soğuk yağ ile çalışma durumunda sürtünme ile kaybolan ısı enerjisini arttırarak, verimi düşük bir seviyede motor çalışma performansı ortaya koymaktadır.

Atıl egzoz gazı enerjisinin kullanıldığı bir diğer alan ise, kabin içi sıcaklık performansının arttırılmasıdır. Soğuk şartlarda kabin içine sıcak hava verilmesi için elektrikli PTC ısıtıcılar mevcuttur. Kullanılan bu elektrikli ısıtıcılar motordan ekstra bir yük çekmekte ve motor verimini dolayısıyla emisyon değerlerini kötüleştirmektedir. Bunu bertaraf etmek için, elektrikli ısıtıcı yerine, egzoz gazından açığa çıkan ısı bu tip yerlerdi ısıtma ihtiyacı için kullanılabilir [3].

2. DENEYSEL TASARIM VE TEST KOŞULLARI

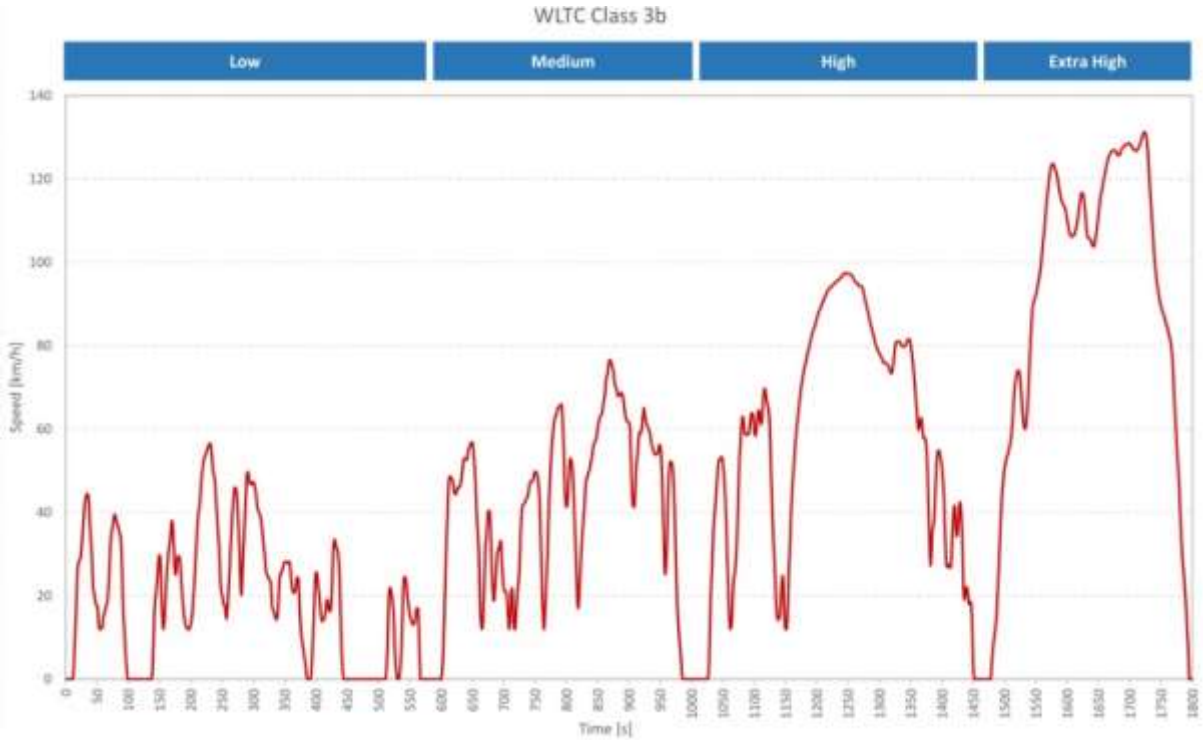
Bu çalışmada egzoz geri kazanım sistemi, bu sisteme özel oluşturulan soğutma suyu çevrimi, eşanjör ve ekipmanlarla birlikte araç üstü fiziksel emisyon testleri yapılarak incelendi.

Denemeler sırasında kullandığımız ekipmanların detaylı özellikleri aşağıda belirtilmiştir.

- Binek tip bir araç
- Dizel 1,6 litrelik bir motor
- Isı Değiştirici (Eşanjör)

- 2 Yollu Valfler
- Eşanjör ve radyatör arasındaki ek su hatları
- T tipi konnektörler

Emisyon testi yapılırken, Avrupa ile eş seviye olan WLTP çevrimi kullanılmıştır. Şekil 2'te [1] uygulanan WLTP çevrimin adımları detaylı olarak görülebilir.



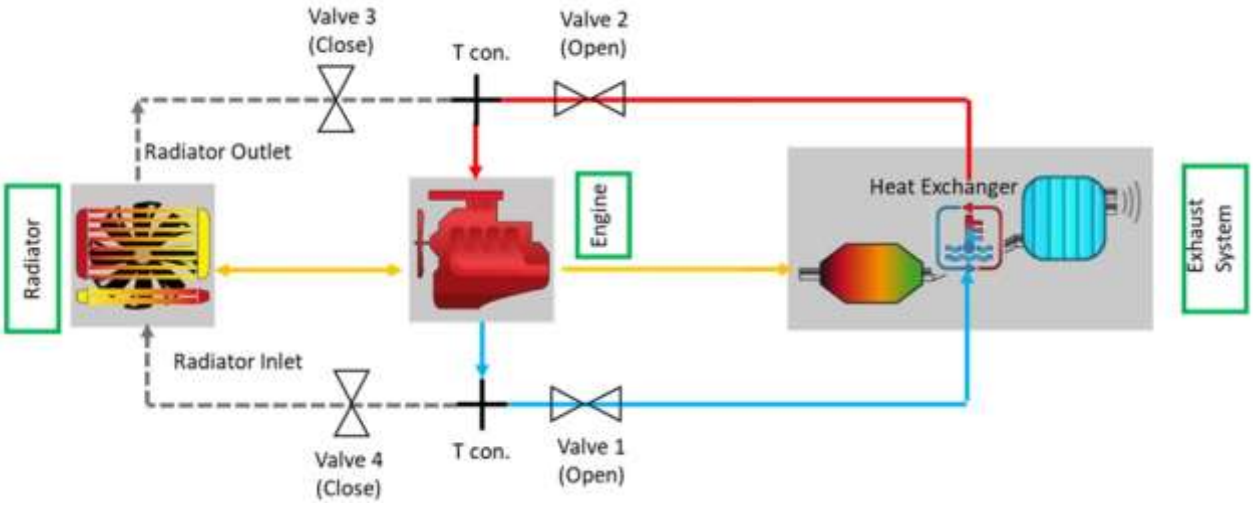
Şekil 2. Uygulanan WLTP emisyon çevirimi

WLTP çevrimi esnasında, motor ilk çalıştığında rejime girene kadar belli bir süre boyunca verimsiz çalışma bandında çalışacaktır. Egzoz ısıl geri kazanım sistemi, tam olarak bu faz içerisinde devreye girecektir.

Yani motorun çalışmaya başlamasından, rejime kadar geçen süre dilimi içerisinde sistem aktif olarak çalışacaktır. Egzoz gazından gelen ısı, motor soğutma suyunu ve dolayısıyla da motoru ısıtmak için kullanılacaktır.

Bu sistemin aktif halini şematik olarak Şekil 3'de görebiliriz. Kesikli çizgi ile görülen soğutma hattı devre dışıdır. Bu durumda sadece kırmızı ve mavi ile işaretli soğutma hattı aktif olacaktır. Bu hat üzerinde de eşanjör konumlandırılmıştır. Kullandığımız T konektör ve 2 yollu valfler yardımıyla soğutma hattı by-pass edilmiştir.

Şekil 3'deki durumda, egzoz gazından gelen sıcak ve basınçlı gaz eşanjöre ulaşıyor, aynı anda soğuk olan motor soğutma suyuda eşanjöre giriyor. Neticesinde, motor suyu bir miktar ısınarak motora tekrar geri dönüyor ve motorun normalden daha hızlı bir şekilde ısınmasını sağlıyor.

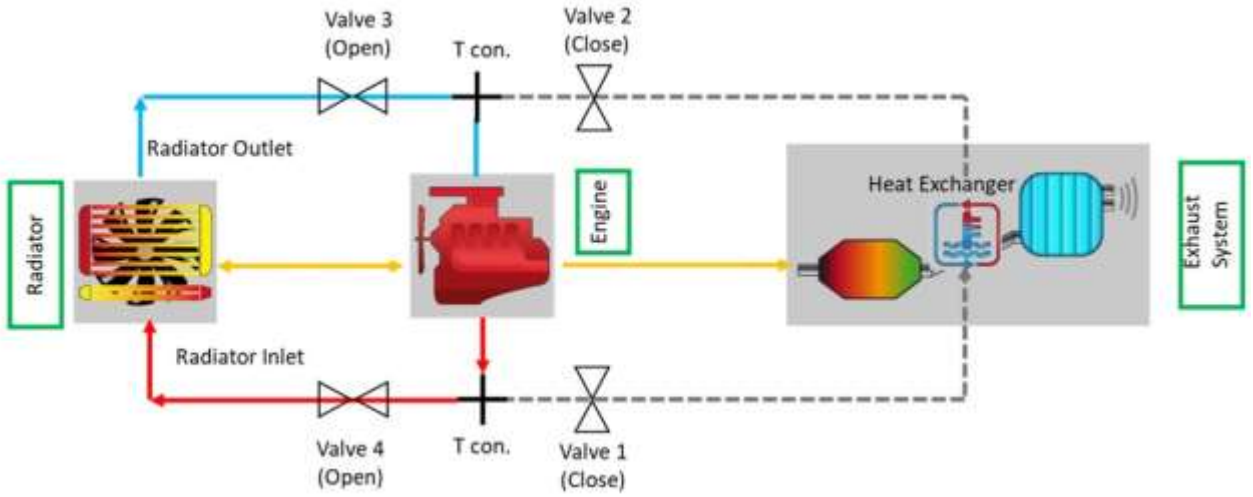


Şekil 3. Egzoz geri kazanım sisteminin soğuk motor durumundaki çalışma koşulu

Bu sistem ile motor normalden daha hızlı bir sürede rejim sıcaklığına gelecektir. Motor rejim sıcaklığına yaklaştığı anda, Şekil 4'te görüleceği gibi, kesitli hat devre dışında kalmaktadır. Yani egzoz gazından gelen ısıl enerjiyi soğuta suyunu ısıtmak için kullanılmamaktadır.

Bu esnada kırmızı ve mavi ile gözüken, radyatör ile su soğutma sistemi aktif hale gelmiştir. Bu noktadan sonra soğutma suyu ile sistem tamamen bilinen ve konvansiyonel soğutma sistemine geçişini yapmıştır. Bu geçişi yine T konektörler ve 2 yollu valfler vasıtasıyla tamamlanmaktadır.

2 yollu valfler elektromekaniktir ve harici olarak kontrol edilmektedir. Soğutma suyu hattı ve motor termostat bölgesinde bulunan sıcaklık sensörleri ile motorun soğuk / sıcak fazda olma durumunu algılayıp otonom bir şekilde motor soğutma veya egzoz ısı geri kazanım ile motor suyunu ısıtma seçeneğini gerçekleştirmektedir.



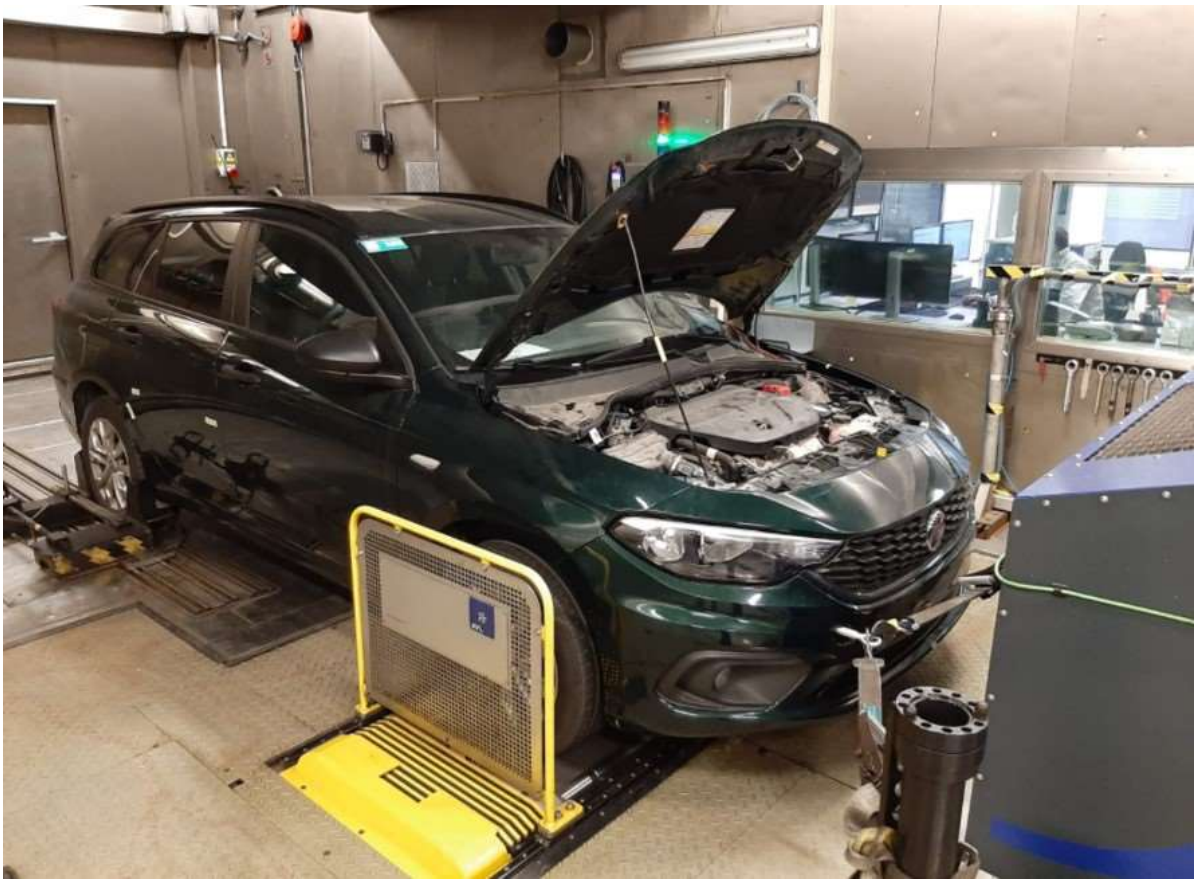
Şekil 4. Egzoz geri kazanım sisteminin sıcak motor durumundaki çalışma koşulu

Şekil 3 ve 4 'te bahsedilen sistemlerin araç altına uygulanmış halini, Şekil 5 üzerinde görülmektedir. Eşanjör, egzoz hattı üzerine konumlandırılmıştır. Eşanjör üzerinde sıcak ve soğuk suyun giriş yaptığı hatlara ayrı bir şekilde soğutma hattı sistemi tasarlanmıştır. Bu soğutma sistemi hattı üzerinde, 2 yollu valfler ve T konnektörler konumlandırılmış ve sistemin kontrolü otomatik olarak sağlanmaktadır.



Şekil 5. Araç üstü ısı değiştiricinin pozisyonu ve soğutma çevrimi hatları

Araç üzerine tüm sistemlerin yerleşiminin ardından, aşağıda Şekil 6'da görüleceği gibi araç emisyon laboratuvarında dinamoya bağlanıp, test gerçekleştirilmiştir.



Şekil 6. Emisyon laboratuvarında yapılan araç üstü testler

3. SONUÇ

Bu çalışmada egzoz gazından gelen ısıl enerji ile motorun soğuk fazlarda çalışma karakteristiğinin ne oranda iyileştireceğinin deneysel olarak karşılaştırması yapılmıştır.

	CO2 Emisyonları
	Total WLTP Çevrimi (gr/km)
Standart Araç	**100x**
Egzoz Isıl Geri Kazanım	**98,4x**

Tablo 1. Emisyon Değerleri

İçten yanmalı motorlardaki verim kayıplarının en önemli adımlarından birini soğukta çalıştırma karakteri ve performansı oluşturur. Soğukta çalışma sadece havanın soğuk olduğu zamanı değil, motorun rejim sıcaklığına ulaşmadığı tüm sıcaklık aralıklarını kapsar. Dış ortamın soğuması, motorun soğukta çalışma süresini daha da arttıracağı için verimi de düşürür. Yukarda detayları bahsedilen bu çalışma ile, motorun verimsiz olduğu bölgelerden biri olan soğukta çalışma performansını iyileştiren bir sistem incelenmiştir.

Yapılan deneysel çalışmada, egzoz sisteminden açığa çıkan ve atıl olan ısı , motorun soğuk rejimde olduğu zaman dilimi içinde kullanılması amaçlanmıştır. Bu yolla atıl olan ısı, motorun soğuk şartlarda ısıtılmasında kullanılmıştır. Egzoz gazı ile, motor soğutma suyundaki ısı geçişi de eşanjör vasıtasıyla sağlanmıştır. Bu eşanjör motor suyu soğutma sistemine entegre edilmiştir.

WLTP çeviriminde karşılaştırmalı olarak yapılan emisyon ölçümleri sonuçlarını Tablo 1'de görebiliriz. Egzoz gazının geri kazanımıyla elde edilen iyileştirme sayesinde, motor daha hızlı bir şekilde rejime ulaşmıştır. Bu iyileşmeyi egzoz gazlarının salınımında ve yakıt tüketimi üzerinde görmekteyiz.

30 dakika süren WLTP test çeviriminin , başlangıç kısımlarında motor suyu sıcaklığı rejime girene kadar, egzoz gazı, motor suyunu çevrime entegre edilen eşanjör vasıtasıyla ısıtmıştır. Motor bu sayede, standart durumdan daha hızlı biçimde ısınıp, rejim sıcaklığına yani verimli çalışma aralığına daha hızlı ulaşmıştır.

Motor suyu sıcaklığı standart durumdan daha hızlı ısındığı için, motorun verimli çalışma bölgesine daha hızlı geçmiştir ve bu çalışma sayesinde , egzoz gazı emisyonlarında yaklaşık olarak %1,6 'lık bir iyileşme meydana gelmiştir. Yakıt tüketimi olarak değerlendirecek olursak, yaklaşık %1,4 'lük bir iyileştirme elde edilmiştir.

4. KAYNAKLAR

[1] Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2007. Available online: http://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2007/715/ojon (accessed on 7 December 2017).

[2] D. di Battista and R. Cipollone, "Improving Engine Oil Warm Up through Waste Heat Recovery", Energies 2018, 11, 10

[3] F. Bettoja, W. Ferraris, M. Rostagno, A. Tancerdi, "Enhanced Cabin Heating Boosting", Thermal Management for EV/HEV, 12-14 February 2019, Berlin

PİEZO-TETİKLEMELİ SUPAP TAHRİK SİSTEMİNİN SAĞLADIĞI VOLUMETRİK VERİM ARTIŞININ DENEYSEL TESPİTİ

Sürmen A.[1], Karamangil M.I.[1,4], Avcı A.[2], Dirim B.[3], Işıklı F.[1], Tekin M.[1], Türköz N.[1]

[1] Bursa Uludağ Ün., Mühendislik Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Böl, Bursa, Türkiye
[2] Bursa Uludağ Ün., Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Böl, Bursa, Türkiye
[3] Bursa Uludağ Ün., Mühendislik Fakültesi, Elektronik Mühendisliği Böl, Bursa, Türkiye
[4] Corresponding Author: M.İhsan Karamangil – ihsan@uludag.edu.tr

ÖZET

Değişken supap zamanlaması (DSZ) aynı hacim ve devirde içten yanmalı motorların (İYM) gücünü artırmak için yapılan araştırmalarının merkezinde olan konulardan biridir. Bu bağlamda özellikle sürekli değişkenlik (SDSZ), dolgu miktarının motor devrine de bağlı olması bakımından son derece önemlidir. Bu çalışmada, literatürde ilk defa piezo uzaması deneysel olarak bir İYM'un emme supabının direkt olarak tahrik edilmesi için kullanılmıştır. Piezonun uzamasını supap kalkma miktarı mertebelerine çıkarmak için bir hidromekanik büyütücü kullanılmıştır. Amaç motor çalışırken motorun emme supabı için her devirdeki en yüksek dolgu miktarını (volumetrik verim-VV) veren açma ve kapanma zamanlarını kolay kontrol edilebilir bir sistemle bulmaktır. Böylece dolgu miktarını supapla kontrol ederek kelebeksiz motorun verim avantajından da istifade edilebilecektir.

Tasarımı yapılan sistemde 1000 V besleme gerilimi ile 22.000 N yük altında 100 µm uzayabilen 154 mm uzunluğunda ve 45 mm çapında bir piezo, en fazla 620 V gerilimle çalıştırılabilmiştir. Bu nedenle supabın maksimum kalkma (lift) miktarı olan 7,6 mm'ye ulaşılamamış ortalama 4 mm civarında bir değerde çalışılmıştır. Motorun sıcak çalışmadaki titreşimlerinin piezoya zarar vermemesi için İYM bir elektrik motoru ile tahrik edilerek soğuk çalıştırılmıştır. VV'deki iyileşmede motorun supabının soğuk çalışma ve 4 mm kalkma miktarında orijinal açma ve kapanma zamanları kriter alınmıştır. 389 cm^3 lük tek silindirli bir motorla yapılan deneyler sonucunda 1500 d/dak'dan 3000 d/dak'ya kadar değişen hızlarda VV'de %11,5 ile %19,6 arasında değişen "en iyi" değerleri sağlayan supap zamanlamaları tespit edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Supap, piezo-eyleyici, içten yanmalı motor, volumetrik verim

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF VOLUMETRIC EFFICIENCY INCREASE PROVIDED BY PIEZO-ACTUATED VALVE MECHANISM

ABSTRACT

Variable valve timing (VVT) is one of the topics at the center of research studies to increase the power of internal combustion engines (ICEs) at the same volume and speed. In this context, continuously variable valve timing (CVVT) is especially important for that volumetric efficiency (VE) also depends on the engine speed. In this study, for the first time in the literature, piezo elongation was experimentally used to drive intake valve of an engine directly. A hydro-mechanical magnifier was used to magnify the elongation of piezo to the order of valve lift. The aim is to have an easy-to-control system, while the engine is running, which vary the valve timing to obtain best VE at each engine speed. By this way it will be also possible to control amount of the charge with valve timing which avoids the throttling losses considerably and increase overall efficiency.

In the designed system a 154 mm long and φ45 mm piezo stack, which yields 100 µm elongation under 22,000 N load when derived at 1000 VDC, was derived at most 620 VDC. Therefore we couldn't obtain the original lift of the valve i.e. 7,6 mm, but only 4.0 mm. In order to avoid severe vibrations during the operation of the engine with combustion and not to damage the piezo, experiments were carried out with cold engine driven by an electric motor. Thus original opening and closing times of the engine's valve with cold operation and 4 mm lift were taken as criteria for evaluation of performance improvement. In the experiments with a single cylinder 389 cc gasoline engine, operated at speeds varied between 1500 rpm to 3000 rpm, we determined the "best-efficiency" valve timings which are yielding minimum 11.5%, maximum 19.4% improvement in VV.

Keywords: Valve, piezo-actuator, internal combustion engine, volumetric efficiency

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlarda belli bir motor hacminden alınan güç motora problemsiz olarak verilebilen yakıt miktarı ile orantılıdır. Halbuki hem buji ateşlemeli motor hem de dizel motor uygulamalarında aynı hava miktarı ile karıştırılabilecek yakıt miktarının alt ve üst sınırları vardır. O halde motorun üst güç sınırını problemsiz artırabilmenin yolu önce hava miktarını artırabilmektir. Aynı hacimdeki motora daha fazla hava alabilmenin ölçütü volumetrik verimdir. Volumetrik verim emme ve egzoz supaplarının açma ve kapanma zamanları, maksimum kalkma miktarları ve supapları iten kam profilleri olmak üzere 8 parametreye bağlıdır. Dolayısıyla motorun dolgu verimini ve aynı devir için motordan alınacak gücü iyileştirmenin yolu bu parametreleri optimize etmektir. Bu, pratikte hem zor olacak hem de sadece belirli bir devir için geçerli olacaktır. Asıl önemli olan, aynı supap zamanlamasının farklı devirlerde çok farklı volumetrik verim ve dolayısıyla dolgu miktarı değerleri verebilmesidir. Yüksek devir değerlerinde volumetrik verimdeki düşüş çok radikal olabilmektedir. O zaman sabit supap parametreleri (emme ve açma supabı açma ve kapanma zamanları, kalkma miktarı ve kam profili) yetersiz kalmakta ve devir değişikliklerinde dahi emilen havanın miktarını, dolayısıyla motor momentini yüksek tutabilecek değişkenliğe ihtiyaç olmaktadır. O halde motorun her devri için bu 8 değeri farklı yapabilen sürekli (sınırsız) değişken supap hareketi sağlayan sistemler gerekir.

Supap mekanizması tasarımı ve volumetrik verime etkisi ile ilgili olarak son derece geniş bir literatür vardır. Bunlardan önde gelen bazıları aşağıda özetlenmiştir. Yapılan bu çalışmalar kamlı ve kamsız supap mekanizmaları olarak 2 ana kategoride incelenebilir;

Kamlı sistemler krank milinin hareketine bağlı olarak çalıştığından dolayı kamsız sistemlerin aksine yüksek doğruluğa, yinelenebilirliğe, sağlamlığa sahip olmakla birlikte oldukça sınırlı esnekliğe sahiptir ayrıca mekanizmanın çok kompleks olması, bu sistemlerin diğer bir dezavantajıdır.

Kam miline krank dönmesine kıyasla faz değiştiren (cam phaser), farklı kam profillerinin birinden diğerine geçiş (cam profile switching-kademeli kam profili), 3 boyutlu (sürekli değişken yüzeyli) kam mekanizması (three-dimensional cam mechanism), elektrohidrolik kayıp hareket (electro-hydrolic lost motion) günümüzde yaygın olarak kullanılan kamlı değişken supap zamanlamalı sistemlerindendir.

Kam miline krank dönmesine kıyasla faz değiştiren sistemler, supap zamanlaması için standart mekanizmadır. Bu mekanizma kullanılarak krank miline bağlı olarak açısal konumu böylece de supap açılıp kapanma hareketini eşzamanlı olarak değiştirmek mümkün olmaktadır ama bu sistemde toplam supap açıklığı ve açılma süresi sabit kalmaktadır (Schafer ve Balko, 2007).

Kademeli kam (Cam Profile Switching) tekniğinde supap hareketi 2 bazen 3 farklı kam lobu arasında değiştirilir. Düşük motor hızı boyunca küçük supap açıklığı sağlayacak yüzeye sahip kam supap koluna bağlıdır. Bir kamdan diğerine geçiş elektriksel ya da hidrolik bir sistem aracılığıyla gerçekleşir. Bu sistemde kam profilleri istenen çalışma şartları için 2 veya 3 motor hız aralığı boyunca dönüşümlü olarak birlikte çalışmaktadır (http://world.honda.com/automobile-technology/VTEC/, 2016).

Kam profile switching sisteminde supap hareketi kam kademesi sayısına bağlı olarak yalnızca belirli 2 veya 3 kam profili aralığında yapılabilmektedir. Ama 3 boyutlu kam mekanizması (three-dimensional cam mechanism) tekniği, motora supap zamanlaması ve açıklığını motorun geniş çalışma aralığı boyunca sürekli olarak değiştirmeye imkan vermektedir. Bu mekanizmada kam ekseni boyunca kam profili sürekli olarak değişmekte ve kam milinin izleyiciye göre eksenel hareketi supap açılma miktarında değişikliğe sebep olmaktadır. 3 boyutlu kam mekanizması Nagaya ve ark. tarafından da hem supap zamanlaması, hem de supap açıklığının bağımsız olarak kontrol edebilmesi için uygulanmıştır (Nagaya vd., 2005). Bu tekniğin Nagaya ve ark. uygulamasındaki gibi eğik değil de eğrisel yüzeyi olan ve böylece artan motor devrine göre sürekli aynı yönde eksenel hareketle her devirde maksimum volumetrik verim sağlayan bir başka uygulaması Sürmen ve ark. tarafından çalışılmıştır (Sürmen vd., 2017).

"Elektrohidrolik Kayıp Hareket (Electro-Hydrolic Lost Motion)" tekniğinde de temel prensip; kam hareketi kam-izleyici ikilisi ile eksenel konumdaki hidrolik pompaya aktarılır. Sonrasında yağ yüksek basınç hidrolik çizgisine ve normal olarak açık iki yollu selonoid valfe pompalanır. Selenoid valf kapandığında, supap kam hareketini izler. Ancak selonoid valf açıldığında yağ hidrolik silindir yerine, düşük basınç akümülatörüne sevk edilir ve böylece supap erken kapanır. Fiat bu tekniği kullanarak supap açma kapama zamanlamasını ve açılma süresini ayarlayabilmektedir (Bernard vd., 2003), ayrıca Hyundai, Jacobs Vehicle System and IVECO'da motorlarında bu tekniği kullanan üreticilerden

bazılarıdır (Lee vd., 1995; Hu vd.,1997; Fesser ve Genova, 2004). Ancak supap açıklığının supap açılış süresine bağlı olması ve selonoid tepki süresi bu sistemin başlıca eksiklikleridir.

Kamlı sistemler birçok araç üreticisi tarafından başarılı şekilde uygulanmıştır ancak başta motor hızına bağımlı olması ve diğer birçok sınırlamalar sebebiyle daha esnek supap sistemlerinin geliştirilmesi üzerinde çalışmalar devam etmektedir. Bu sebeple kamsız supap mekanizmaları araştırmacıların ilgi odağı durumundadır.

Kamsız İçten Yanmalı Motor fikri 1899'un başlarında ortaya çıkmıştır (Deokar, 2013). Kamsız sistemlerde krank mili ve supap mekanizması arasında mekanik bir bağlantı yoktur. Supap hareketinin ve supap zamanlamasının esnekliği bu sistemlerin en büyük avantajıdır. Elektro-mekanik, elektro-hidrolik, elektro-pnomatik supap mekanizması gibi bu kategori içerisinde değerlendirilebilecek sistemler en esnek supap tahrik mekanizmaları olmakla birlikte, yüksek maliyet, düşük güvenilirlik, yüksek güç tüketimi (>2.2kW - 16 supaplı motor ve 5000 rpm motor hızı için-), kompleks kontrol mekanizmaları gibi faktörler bu sistemlerin motor uygulamalarını kısıtlamaktadır.

Elektro-mekanik sistemler genelde 2 mıknatıs ve 2 adet denge yayından ibarettir. Elektromanyetik supabın hareketli parçaları supaba bağlanır. Mıknatıslar devre dışı iken, armatür denge yayları tarafından orta konumda tutulur.

Motor çalışmaya başladığında üstte iki elektromıknatıs aktif hale gelir, armatürü iter ve elde edilen potansiyel enerji tutma yayında depolanır (Giglio vd., 2002). Supabı açmak için üstteki elektro-mıknatıs pasif duruma getirilir ve depolanan enerji, kinetik enerjiye (armatürü altta yer alan elektro-mıknatısa taşıma görevi yapar) çevrilir. Alttaki mıknatıstan 1 mm den daha az bir uzaklıktaki hareketli kısım yakalanır ve tutulur. Supap kapanmasında da benzer durumlar tekrarlanır. Manyetik kuvvetin non-lineer karakteristiğe sahip olmasından dolayı yüksek iniş hızı (>0.5 m/s - 1500 dev/dak'da-), konvansiyonel sistemlere göre yüksek güç kaybı, güçlü geri besleme sistemlerine ihtiyaç duyulması gibi bir takım gereklilikler bu yöntemin ticarileşmesi önünde en önemli engellerdendir (Wang vd., 2002).

"Elektro-Pnomatik Tahrik Sistemlerinde" kullanılan hidrolik ve pnomatik mekanizmalar sıkıştırılmış hava akışından maksimum işi elde etmeye imkan tanır dolayısıyla düşük hava basıncı altında çalışılabilir (Trajkovic vd., 2007; Ma vd., 2007)

"Elektro-Hidrolik Tahrik Sistemlerinde" de elektro-mekanik supap sistemlerine benzer şekilde supap yuvasına oturma hızını (valve seating velocity), geçiş zamanı (transition time), çevrimsel kararsızlıklar (cyclic variability) düşürmek için bir kapalı devre elektronik kontrol gereklidir (Anderson vd., 1998). Servo-valf cevap süresi bu değişken supap zamanlaması sisteminin önemli problemlerindendir. Selonoid bobin indüktansı ve deplasman üzerindeki doğrusal olmayan (non-lineer) kuvvet için selenoidin maksimum çalışma sıklığı düşürülür, bunun sonucu olarak da sistem yüksek motor hızlarında çok düşük performans gösterir.

Piezo tetiklemeli supap tahrik sistemleri üzerine çalışmalar son çeyrek asırda oldukça yaygınlaşmıştır. (Giurgiutiu vd. 1995; Jalili vd., 2003; Anmelder, 2014; Gatecliff vd. 2004; Christoph vd., 2004; Brader,J.S. ve Rocheleau, 2004; Clifford vd., 2003)

Bu çalışmada ise bir piezoelektrik eyleyici, bir hidrolik modül ile entegre edilerek sıra dışı bir supap açma mekanizması geliştirilmiş ve motor uygulaması yapılmıştır. Bu sistemle motor devrine göre yukarıda sözü edilen 8 parametrenin özellikle çok etkin olan ilk dördünün (her iki supabın açma ve kapama zamanları) değişimi çok yüksek motor hızlarında bile istenildiği gibi problemsiz mümkün olabilmiştir.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

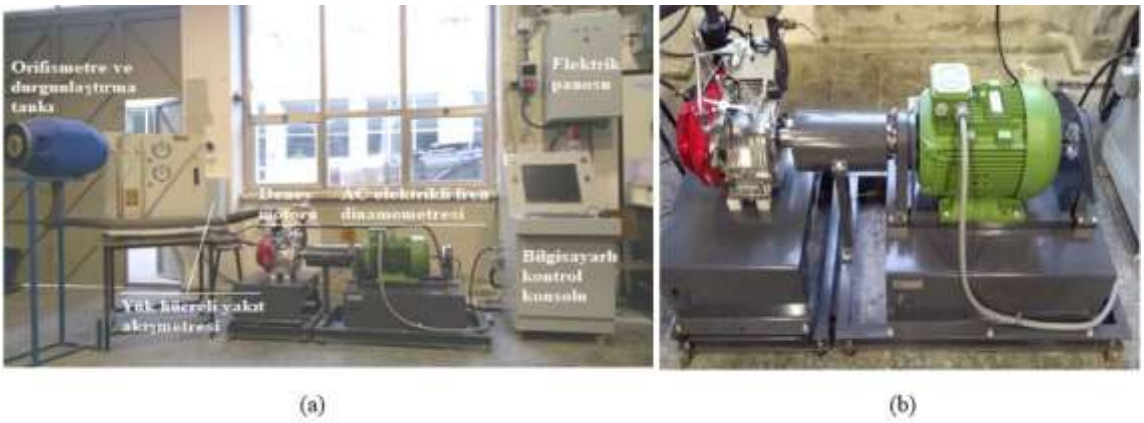
2.1. Deney Standı

Deneyler bilgisayar kontrollü ve girdap akımlarını kullanarak frenleme enerjisi üreten Netfren marka bir test ünitesi üzerinde gerçekleştirilmiştir. AC motorlu aktif dinamometre motorlu frenin teknik özellikleri de Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Fren test ünitesinin teknik özellikleri.

Fren Tipi	AC motorlu aktif dinamometre
Çalışma devri	0-6000 dev/dak
Frenleme momenti	0-58 Nm ±1 Nm (0-3000 dev/dak arası)
Tork kolundaki frenleme kuvveti ölçümü	S tipi load cell
Motor devri ölçümü	Rotary encoder
AC motor soğutma tipi	Hava tip cebri soğutma
Yakıt debisi ölçüm sistemi	g/s ve g/HP biriminde ölçüm
Yük kontrolü	Bilgisayardan kontrollü

Şekil 2'de deney düzeneği ve deney motoru ile fren test ünitesinin elektrik motoru görülmektedir.



Şekil 2. (a) Deney düzeneği ekipmanlarının yerleşimi, (b) Deney motoru ile fren test ünitesi elektrik motoru

Fren test düzeneğinin çalışma prensibi; deney motoru çalışmak istenilen devire getirilir. Fren test düzeneği elektrik motoruna da bu devir sayısı girilerek devir sayıları eşitlenir. Daha sonra bilgisayar programı yardımıyla elektrik motorunun devir sayısı düşürülerek deney motoruna yükleme yapılır.

2.2. Deney Motorunun Belirlenmesi

Şekil 3'te projede kullanılan tek silindirli buji ateşlemeli (benzinli) motor görülmektedir. Bu motor literatürde üsten kamlı olarak geçmekle birlikte aslında gövdeden kamlı bir motordur. Gövdeden kamlı olması sadece emme supabını tek başına piezo eyleyici ile kontrol etme imkanı sağlamıştır. Aksi takdire üstten kamlı bir motor olsaydı bu avantajdan yararlanılamayacak egzoz supabı için de ayrı bir piezo eyleyici gerekecekti. Deney motorunun teknik özellikleri Tablo 2'de verilmiştir.



Şekil 3. Tek silindirli buji ateşlemeli Honda motoru

Tablo 2. Deney motorunun teknik özellikleri

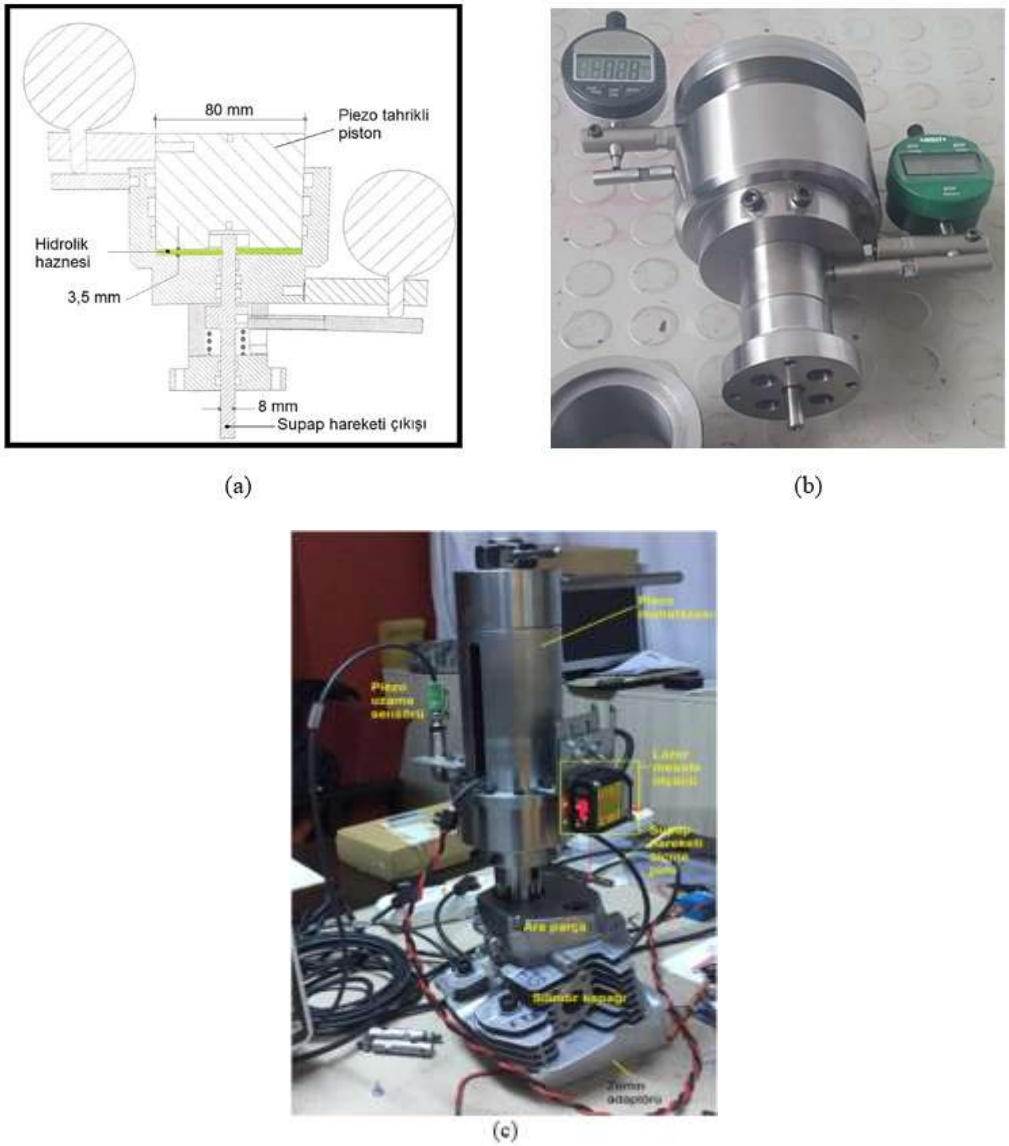
Motor Tipi	Honda GX390
Yakıt tipi	Benzin
Silindir Sayısı	1
Silindir çapı	88 mm
Silindir stroğu	64 mm
Silindir Hacmi	389 cc
Maksimum Motor Gücü	13 BG; 10 kW (3600 dev/dak)
Maksimum Motor Torku	27 Nm (2500 dev/dak)
Sıkıştırma Oranı	8:1
Soğutma Sistemi	Cebri Hava Soğutmalı
Ateşleme Sistemi	Manyetolu, Elektronik

2.3. Piezo Tahrik Sisteminin Tasarımı

Piezo tahrikçi ile kast edilen yapı temelde hidrolik büyütücü ve ona üsten monte edilmesi düşünülen silindirik metal piezo eyleyici muhafazasıdır. Sistem komplesinde bunun dışında piezo-aktüatörü, piezo eyleyici ve piezo eyleyici sürme devresi bulunmaktadır. Piezo eyleyiciyi sürmek için kullanılan sistemde emme supabı zamanlama eğrisine göre kontrol sinyalini üretecek olan elektronik kontrol ünitesi (EKÜ) ve piezo eyleyici sürecek güç kuvvetlendiricisi mevcuttur.

Seçilen motor için öncelikle emme supabı yay karakteristikleri tespit edilmiştir. Motorun emme supabı 77 N'luk bir ön gerilmeye sahiptir ve ÜON'dan 120º sonra maksimum açılma miktarı 7,6 mm'ye ulaşmaktadır. Bu noktada maksimum yay kuvveti ise 172 N'dur. Piezo elemanının seçimi için gaz kuvvetlerinin de bilinmesi gerekmektedir. (Yay kuvveti+gaz kuvveti)x(hidrolik aktüatörün büyütme faktörü) eşitliğinden piezo eyleyiciye gelecek kuvvet 16 kN olarak bulunmuştur. 7,6 mm'lik deplasmanın sağlanması için ise piezo deplasmanının 100 µm olması gerektiği belirlenmiştir. Bu doğrultuda 50000 N bloklama kuvveti ve 180 µm yüksüz deplasman değerlerine sahip olan PI System firmasının P-045.90 piezo eyleyicisi seçilmiştir. Piezo aktüatörünün seçimi ve pizeo eyleyici ile ilgili detaylı bilgilere ve hesaplamalara sırasıyla Sürmen ve ark. (2019) ve Dirim ve ark. (2019)'nın çalışmalarından ulaşılabilir.

Hidrolik büyütücü için iki farklı tasarım üzerinde çalışılmıştır. Başlangıçta çift kademeli bir tasarım (Sürmen ve ark. 2019) yapılmıştır. Bu tasarımda üst haznede 220-230 bar, alt haznede ise 25 bar basınç değerleri oluşmaktadır. Ancak bu tasarımın fonksiyonellik testleri beklentileri karşılamamıştır. Hidrolik büyütücüden 81 kat büyütme beklenirken sadece 9 kat civarında bir büyütme elde edilebilmiştir. Bunun sebepleri keçelerin oluşturduğu iç direnç, sıkıştırılabilme faktörü ve hava kabarcıklarıdır. Bu nedenle Şekil 4'te verilen tek kademeli bir başka tasarım yapılmıştır. 80 mm hidrolik hazne çapı ve 8 mm çıktı pimi çapına sahip olan yeni tasarımda hazne basıncı yaklaşık olarak 7,11 kat azaltılarak 43,8 bar basınç elde edilmiştir. Supap ve gaz kuvvetleri için gerekli kuvvet en fazla 16000 N olduğundan bunun supap için gerekli kısmı $16000/9{,}81/\ \pi\ (8)^2/4 = 32{,}5$ bardır. Bu yeni tasarımla hedef, piezo sınır değerleri olan maksimum 100 µm deplasman ve 2200 kg kuvvet ile en azından 5 mm gibi bir değerin altına düşmeyen bir supap deplasmanı elde etmektir. Yeni tasarım ile istenilen 100 kat büyütme 1 mm gibi makul seviyedeki bir hata ile elde edilebilmektedir.



Şekil 4. Tek kademeli hidrolik büyütücünün teknik resmi (a), gerçek fotoğrafı (b) ve Motor kafasına monte vaziyette hidrolik modül-piezo entegresi

2.4. Soğuk Motor Volumetrik Verim (VV) Deney Planı

Motorun mevcut konvansiyonel mekanik emme supabı kamının açma ve kapanma değerleri deneylere başlamadan önce belirlenmiştir; **emme supabı ÜÖN'dan 30º önce açılmakta ve AÖN'dan 100º sonra kapanmaktadır.** Motor üzerinde hiç kullanılmamış piezonun denenmemiş devirlerde ne problemler çıkarabileceği bilinmediğinden çok geniş bir açı değerleri matrisi (emme açılma (EA) x emme kapanma (EK)) ile çalışma tabii ki risktir. Ancak anlamlı ve çalışmanın hedefine ulaşmasına katkıda bulunacak zenginlikte bir matris olması da gerekir. Dolayısıyla birer tanesi orijinal değerler olmak üzere, açılma ve kapanma tarafında bu orijinal değerlerin erken ve geç taraflarına ikişer farklı açı daha ilave ederek bir matris oluşturulması kararlaştırılmıştır. Böylece deneylerin 5x6 açılık bir matris üzerinden gerçekleştirilmesi planlanmıştır. Bunlar;

Emmenin açılması ÜÖN'dan önce olmak üzere	50º, 40º, **30º**, 20º, 10º
Emmenin kapanması AÖN'dan sonra olmak üzere	120º, **100**º, 80º, 60º,40º,20º

olarak uygun görülmüştür. Altı çizili koyu yazılı olanlar motorun orijinal değerleridir. Bu değerler referans alınacağı için matrise dahil edilmek zorundadır. **Bu çalışmada iyileştirme kriteri bu iki açıda farklı devirlerde ve takriben 4,0 mm sabit kalkma miktarında elde edilecek volumetrik verim (VV) değerleri olacaktır.**

Motor sıcak çalıştırılmadığından elektrik motoru ile döndürülmüştür. Elektrik motoru 6000 d/dak'ya kadar çıkabilmektedir. Ancak motorun nominal devri olan 3600 d/dak'nın aşılmasının getirebileceği riskler tahmin edilemediğinden 1500, 2000, 2500 ve 3000 d/dak için deneyler gerçekleştirilmiştir.

Kontrol devresi emme supabının her alternatif açma-kapanma ve dolayısıyla açık kalma süresi için piezoya 100 µm genlikli bir sinüs dalgası şeklinde açılma komutu gönderecektir. Dolayısıyla bu sinüs fonksiyonunun şekli, komut olarak gönderilen genlik değeri hep aynı (100 µm) ama açık kalma süresi farklı olduğundan, her açı kombinasyonu için 1°'lik adımlarla belirlenmekte ve sisteme yüklenmektedir. Deneyler sırasında motoru durdurmadan yeni bir açı kombinasyonuna geçmek mümkün olacak şekilde tasarım ve denetim mekanizması oluşturulmuştur.

Deneylerde atmosfer sıcaklığı bir termometre ile kaydedilmiş, basınç için ise sürekli 100 kPa değeri kullanılmıştır. Hava debisi için bir durgunlaştırma tankının girişine konulmuş keskin kenarlı lüle (orifis) ve sıvısı su olan eğik manometre kullanılmıştır. Sonuçta okunan manometrik yükseklik mmH_2O olarak kaydedilmiştir ve basit bir excel programlama ile de volumetrik verimler hesaplanmıştır.

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Deneylerde elde edilen volumetrik verim değerleri Tablo 3'te sunulmuştur. 1500 ve 2000 d/dak değerlerinde istenilen açma ve kapanma değerlerinden az bir miktar sapma olurken 2500 ve 3000 d/dak'da daha büyük sapmalar gerçekleşmiştir. Bu durum günümüzde dizel araçlarda kullanılan piezo enjektörlerin karakteristiklerinde de daha hafif dozda benzer şekilde görülebilmektedir. Orada söz konusu olan kütleler daha küçük olduğundan sistem ataletleri ve gecikmeler daha küçüktür. Ancak burada söz konusu olan sistemde özellikle piezonun bastığı ana hidrolik pistonunun eksenel boyu, yan yüzeydeki sızdırmazlık elemanlarının gerektirdiğinden çok daha uzun tutulmuştur. Bu da ağırlığını artırmıştır. Bu nedenle de sistem yüksek hızlarda verilen sinyali takip edememektedir. Dolayısıyla önceden her açı çifti için hazırlanan sinüs eğrilerinin motorda birebir uygulaması mümkün olmamıştır. Böyle olunca verilen sinyalin aynısını beklemek yerine, beklenen açma-kapama açılarını veya onlara kabul edilebilir ölçüde yakın olan çıkış değerlerini sağlayan manipüle edilmiş sinyaller gönderme cihetine gidilmiştir. Tablo 3'te gerçekleşmesi beklenen Emme Açılma ve Emme Kapanma açılarına göre elde edilen VV değerleri verilmiştir.

Tablo 3. Farklı emme açma-kapanma açısı kombinasyonları için elde edilen VV değerleri

N=1500 d/dk						
		Emme Açılma				
		10	20	30	40	50
Emme Kapanma	20	59,40	59,20	59,40	57,37	57,17
	40	61,48	61,48	61,16	61,16	60,58
	60	60,84	61,80	61,16	60,38	58,06
	80	60,38	59,86	57,85	56,61	56,48
	100	53,61	54,34	55,06	52,87	50,11
	120	50,59	49,81	46,07	46,03	45,60
N=2000 d/dk						
		Emme Açılma				
		10	20	30	40	50
Emme Kapanma	20	57,14	57,25	54,76	56,00	54,97
	40	59,23	59,46	58,67	59,12	58,18
	60	59,42	59,49	58,86	58,10	57,33
	80	57,60	56,94	56,55	56,75	54,48
	100	56,08	53,95	53,37	49,36	51,77
	120	42,98	42,62	45,63	44,90	46,59
N=2500 d/dk						

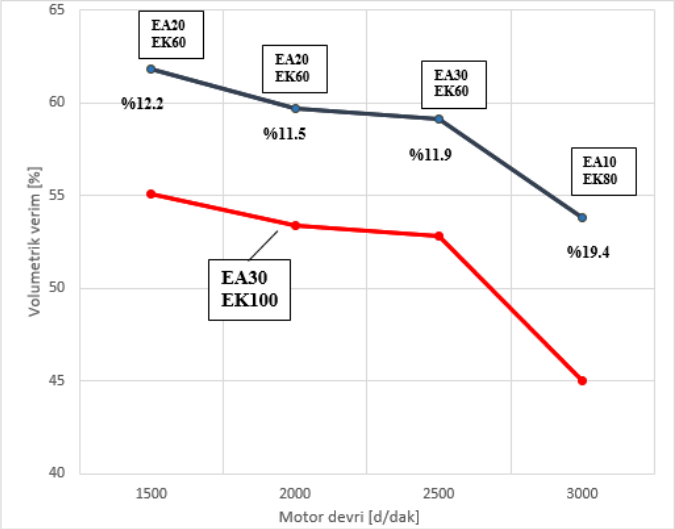
		Emme Açılma				
		10	20	30	40	50
Emme Kapanma	20	52,43	51,53	52,76	53,49	52,80
	40	57,67	57,96	57,82	56,55	57,02
	60	58,55	58,90	59,12	56,02	55,87
	80	57,65	55,89	55,23	55,21	54,43
	100	51,91	52,84	52,84	52,51	50,30
	120	48,33	48,28	48,28	45,23	44,56
N=3000 d/dk						
		Emme Açılma				
		10	20	30	40	50
Emme Kapanma	20	45,21	41,78	43,54	43,17	43,17
	40	48,61	50,77	48,78	47,33	50,56
	60	53,06	50,57	52,29	51,03	50,44
	80	53,78	52,57	52,58	50,12	45,49
	100	51,62	49,52	45,05	48,02	40,64
	120	46,68	46,98	43,02	42,24	39,44

Çalışmanın ana hedefi her devirde en yüksek volumetrik verimi oluşturacak EA-EK kombinasyonlarını araştırmak ve tercihen bu değerlerin motorun orijinal değerlerinin üstünde olabileceğini göstermek idi. Tablo 3'te kırmızı kutucuklarla işaretlenen her motor devrinin en yüksek VV değerleri, yine her devirde motorun orijinal emme açma-kapanma değerleri olan 30º-100º kombinasyonlarındaki değerlerle karşılaştırılarak her devirde sağlanabilecek VV artış oranları belirlenmiştir. Her devirde en iyi değerler, oluştukları açı kombinasyonları, referans EA-EK değerlerindeki (30º-100º) değerler ve artış oranları rakamsal olarak Tablo 4'te verildiği gibidir:

Tablo 4. Referans şartlara göre volumetrik verimdeki iyileşme

	Referans vol. Ver. (**30º -100º**)	En iyi vol. Verimler ve gerçekleştikleri açılar	İyileşme yüzdesi
1500 d/dak	55.06 º	61.80 º (20 º-60 º)	(%12.2)
2000 d/dak	53.37 º	59.49º (20º-60º)	(%11.5)
2500 d/dak	52.84 º	59.12º (30º-60º)	(%11.9)
3000 d/dak	45.05 º	53.78º (10º-80º)	(%19.4)

Volumetrik verimde sağlanan bu radikal değişim grafik olarak da Şekil 5'de gösterilmiştir.



Şekil 5. Piezo tahrikli sürekli değişken supap zamanlaması ile VV'de sağlanabilecek iyileşme

Volumetrik verimde sağlanan ve %11,5 ile %19,4 arasında değişen değerler, motor için aynı oranda güç artışı demektir. Bu denli bir güç artışının aşırı doldurma hariç tek başına hiçbir teknoloji ile sağlanabilmesi mümkün değildir.

TEŞEKKÜR

Bu bildiriye esas olan çalışmaları 216M241 Nolu 1003 projesi kapsamında desteklediği için TÜBİTAK'a teşekkürlerimizi arz ederiz.

REFERANSLAR

[1] Anderson, M., Tsao, T., Levin, M. (1998) "Adaptive Lift Control for a Camless Electrohydraulic Valvetrain," SAE 981029, Detroit, MI.

[2] Anmelder, G. (2014) "Piezo-Hydraulic Actuator for Controlling Gas Shuttle Valve by Combustion Engines, Has Print Medium In Pressure Chamber to Exert Force on Piston by Principle of Hydraulic Transformation, so that Valve Disk Is Displaced over Valve Stem", DE102012022295A1, German Patent

[3] Bernard, L., Ferrarl, A., Rinolf, R. (2003) "Fuel Economy İmprovement Potential of UNIAIR Throttleless Technology," ATA, vol. 56.

[4] Brader,J.S., Rocheleau, D.N. (2004) "Development Of A Piezo Electrically-Controlled Hydraulic Actuator for a Camless Engine," Journal of Automotive Engineering, IMechE, vol. 218.

[5] Clifford E. C., Glen F. F., Richard H. H., Ronald D. S.L., Glenn W. (2003) "Piezoelectric Valve System", United States Patent, No: US 6,655,654 B1, dated 12. 2.

[6] Christoph T., Georgi H., Musch D. (2004) "Piezoelectric-Hydraulic Drive for Poppet Valve in Internal Combustion Engine, Has Two Large Surface-Area Stacks of Piezoelectric Elements Side-by-Side With Channels Leading to Small Working Chambers", DE10358818B3, German Patent.

[7] Deokar, A. (2013) "Working of Piezoelectric Controlled Hydraulic Actuator for Camless Engiines", International School of Business and Media School of Technology, 20 s., Pune.

[8] Dirim B.,Sürmen A.,Karamangil M. İ. , Avcı A., Işıklı F., Tekin M., Türköz N. (2019) "Electronic Driver Design of a Piezo-Actuated Valve Mechanism for Continuously Variable Valve Timing", 11th International Conference on Electrical and Elecktronics Engineering, Bursa, Turkey, 28-30 November 2019

[9] Gatecliff, G.W., Brower, D.R., Rado, G.E., Novak, K.A. (2004) "Piezoelectric Valve Actuation",European Patent

Office, No: EP 1 375 846 A1 dated 02.01.2004.

[10] Giglio, V., Lorio, B., Police, G., Gaeta, A. (2002) "Analysis of Advantages and of Problems of Electromechanical Valve Actuators," in SAE 2002-01-1105

[11] Giurgiutiu, V., Chaudhry, Z., Rogers, C.A., (1995) "Stiffness Issues in The Design of ISA Displacement Amplification Devices: Case Study of a Hydraulic Displacement Amplifier", Smart Structures and Materials, Paper 2443-12, SPIE, vol. 2443, p. 105–19.

[12] Hu, H., Vorih, J.M., Israel, M. (1997) "The Integrated Lost Motion VVT Diesel Engine Retarder," SAE 973180.

[13] Jalili, N., Wagner, J., Dadfarnia, M. (2003) "A Piezoelectric Driven Ratchet Actuator Mechanism with Application to Automotive Engine Valves", Mechatronics, vol.13 ,p. 933–956.

[14] Lee, J., Lee, C., Nitkiewicz, J.A. (1995) "The Application of a Lost Motion VVT System to a DOHC SI Engine," SAE 950816.

[15] Ma, J., Schock, H., Zhu, G., Winkelman,J. (2007) "Model Refence Adaptive Control of a Pneumatic Valve Actuator for İnfinitely Variable Valve Timing And Lift," SAE 2007-01-1297.

[16] Nagaya, K., Kobayashi, H., Koike, K. (2005) "Valve Timing and Valve Lift Control Mechanism for Engines," Journal of Mechatronics, vol. 16, pp. 121-129.

[17] Schafer, J., Balko, J. (2007) "High Performance Electric Camshaft Phasing System," SAE 2007-01-1294.

[18] Sürmen A., Arslan R., Kopmaz O., Avcı A., Karagöz İ., Karamangil M.I. (2017) "Development of a Variable-Profile Cam to Enhance the Volumetric Efficiency of IC Engines", International Journal of Vehicle Design, Vol. 73, Nos: 1/2/3, pp.63-75.

[19] Sürmen A., Karamangil M.I., Avcı A., Dirim B., Işıklı F., Tekin M., Türköz N. (2019) "Sürekli Değişken Supap Zamanlaması için Piezo-Tahrikli Bir Supap Mekanizmasının Tasarımı", 22. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi (ULIBTK 2019), 11-14 Eylül 2019, Kocaeli.

[20] Trajkovic, S., Tunestal, P., Johansson,B. (2007) "Introductory Study of Variable Valve Actuation for Pneumatic Hybridization," SAE2007-01- 0288.

[21] VTEC Mechanism by Honda, http://world.honda.com/automobile-technology/VTEC/
Son erişim tarihi: 2016.

[22] Wang Y. et al. (2002) "Modeling and Control of Electromechanical Valve Actuator," SAE 2002-01-1106.

KISMİ ESNEK SİLECEK MEKANİZMASININ DİNAMİK PERFORMANSININ İNCELENMESİ

Mert Ali ÖZEL[1,2], Sevda TELLİ ÇETİN[1], Osman KOPMAZ[1]

[1,]Bursa Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği, Bursa, Türkiye
[2] İletişim yazarı: Mert Ali ÖZEL, mertaliozel@uludag.edu.tr

ÖZET

Rijit uzuvlu mekanizmalar yerine eşlenikleri olan esnek mekanizmalar tercih edildiğinde, mekanizmalarda uzuv ve mafsal sayısının azaltılması neticesinde mekanizmanın ağırlığı, uzuvların montaj süreleri, mafsallardaki titreşimler ve sürtünmelerin azaltılması mümkün hale gelmektedir. Bu avantajlarının yanında esnek bağlantıların şekil değiştirme dirençlerinin sisteme etki etmesi nedeniyle, mekanizmanın dinamik performansında değişiklikler olmaktadır. Çalışma kapsamında, çift sileceğe sahip araç ön cam silecek mekanizmasının kısmi esnek bağlantılı eşleniğinin dinamik performansı incelenmiştir. Esnek mekanizmanın modellenmesinde, eşlenik rijit cisim modeli ve ayrık model kullanılmıştır. Çalışma sonucunda, kısmi esnek mekanizmanın tahrik motorunun güç ihtiyacı yaklaşık %7 oranında artmıştır. Mafsallardaki reaksiyon kuvvetlerinin ise 2.5 kat arttığı görülmüştür. Bunun yanında, eşlenik rijit cisim modeli sonucu ile ayrık model sonucu arasında yaklaşık %16 değerinde fark oluşmuştur. Bu hatanın temel sebebi, eşlenik rijit cisim modelinde esnek bağlantıların doğrusal burulma yayları ile temsil edilmiş olması ve uzama rijitliğinin modellenmemesinden kaynaklı olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Esnek mekanizma, Silecek mekanizması, Eşlenik rijit cisim modeli, Ayrık model.

DYNAMIC PERFORMANCE ANALYSIS OF SEMI-COMPLIANT WIPER MECHANISM

ABSTRACT

It is possible to reduce the weight of the mechanism when compliant mechanisms are preferred instead of rigid link mechanisms. Besides, the assembly time of the links, vibrations and friction in the joints are improved because of compliant mechanisms are decreased number of link and joints. Although, it causes changes in the dynamic performance of the mechanism due to the deformation stiffness of the compliant links affecting the system. In the scope of the study, the dynamic performance of the partial compliant double-wiper link windshield wiper mechanism was investigated. The equivalent rigid body model and the discrete model were used in the modeling of the compliant mechanism. As a result of the study, it increases the power requirement of the drive motor of the partial compliant mechanism by approximately 7%. Also, it has been observed that it enhances the reaction forces in the joints 2.5 times. Besides, there is a difference of approximately 16% between the equivalent rigid body model and the result of the discrete model. The main reason for this error was found to be due to the linear torsional spring modeling of the compliant links in the equivalent rigid body model and the non-modeling of the elongation stiffness.

Keywords: Compliant mechanism, Wiper mechanism, Pseudo model, Discrete model.

1. GİRİŞ

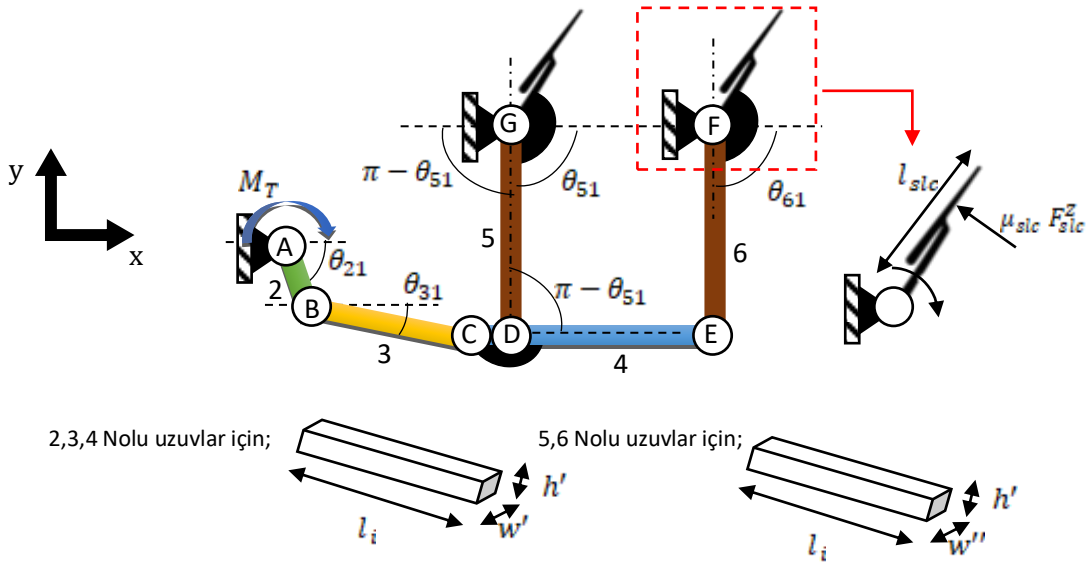
Mekanizmalar en genel tanımıyla hareketi, enerjiyi ve kuvveti aktarmak ya da dönüştürmek için kullanılan bir sistemdir, [1]. Literatürde yaygın olarak karşılaşılan geleneksel rijit gövde mekanizmaları, mafsal olarak tabir edilen hareketli bağlantılarla bağlanan rijit uzuvlardan oluşur. Eklemeli imalat teknolojisinin yaygınlaşması ile uygulama alanı artan esnek mekanizmalar ise, rijit mekanizmalar gibi hareket, kuvvet veya enerji iletiminde ya da dönüşümünde kullanılabilmektedir, [2]. Esnek mekanizmaların rijit uzuvlu mekanizmalardan temel farkı, hareketliliğini esnek elemanlarının şekil değişiminden sağlamalarıdır. Bu sayede, mafsal elemanlarına ihtiyaç duymamakta ve rijit uzuvlu mekanizmalara göre daha az parçadan oluşmaktadır. Bu avantajı dikkate alındığında, esnek mekanizmalarda mafsallarda meydana gelen sürtünmeler oluşmaz, yağlanmaya gereksinim duyulmaz, mafsallarda aşınma ve boşluklardan ötürü meydana gelen titreşim ve gürültü problemleri meydana gelmemektedir, [3,4,5,6]. Bu faydalı

özelliklerinin yanında, esnek mekanizmaların tasarımları ve modellenmesi rijit kol mekanizmalarına göre nispeten daha zordur. En önemlisi ise şekil değiştiren esnek elemanlarda yorulma problem meydana gelmektedir. Bu sebeple, son yıllarda yapılan çalışmalar özellikle esnek mekanizmalarının modellenmesini ve yorulma dayanımları üzerinde durulmuştur, [7,8,9,10]. Esnek mekanizmalar, tam esnek ve kısmi esnek mekanizmalar olarak iki kategoride sınıflandırılabilir. Özellikle mekanizmaların performanslarının iyileştirilmesi için rijit uzuvlu mekanizmaların kısmi esnek bağlantılı eşlenikleri tasarlanabilmektedir. Bu sayede, mekanizmanın parça sayısı azaltılabilir ve performansı iyileştirilebilmektedir, [11,12,13]. Tasarımı ve modellenmesi rijit uzuvlu mekanizmalara kıyasla daha zor olan esnek mekanizmaların, modellenme safhasında farklı teknikler kullanılabilmektedir, [14]. Eşlenik rijit cisim (pseudo) modeli, sonlu elemanlar analizi, elastika yöntemi ve ayrık model literatürde yaygın olarak kullanılmaktadır. Eşlenik rijit cisim modeli, mekanizmanın rijit uzuvlu olarak modellenmesi ve oynar bölgelerinin ise yay elemanları kullanılarak temsil edilmesiyle hızlı analize imkan tanımaktadır. Ayrık model ise, uzuvların kütle, yay ve sönüm olacak şekilde N adet parçaya bölünerek modellenmesidir. Ayrık model, düzlemsel hareket yapan esnek elemanların uzama ve eğilme hareketlerini modellemeye imkan tanımaktadır, [15].

Cam silecek mekanizmaları, araçlarda vazgeçilemeyen sistemlerden biridir. Bu sebeple bu sistemler üzerinde yapılacak ağırlık azaltmaları, maliyet indirimleri ve performans iyileştirmeleri üretici firmalara önemli kazanımlar sağlamaktadır. Karakuş ve Tanık [16], patentli kısmi esnek ve tek silecekli araç ön cam silecek mekanizmalarının tasarım ve modellenme süreçlerini detaylandırmışlardır. Sonlu elemanlar analizi ile yapmış oldukları yorulma analizi sonuçlarını, ürettikleri prototip üzerinde yaptıkları test sonuçları ile kıyaslamışlardır. Çalışma sonucunda, kısmi esnek mekanizmanın sonsuz ömre ulaştığı görülmüştür. Esnek mekanizmanın önemli kazançları olmasının yanında, esnek bağlantıların şekil değiştirme dirençlerinin sisteme etki etmesi sebebiyle mekanizmanın dinamik performansında değişikliklere sebebiyet vermektedir. Bu çalışmada, literatürde incelenmeyen çift silecekli araç ön cam silecek mekanizmasının kısmi esnek bağlantılı eşleniği modellenerek dinamik performansları kıyaslanmıştır. Kısmi esnek eşlenik mekanizmadaki esnek bağlantıların modellenmesinde eşlenik rijit cisim modelleri ve ayrık model kullanılarak her iki yöntemin sonuçları mukayese edilmiştir. Çalışmanın sonucunda, esnek mekanizmanın %7 oranında mekanizmanın güç ihtiyacını arttırdığı görülmüştür. Bunun yanında, esnek elemanların bağlandığı mafsal yataklarındaki reaksiyon kuvvetlerini 2,5 kat arttırdığı görülmüştür. Çalışma sonucunda ayrıca, eşlenik rijit cisim yöntemi ile ayrık modelin sonuçlarında yaklaşık %16 değerinde fark olduğu görülmüştür. Çalışmanın, gelecekte yapılacak yorulma analizi çalışmaları ve deneysel çalışmalara temel olacağı düşünülmektedir.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

Çalışma kapsamında öncelikle, Şekil 1'de gösterilen çift sileceğe sahip ön cam silecek mekanizmasının geleneksel rijit uzuvlu modeli tanıtılmıştır. Burada tanımlanan mekanizmaya ait boyutlar, açılar ve noktalar eşlenik kısmi esnek modelle aynı olacak şekilde kullanılacaktır.



Şekil 1.

Rijit uzuvlu geleneksel çift silecekli ön cam silecek mekanizması

Referans alınan cam silecek mekanizması, sileceklerin 48,86 derecelik tarama açısını sağlayacak şekilde kol-sarkaç ve çift kol hareketini sağlayan iki adet dört çubuk mekanizmasının birleşimi şeklinde tasarlanmıştır. Mekanizmaya ait ölçüler Tablo 1'de paylaşılmıştır.

Tablo 1. Mekanizma özellikleri

l_2	AB uzvu uzunluğu	100 mm	$[\|AG\|_x \|AG\|_y]$	AG arası sabit uzvun yatay ve düşey mesafeleri	[150 400] mm
l_3	BC uzvu uzunluğu	400 mm	l_s	Silecek uzunluğu	500 mm
|DE|	DE arası uzunluk	400 mm	|GF|	GF arası sabit uzuv uzunluğu	400 mm
l_5	GD ve GC arası uzunluk	250 mm	l_6	FE uzvu uzunluğu	250 mm
h'	Uzuvlarının düşey kesiti	40 mm	w'	2,3 ve 4 nolu uzuvlarının yatay kesiti	10 mm
|CD|	CD arası uzunluk	20 mm	w''	GD ve FE uzuvlarının yatay kesiti	4,5 mm

Mekanizmanın konum analizi için, Denklem 1 ve Denklem 2'de tanımlanan kapalı çevrim denklemleri oluşturulmuştur.

$$\overrightarrow{AB} + \overrightarrow{BC} = \overrightarrow{GD} + \overrightarrow{DC} + \overrightarrow{AG} \tag{1}$$

$$\overrightarrow{GD} + \overrightarrow{DE} = \overrightarrow{GF} + \overrightarrow{FE} \tag{2}$$

Kapalı çevrim denklemlerini kullanarak oluşturulan kompleks sayılar yöntemiyle mekanizmanın konum analizi Denklem 3 ve Denklem 4'de verilmiştir. Bu iki denklemin zamana göre birinci türevleri hız analizinde, ikinci türevleri ise ivme analizinde kullanılacaktır.

$$l_2 e^{i\theta_{21}} + l_3 e^{i\theta_{31}} = l_5 e^{i\theta_{51}} + |DC| e^{i\theta_{41}} + |AG| e^{i\theta_{11}} \tag{3}$$

$$l_5 e^{i\theta_{51}} + |DE| e^{i\theta_{41}} = l_6 e^{i\theta_{61}} + |GF| e^{i\theta_{11}} \tag{4}$$

Geleneksel dört uzuvlu mekanizma ile eşleniği olan esnek mekanizmaların tork, açısal hız ve güç değerleri üzerinden kıyaslanabilmesi için ihtiyaç duyulan hareket denklemi Euler-Newton Hareket Denklemleri yöntemiyle elde edilecektir. Düzlemsel hareket için her bir uzuv için hesaplanacak olan toplam kuvvet, toplam moment ve atalet terimleri Denklem 5, Denklem 6 ve Denklem 7'de tanımlanmıştır.

$$\rightarrow + \sum \overrightarrow{F_x} = m_i \overrightarrow{a_{x_i}} \tag{5}$$

$$\uparrow + \sum \overrightarrow{F_y} = m_i \overrightarrow{a_{y_i}} \tag{6}$$

$$\circlearrowleft + \sum \overrightarrow{M_Z} = I_i \overrightarrow{\alpha_i} \tag{7}$$

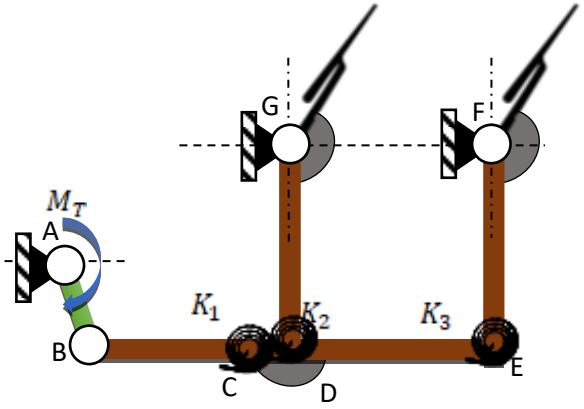
Mekanizmada, 5 adet hareketli uzuv olması sebebiyle toplamda 15 adet lineer bağımsız denklem elde edilebilmektedir. Denklem 8'de kapalı matris formunda verilen bu denklemler yardımıyla, sırasıyla tahrik momenti M_T ve mafsallardaki reaksiyon kuvvetleri $F_A^x, F_A^y, F_B^x, F_B^y, F_C^x, F_C^y, F_D^x, F_D^y, F_E^x, F_E^y, F_F^x, F_F^y, F_G^x, F_G^y$ olmak üzere toplamda 15 bilinmeyen bulunabilmektedir.

$$\underset{\sim}{[K]}_{15x15} \underset{\sim}{[x]}_{15x1} = \underset{\sim}{[b]}_{15x1} \tag{8}$$

Burada, $\underset{\sim}{K}$, $\underset{\sim}{x}$ ve $\underset{\sim}{b}$ sırasıyla; kuvvet ve momentlerin katsayılar matrisi, tahrik momenti ile 14 adet reaksiyon kuvvetini içeren bilinmeyen matrisi ve atalet terimlerini içeren sağ taraf matrisidir. Terimler, belirtilen yöntemle elde edilebildiğinden detayları burada ayrıca paylaşılmayacaktır. Mekanizmanın yatay pozisyonda çalışması sebebiyle ağırlık kuvvetleri düzlem dışından etki ettiğinden uzuv ağırlıkların etkisi ve döner mafsalların sürtünmeleri ihmal edilmiştir. Bunun yanında, silecek ile ön cam arasındaki sürtünmeler Şekil 1'de tanımlanmıştır. Ön cam ile silecek arasındaki sürtünmeden meydana gelen sürtünme kuvveti Denklem 9'da tanımlanmıştır.

$$F_s = \begin{cases} \mu_{slc} F_{slc}^{z}, & v_{slc} = 0 \\ c_{slc}\, v_{slc}, & v_{slc} \neq 0 \end{cases} \tag{9}$$

Burada, F_{slc}^{z} düzleme dik doğrultuda etki eden ve sileceğin cama temasını sağlayan kuvvet, μ_{slc} cam ile silecek arasındaki statik sürtünme katsayısı, c_{slc} cam ile silecek arasında oluşan su tabakasının viskoz sürtünme katsayısı ve v_{slc} sileceğin geometrik orta noktasının hızıdır. Sürtünme kuvvetinin sileceğin orta noktasından etki ettiği kabul edilmiştir. Şekil 2'de görüldüğü üzere, 5 uzuvlu ve 7 mafsallı rijit uzuvlu mekanizmanın, eşlenik kısmi esnek mekanizma modelinde hareketli uzuv sayısı 2'ye, mafsal sayısı ise 4'e düşürülmüştür.



Şekil 2.

Kısmi esnek bağlantılı silecek mekanizmasının burulma yayı modeli

Eşlenik rijit cisim modelinde, ilgili esnek bağlantılar burulma yayı olarak modellenecektir. C, D ve E noktalarındaki burulma yaylarının momentleri sırasıyla Denklem 10-12 arasında tanımlanmıştır.

$$M_C = K_1[(\theta_{31} - \theta_{41}) - \theta_{C0}] \tag{10}$$

$$M_D = K_2[(\theta_{51} - \theta_{41}) - \theta_{D0}] \tag{11}$$

$$M_E = K_3[(\theta_{61} - \theta_{41}) - \theta_{E0}] \tag{12}$$

Burada, θ_{C0}, θ_{D0} ve θ_{E0} sırasıyla C, D ve E noktalarındaki burulma yaylarının başlangıç açısal konumlarıdır. 4 numaralı uzuv, paralel kol mekanizması özelliği nedeniyle mekanizmanın hareketi boyunca açısal konumu θ_{41} sıfıra eşit olmaktadır. Burulma yayı modelleri, eşlenik rijit cisim modeli için Denklem 8'e dahil edilmektedir. Doğrusal olarak modellenen burulma yayı rijitlikleri Denklem 13 yardımıyla hesaplanmaktadır.

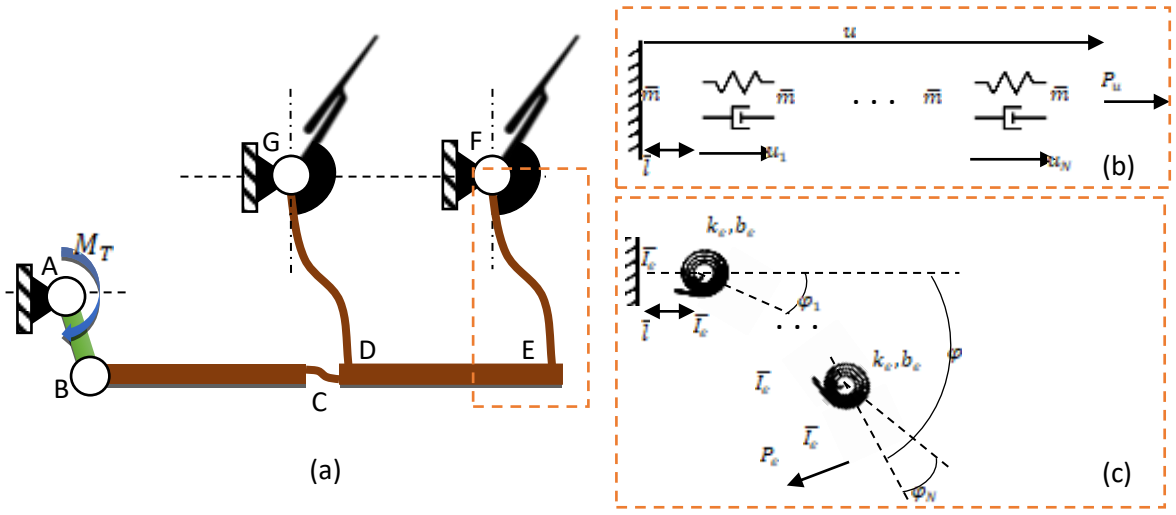
$$K_i = \frac{EI_i}{L_i} \quad i = 1,2,3 \tag{13}$$

Burada, E elastisite modülü, I_i ilgili noktanın atalet momenti ve L_i uzunluğudur. Şekil 3'te tanımlanan kısmi esnek mekanizmanın ayrık modeli, esnek davranış sergileyen 5 ve 6 nolu uzuvlar ile C noktasındaki esnek bağlantının uzama ve eğilme modellerini içermektedir. Geleneksel rijit uzuvlu silecek mekanizmalarında uzuvlar genel olarak çelik malzemeden üretilmektedir. Esnek mekanizmaların üretiminde ise plastik malzeme tercih edildiğinde geleneksel plastik enjeksiyon ile seri üretime uygun olarak üretilebilmektedir. Bunun yanında, üretim adedi az mekanizmalar için eklemeli imalat yöntemi de tercih edilmektedir. Bu sebeple her iki üretim yöntemine uygun olacak şekilde uzuvların malzemesi polipropilen tercih edilmiştir. Polipropilen malzemelerin akma dayanımı/elastisite oranlarının yüksek, uygun maliyetli,

işlemesi kolay ve yoğunluğunun düşük olması hasebiyle esnek mekanizmalar için uygundur. Mekanizmanın plastik malzemeyle üretimi neticesinde sistemin ağırlığını azaltmak mümkün hale gelmektedir. Tablo 2'de malzemelere ait özellikler paylaşılmıştır.

Tablo 2. Malzeme özellikleri

	St52	Polipropilen
Akma Dayanımı [MPa]	310	41
Elastisite Modülü [GPa]	210	1.325
Yoğunluk [kg/m^3]	7850	905



Şekil 3.

(a) Kısmi esnek bağlantılı silecek mekanizmasının ayrık modeli (b) Uzama modeli (c) Eğilme modeli

Uzama ve eğilme hareketleri ayrı olarak sırasıyla Denklem 14 ve Denklem 15'de tanımlanmıştır.

$$\underline{\bar{m}}\,\underline{\ddot{u}} + \underline{b}\,\underline{\dot{u}} + \underline{k}\,\underline{u} = \underline{P_u} \tag{14}$$

$$\underline{\bar{I}_e}\,\underline{\ddot{\varphi}} + \underline{b_e}\,\underline{\dot{\varphi}} + \underline{k_e}\,\underline{\varphi} = \underline{M_e} \tag{15}$$

Burada, $\underline{\bar{m}}$ birim kütle matrisi, N adet birim kütle $\bar{m} = m/N$, $\underline{\bar{I}_e}$ birim kütle atalet momenti, N adet birim kütle atalet momenti $\bar{I}_e = I_e/N$, uzama matrisi $\underline{u}$, eğilme matrisi $\underline{\varphi}$, uzamayı meydana getiren kuvvet matrisi $\underline{P_u}$ ve P_e kuvveti etkisinde meydana gelen eğilme momenti matrisi $\underline{M_e}$ olarak tanımlanmıştır. Burada N 20'ye eşittir. Uzama rijitliği k ve eğilme rijitliği k_e ifadeleri Denklem 16 ve Denklem 17 yardımıyla hesaplanabilmektedir.

$$k = \frac{EA}{\bar{l}_i} \tag{16}$$

$$k_e = \frac{EI_i}{\bar{l}_i} \tag{17}$$

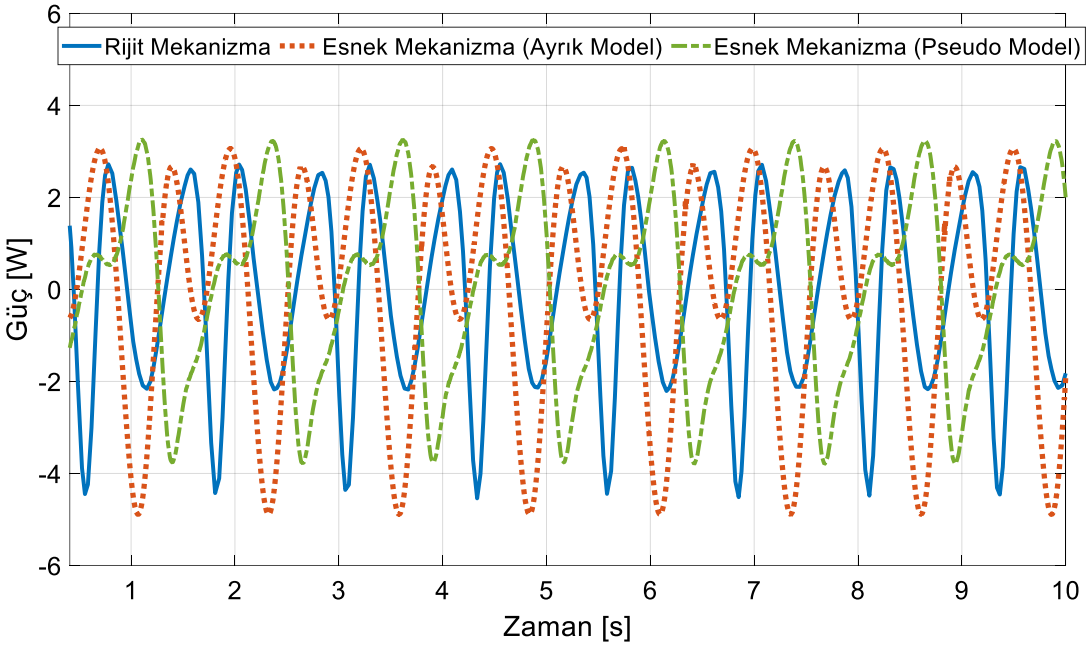
Burada, birim uzunluk $\bar{l}_i = l_i/N$ olarak tanımlanmaktadır. Birinci mertebeden yaklaşım için sönüm katsayıları b ve b_e rijitlik ile orantılı (α) tanımlanmıştır.

$$b = \alpha k \tag{18}$$

$$b_e = \alpha k_e \tag{19}$$

3. ARAŞTIRMA SONUÇLARI

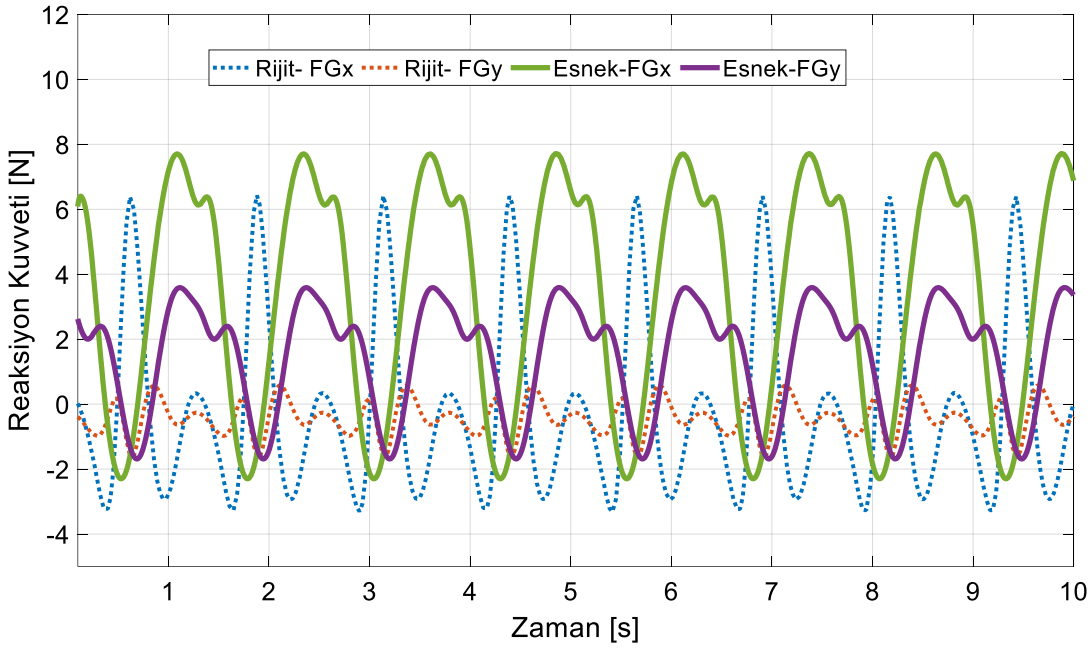
Bu bölümde, ikinci bölümde tanıtılan teorik modelin MATLAB SIMULINK programında Runge-Kutta yöntemiyle çözümünün sonuçları paylaşılacaktır. Mekanizmaların analizinde, A noktasına bağlı bulunan tahrik motorunun sabit 50 devir/dak açısal hızla döndüğü kabul edilmiştir. Modellenen mekanizmaların çözümü, 10 saniyelik simülasyon süresi içerisinde sileceklerin sekiz kez 48,86 derecelik tarama açısı hareketini sağlayacak şekilde yapılmıştır. Şekil 4'te, sabit açısal hız koşulu altında A noktasına bağlı tahrik motorunun güç profili her üç model için paylaşılmıştır. Buradan görüldüğü üzere, esnek mekanizmanın ayrık model için rijit uzuvlu mekanizmaya kıyasla güç ihtiyacını yaklaşık %7, eşlenik rijit cisim modeli için %2 arttırdığı görülmüştür. Bu doğrultuda, esnek bağlantıların şekil değiştirmeye olan direngenliğinin mekanizmanın güç ihtiyacını arttırdığı sonucuna varılmaktadır. Bunun yanında, eşlenik rijit cisim modeli ile ayrık model arasında yaklaşık %16 değerinde bir fark oluşmaktadır. Bunun temel sebebi, esnek bağlantıların 48,86 derecelik nispeten büyük yer değiştirmeleri hasebiyle doğrusal olmayan davranış meydana gelmesi ve eşlenik rijit cisim modelinde eksenel uzamanın etkisinin ihmal edilmesidir. Eşlenik rijit cisim modelinin sonucunun iyileştirilebilmesi için, burulma yayı rijitliklerinin doğrusal olmayan denklem olarak tanımlanması gerekmektedir.



Şekil 4.

Tahrik motorunun güç profili

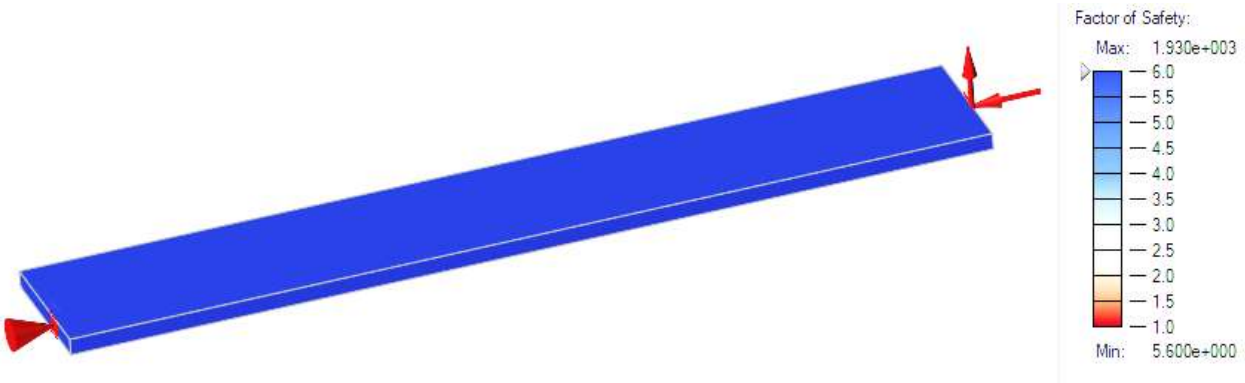
Şekil 5, esnek davranış gösteren 5 numaralı uzvun şekil değiştirmeye karşı direnç göstermesi sebebiyle bağlı bulunduğu mafsalda meydana gelen reaksiyon kuvvetlerini x doğrultusunda 1,2 kat, y doğrultusunda ise yaklaşık 2,5 kat arttırdığını göstermektedir. Bu nedenle, esnek mekanizma için mafsal yataklarında daha erken hasar meydana gelmesi muhtemeldir. Yatak kuvvetlerinde en fazla artışın G mafsalında oluşmakla birlikte, benzer artışların A ve F yataklarında da olduğu görülmüştür.



Şekil 5.

G mafsalına etki eden düzlemsel reaksiyon kuvvetleri

Esnek mekanizmalarda dikkat edilmesi gereken en önemli hususlardan birisi de, esnek bağlantıların yorulma dayanımıdır. Oluşturulan model yardımıyla, esnek elemanlara gelen maksimum kuvvet uzuv doğrultusunda 3.5 N ve uzuva dik doğrultuda ise 7.7 N olduğu görülmüştür. Bu kuvvetlerin etkisi de yapılan yapısal analiz sonucunda, polipropilen malzemeye sahip esnek uzvun 5.6 kat emniyetle çalışabildiği görülmektedir. Ayrıca bu kuvvetler etkisi altında, uzvun yorulma analizinin yapılması ve testlerle doğrulanması önerilmektedir.



Şekil 6.

5 numaralı esnek uzvun yapısal analizi

4. SONUÇLAR

Çalışma kapsamında, çift silecekli araç ön cam mekanizmasının kısmi esnek bağlantılı eşleniğinin dinamik performansı incelenmiştir. Eşlenik kısmi esnek mekanizma sayesinde, 5 uzuvlu ve 7 mafsallı rijit uzuvlu mekanizmanın uzuv sayısı 2'ye, mafsal sayısı ise 4'e düşürülmüştür. Bu sayede, mekanizmanın parça sayısı, montaj süresi, bakım ihtiyacı ve mafsallarda meydana gelebilecek titreşim problemleri azaltılmış olmaktadır.

Çalışmada, esnek mekanizmanın dinamik performansının eşleniği olan geleneksel rijit uzuvlu mekanizma ile kıyaslanabilmesi için teorik model oluşturulmuştur. Bu modelde, rijit uzuvlu mekanizmanın hareket denklemi Euler-Newton hareket denklemleri ile elde edilmiştir. Esnek mekanizmanın modelinde ise iki yöntem incelenmiştir. Modellenmesi nispeten daha kolay olan eşlenik rijit cisim modelinde, esnek bağlantıların şekil değiştirme direngenlikleri doğrusal burulma yayları ile tanımlanmıştır. İkinci yöntem olan ayrık modelde ise, esnek bağlantıların eğilme ve eksenel uzama modelleri oluşturulmuştur.

Oluşturulan teorik modellerin Runge –Kutta yöntemiyle çözümü neticesinde, eşlenik rijit cisim modelinin sonucu ile ayrık modelinin sonucu arasında yaklaşık %16'ya yakın hata saptanmıştır. Bunun temel sebebi, burulma yaylarının doğrusal modellenmesi sebebiyle 48,86 derecelik eğilme hareketi neticesinde esnek bağlantıların doğrusal olmayan şekil değiştirme direngenlikleridir. Bunun yanında, eşlenik rijit cisim modelinde eksenel uzamanın ihmal edilmesi hatayı arttıran bir başka etkendir. Burulma yaylarının doğrusal olmayan denklemler ile modellenmesiyle bu hata değerinin azaltılabileceği düşünülmektedir.

10 saniyelik çözüm sonucunda, esnek mekanizmanın tahrik uzvunun gücünü yaklaşık %7 arttırdığı görülmüştür. Bu artışın temel sebebinin, esnek elemanların şekil değişimine harcanan gücün sisteme dahil olmasından kaynaklıdır. Ayrıca yaylanma direnci oluşturan esnek bağlantıların, mekanizmanın düzgünsüzlük değerini de arttırması mümkündür. Bunun yanında, esnek mekanizmanın bağlı bulundukları döner mafsallarda meydana gelen reaksiyon kuvvetlerini yaklaşık 2,5 kat arttırdığı görülmüştür. Güç ihtiyacının ve reaksiyon kuvvetlerinin şiddetlerinin azaltılabilmesi için mekanizmanın tasarımında optimizasyon çalışmaları yapılması önerilmektedir.

Çalışmada ayrıca, esnek davranış gösteren uzuvların emniyetli olarak çalıştığı yapılan sonlu elemanlar analizi ile doğrulanmıştır. Uzuvların yaklaşık 5,6 kat emniyetle çalışmasına rağmen, uzuvlarda meydana gelecek yorulma probleminin incelenmesi gerekmektedir. Gelecek çalışmalarda, mekanizmanın üretilecek prototipi ile deneysel olarak yorulma dayanımının incelenmesi amaçlanmaktadır.

5. REFERANSLAR

[1] Çalık B., 2014. Esnek Uzaysal Mekanizmaların Tasarımı ve Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi. Hacettepe Üniversitesi. Fen Bilimleri Enstitüsü. 162s. Ankara

[2] L.L. Howell (2001), Compliant Mechanisms, New Yprk: John WileySons Ltd.

[3] Cao, L., Dolovich, A., and Zhang, W. J.: On understanding of design problem formulation for compliant mechanisms through topology optimization, Mech. Sci., 4, 357–369, https://doi.org/10.5194/ms-4-357-2013, 2013.

[4] Fowler, R. M., Howell, L. L., and Magleby, S. P.: Compliant space mechanisms: a new frontier for compliant mechanisms, Mech. Sci., 2, 205–215, https://doi.org/10.5194/ms-2-205-2011, 2011.

[5] Yu, S.D. and F. Xi. 2003. Free vibration analysis of planar flexible mechanisms. Journal of Mechanical Design 125(4):764-772.

[6] Howell, L. L., Mitha, A. 1994. A Method for the Design of Compliant Mechanisms With Small-Length Flexural Pivot. Journal of Mechanical Design. 116(1): 280-290 (11 pages) DOI: 10.1115/1.2919359.

[7] J.P. Khatait, S. Mukherjee , B. Seth. 2006. Compliant design for flapping mechanism: A Minimum torque approach. Mechanism and Machine Theory. Volume 41 Issue 1. Pages 3-16. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2005.06.002

[8] Nelson T.G., Avila A., Howell L.L., Herder J.L., Machekposhti D.F. 2019. Origami- inspired Sacrificial - Joints for Folding Compliant Mechanisms. Mechanism and Machine Theory. Volume 140. 194-210. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.05.023

[9] Erkaya Ş., Uzmay İ. 2014. Modeling and Simulation of Joint Celarance Effects on Mechanisms Having Rigid and Flexible Links. Journal of Mechaniscal Science and Technology. 28 (8) 2979-2986. DOI: 10.1007/s12206-014-0705-2

[10] Erkaya Ş., Ulus Ş., Doğan S. 2015. Klasik ve Esnek Bağlantılı Mekanizmalarda Eklem Boşluğu Etkisinin Nümerik ve Deneysel İncelenmesi. Selçuk Universitesi. Fen Bilimleri Enstitüsü. 342s.

[11] Yue -Qing Y., Zhang N. 2019. Dynamic Modeling and Performance of Compliant Mechanisms -with Inflection Beams. Mechanism and Machine Theory. Volume 135. 455-475. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.01.010

[12] Ding Y., Lai Lei-Jie. 2019. Static and Dynamic Analysis of Flexure based Compliant Mechanism by Matrix Displacement Method. 2019 IEEE 5th International Conference on Mechatronics System and Robots (ICMSR). DOI: 10.1109/ICMSR.2019.8835474.

[13] Alexandru C., Pozna C. 2009. Dynamic Modeling and Control of the Windshield Wiper Mechanisms. WSEAS Transactıons On Systems. Issue 7, Volume 8.

[14] S. Goto, H.Takahashi, T.Oya, 2001. Clarification of the mechanism of wiper blade rubber squeal noise generation, JSAE Rev. 22 57–62.

[15] S. Miller, T. Soares, Y. Van Weddingen, and J. Wendlandt. Modeling Flexible Bodies with Simscape Multibody Software: An Overview of Two Methods for Capturing the Effects of Small Elastic Deformations. Mathworks Technical Paper.

[16] Karakuş R., Tanık E. 2018. Novel compliant wiper mechanism. Mechanical Science. 9,327-336. DOI: 10.5194/ms-9-327-2018

ELEKTRİKLİ ARAÇLAR İÇİN DEĞİŞKEN MANYETİK ALANLI TEKERLEK İÇİ ELEKTRİK MOTORU MİMARİSİ İLE SÜREKLİ DEĞİŞKEN GÜÇ AKTARMA ORGANINA SAHİP MİMARİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

Mert Ali ÖZEL[1], Ahmet YILDIZ[2,3], Osman KOPMAZ[1]

[1,]Bursa Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği, Bursa, Türkiye
[2,]Bursa Uludağ Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği, Bursa, Türkiye
[3] Correponding Author: Ahmet YILDIZ, ahmetyildiz@uludag.edu.tr

ÖZET

Bu çalışma kapsamında, değişken manyetik alan DMA özelliğine sahip tekerlek içi elektrik motoru mimarisi ile sürekli değişken güç aktarma organına SDA (CVT) sahip araç şasesi içerisine konumlandırılan elektrik motoru mimarisinin WLTC sınıf 2 sürüş çevrimi ile enerji tüketim değerleri kıyaslanmıştır. Sürekli değişken güç aktarma organı, motorun çalışma noktalarını sahip olduğu yüksek verimli bölgelerde çalışacak şekilde kontrol ederek enerji tüketimini azaltmayı hedeflemektedir. Değişken manyetik alanlı elektrik motoru mimarisi ise, operasyonel çalışma noktalarını kontrol etmek yerine, motorun verim haritasını kontrol ederek talep edilen tork ve açısal hız değerinin yüksek verimli bölgede karşılanmasını sağlamaktadır. Matematik modelin çıktıları neticesinde DMA mimarisinin, SDA sisteminin 2. vites profiline göre yaklaşık %3 daha az ve 1. vites profiline göre yaklaşık %1.6 daha fazla enerji tükettiği görülmüştür. Bu çalışma, gelecekte yapılacak optimizasyon ve deneysel çalışmalara temel olacağı düşünülmektedir.

Anahtar kelimeler: Tekerlek içi elektrik motoru, Sürekli değişken aktarma, Enerji tüketimi, Değişken manyetik alan.

COMPARISON OF ENERGY CONSUMPTIONS OF VARIABLE MAGNETIC FIELD IN-WHEEL ELECTRIC MOTOR AND CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION ARCHITECTURE FOR ELECTRIC VEHICLES

ABSTRACT

In the current study, energy consumptions of two different vehicle architectures were compared; one is the continuously variable transmission (CVT) system and the other one is the variable magnetic field (VMF) in-wheel electric motor. The continuously variable powertrain aims to reduce energy consumption by controlling the operating points of electric motors to operate in high-efficiency areas. On the other hand, VMF in-wheel electric motor architecture ensures that the demanded torque and angular speed values are operated in the high-efficiency region by controlling the efficiency map of the motor. It has been observed that the energy consumption of the VMF in-wheel layout is consumed less than 2nd shifting profile of the CVT architecture approximately 3% but it is consumed more than 1st shifting profile of the CVT almost 1.6%. This study is thought to be the basis for future optimization and experimental studies.

Keywords: In-wheel electric motor, Continuously variable powertrain, Energy consumption, Variable magnetic field.

1. GİRİŞ

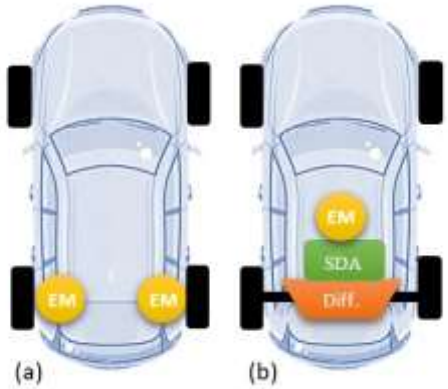
İçten yanmalı araçlardan elektrikli araçlara geçişin hızla arttığı günümüzde, yüksek enerji verimliliği sağlayan araç mimarilerinin tasarımı giderek daha önemli hale gelmiştir. Farklı araç mimarileri ve araç performansı üzerinden elde edilecek enerji tüketimi değerleri, aracın matematik modelleri yardımıyla farklı koşullar altında optimize edilmeye çalışılmaktadır. Bataryalı elektrikli araçlar, hibrit elektrikli araçlar ve hidrojen yakıt hücreli elektrikli araçlar çevreye olumlu etkileri nedeniyle sıfır emisyonlu sürüş için ana çözümler olarak nitelendirilmektedirler. Özellikle, bataryalı elektrikli araçlara kıyasla şarj dolum hızı daha yüksek olması nedeniyle hidrojen enerjili araçların yaygınlaşması artmıştır, [1-6]. Bu avantajının yanında, hidrojen enerjili araçların toplam maliyeti ve hidrojen yakıtının üretim maliyeti nispeten yüksektir, [7-9]. Ancak konu ile ilgili olarak yapılan birçok araştırma neticesinde, hidrojen enerjili araçların ana bileşenlerinin maliyetinin düşürülmesi ve güneş, rüzgar vb. yenilenebilir enerji sektörlerinin hidrojen yakıtı üretimine yaptığı yatırımlar sayesinde, hidrojen yakıtının toplam maliyetinin gelecek yıllarda düşeceği tahmin edilmektedir, [10-12]. Bu olumlu gelişmelere rağmen, hidrojen enerjili araçların genel verimliliği bataryalı elektrikli araçlara göre daha düşüktür. Bu nedenle enerji verimliliği, hidrojen enerjili araçlar için hayati bir durumdur. Literatürde

karşılaşılan farklı tipteki güç aktarma mimarileri, elektrik motoru özelliklerinde değişiklik yapma imkanı sunmaktadır. Bu imkanın sağladığı en önemli esneklik ise elektrik motorunun rotor ve stator geometrisinin boyutunun küçültülmesidir. Bu nedenle, daha verimli, daha hafif, daha ucuz ve düşük hacimli elektrik motoru tasarlamak mümkündür. Son zamanlarda, farklı araç mimarilerinin enerji tüketimi değerlerinin karşılaştırılması hakkında farklı araştırmalar bulunmaktadır, [13,14]. Bottiglione ve ark. [13], tek aşamalı (1G) ve iki aşamalı (2G) dişli sistemleri, yarı ve tam toroidal sürekli değişken şanzımanları (SDA'lar) ve iki farklı sonsuz değişken şanzımanı (IVT'ler) karşılaştırmak için bir elektrikli aracın enerji tüketim modelini incelemişlerdir. Elektrikli motorların enerji verimliliklerini ve elektrikli araçlar için altı farklı şanzıman türünün performansını hesaplamayı başarmışlardır. Sluis ve ark. [14], tek döngü setli SDA kayışının tek kademeli, çift kademeli otomatik ve çift kaademeli çift kavramalı şanzımana kıyasla avantajlarını, ebatları küçültülmüş (downsized) elektrik motoruna göre enerji tüketimi, maliyet ve performansa dayalı olarak incelemiştirler. SDA sistemleri sonsuz çevrim oranına sahip olması hasabiyle, motordan talep edilen çalışma noktalarını yüksek verimli bölgelere taşıyabilmektedirler, [15,16,17]. Yaygın olarak tercih edilen zincir (kayış) tipi SDA, toroidal SDA sistemine göre daha hafif ve düşük maliyetli olması sebebiyle otomotivde tercih edilmektedir, [18,19,20]. Bir diğer mimari olan tekerlek grubu içerisine taşınan elektrik motoru, gerekli performansı sağlaması durumunda aktarma organına gereksinim duymamaktadır. Bu özellik sayesinde, aktarma organının sahip olduğu ağırlık ve aktarma organlarında meydana gelen enerji kayıpları ortadan kalkmaktadır. Dört tekerden (4x4) çekişe sahip elektrikli araçlarda, tekerlek içi elektrik motorlarının birbirinden bağımsız olması hasabiyle, araç stabilite, araç çekiş kontrolü ve sürüş dinamiğinde iyileşmeler gözlemlenmektedir, [21]. Bu avantajlarının yanında, elektrik motorunun tekerlek grubunun kütlesini arttırması sebebiyle yaysız kütledeki artış sürüş konforunu olumsuz etkilemektedir. Tekerlek grubundaki artış, askı sistemindeki elemanlarının yorulma dayanımlarını da düşürmektedir, [22]. Yıldız ve Özel [23], tekerlek içi mimarisi ve sürekli değişken güç aktarma organı mimarilerini de içeren altı farklı hidrojen enerjili elektrikli araç mimarisinin enerji tüketim ve geri kazanım değerlerini karşılaştırmışlardır. İncelenen bu çalışmada, özellikle tekerlek içi elektrik motor mimarisi sayesinde aracın stabilite kontrolünün rejeneratif frenleme ile yapılmasıyla aracın enerji geri kazanım/tüketim oranın iyileştirildiği görülmüştür.

Bu çalışma kapsamında, referans alınan çalışmada [23] incelenmeyen değişken manyetik alan özelliğine sahip tekerlek içi elektrik motoruna sahip mimarinin enerji tüketim değerleri incelenecektir. Değişken manyetik alanlı elektrik motoru mimarisinin, sürekli değişken aktarma mimarisi gibi operasyonel çalışma noktalarını kontrol etmek yerine, motorun verim haritasını kontrol ederek talep edilen tork ve açısal hız değerinin yüksek verimli bölgede karşılanmasını sağlamaktadır. Matematik modelin çözümü sonucunda, her iki mimarinin enerji tüketim değerleri yakın çıkmakla birlikte, farklı tipte vites profilleriyle ve optimizasyon çalışmalarıyla her iki mimarininde enerji tüketim değerlerinin iyileştirebileceği görülmüştür.

2. TEORİK MODEL

Bu bölümde, geliştirilen simülasyon modelinin detayları sunulmuştur. Şekil 1'de gösterilen değişken manyetik alanlı (DMA) tekerlek içi motor mimarisi ve sürekli değişken aktarma (SDA) şase içi motor mimarilerine bağlı olarak matematik formülasyonlar geliştirilmiştir. Model; sürüş çevrimlerini, taşıt hareket denklemlerini, güç aktarma organı modeli, elektrik motorları modelleri, verim haritaları modelleri ile yakıt pili modellerini içermektedir.



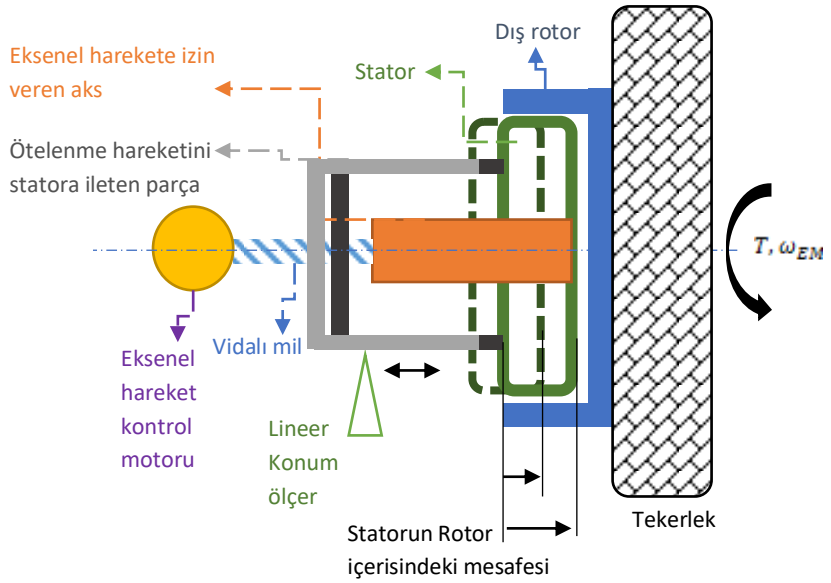
Şekil 1.

(a) DMA Tekerlek İçi Mimari (b) SDA Şase İçi Motor Mimarisi

Her iki mimari için kullanılacak taşıt direnç kuvveti F_d Denklem 1'de paylaşılmıştır.

$$F_d = m_t \frac{dv}{dt} + \rho c_d A_f \frac{v^2}{2} + m_t g \sin(\beta) + m_t g(f_0 + f_1 v^2) \quad (1)$$

Burada, m_t araç toplam kütlesi, v araç hızı, ρ hava yoğunluğu, g yerçekimi ivmesi, β yol eğimi ve diğer değerler Tablo 1'de paylaşılmıştır. Şekil 2'de detay üst görünümü paylaşılan tekerlek içi motor mimarisi için motordan talep edilen açısal hız ω_{EM} ve tork T değerleri Denklem 2'de sunulmuştur.



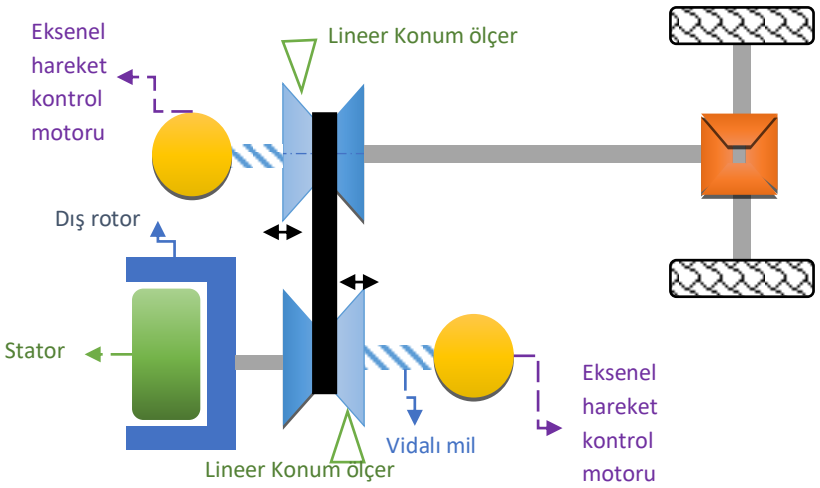
$$\omega_{EM} = \frac{v}{R_t}$$
$$T = \frac{F_d R_t}{2} \quad (2)$$

Şekil 2. DMA Tekerlek İçi Motor Mimari Detay Üst Görünümü

Denklem 3'de görüldüğü üzere, SDA mimarisinde diferansiyel ve SDA çevrim oranlarına bağlı olarak motordan talep edilen açısal hız ve tork değerleri değişkenlik göstermektedir.

$$\omega_{EM} = \tau_{SDA} \tau_{dif} \frac{v}{R_t}$$
$$T = \frac{F_d R_t}{\tau_{SDA} \tau_{dif}} \quad (3)$$

Şekil 3'de SDA sisteminin detay üst görünümü paylaşılmıştır. SDA sistemin iki serbestlik dereceli olması, DMA sistemine kıyasla maliyetlerinin arttırılması ve vites kontrollerini nispeten zorlaştırmaktadır. Bu sebeple, DMA sisteminin mimarisi nispeten daha basittir.



Şekil 3. SDA Şase İçi Motor Mimari Detay Üst Görünümü

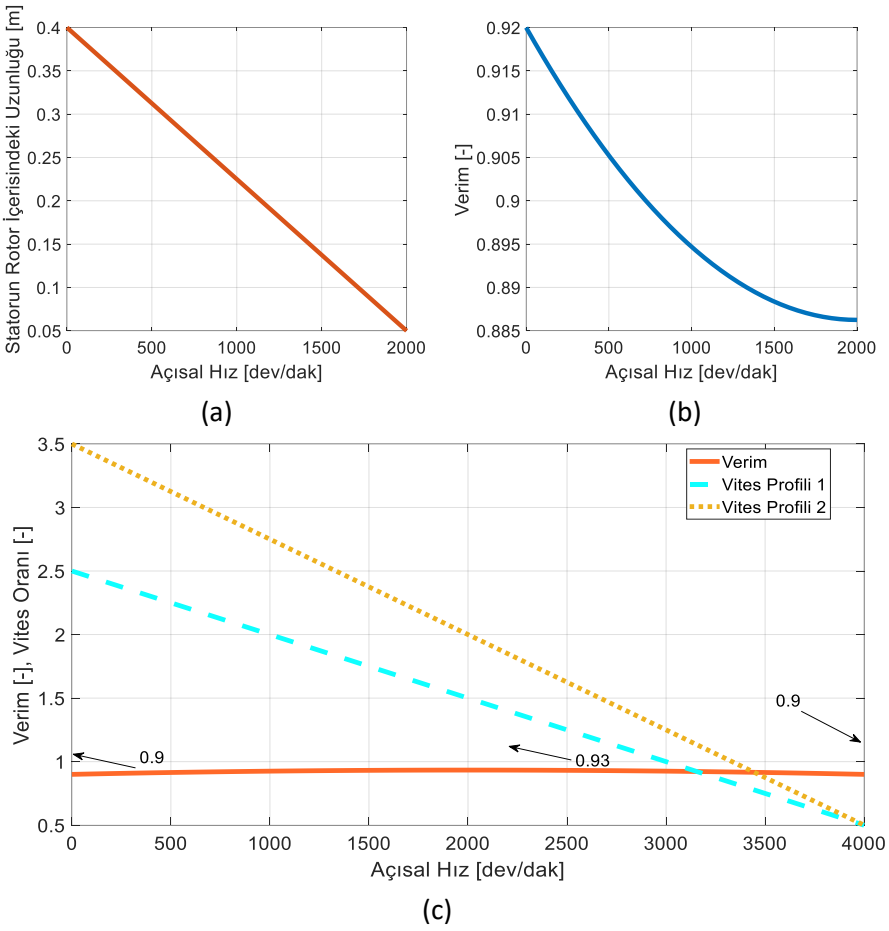
Taşıt hareket denklemleri yardımıyla her iki mimari için hesaplanan açısal hız ve tork değerleri motorun özelliklerine bağlı olarak ilgili verim μ_m değerinde karşılanmaktadır. Denklem 4, motorun özellikleri ile açısal hız ve tork değerlerine bağlı olarak motor verim değerini μ_m hesaplamaktadır. Her iki mimari için fırçasız DC motor tercih edilmiş olup karakteristik değerleri 36 kutup 27 slot motor mimarisi üzerine hesaplanmıştır.

$$\mu_m = \% \frac{T\omega_{EM}}{T\omega_{EM} + P_0 + k_e T^2 + k_w \omega_{EM}{}^2} 100 \tag{4}$$

Güç aktarma sistemine bağlı olarak her iki mimari için motor tarafından talep edilen akım değerler Denklem 5'te sunulan eşitlikler yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$I = \frac{T\omega_{EM}}{\mu_m \mu_{dma} V_{yp}} \quad ,DMA$$
$$I = \frac{T\omega_{EM}}{\mu_m \mu_{SDA} \mu_{diff} V_{yp}} \quad ,SDA \tag{5}$$

DMA sisteminin vites profili ve verimi μ_{dma} ile SDA sisteminin çevrim oranı τ_{SDA} değerleri ve μ_{SDA} verim değerleri Şekil 4'de paylaşılmıştır.



Şekil 4. (a) DMA için statorun konum değişimi (b) DMA için verim grafiği (c) SDA vites profilleri ve verim grafiği

Çalışma kapsamında, hidrojen yakıt piline sahip elektrikli araç modeli üzerinden hareket edilmiştir. Yakıt pili gerilimi V_{yp} değerinin hesabında Denklem 6'da görüldüğü üzere, Nernst geriliminin V_{Nernst} aktivasyon gerilimi V_{akt}, konsantrasyon gerilimi V_{kon} ve omik gerilimin V_{ohm} farkı olarak hesaplanabilmektedir. Burada, N yakıt pilinin hücre sayısıdır ve 255 adettir. Bu değerlerin hesabında referans alınan [23] çalışmadaki model kullanılmıştır. Hidrojen yakıt tüketimi HC hesabı için Denklem 7 kullanılacaktır.

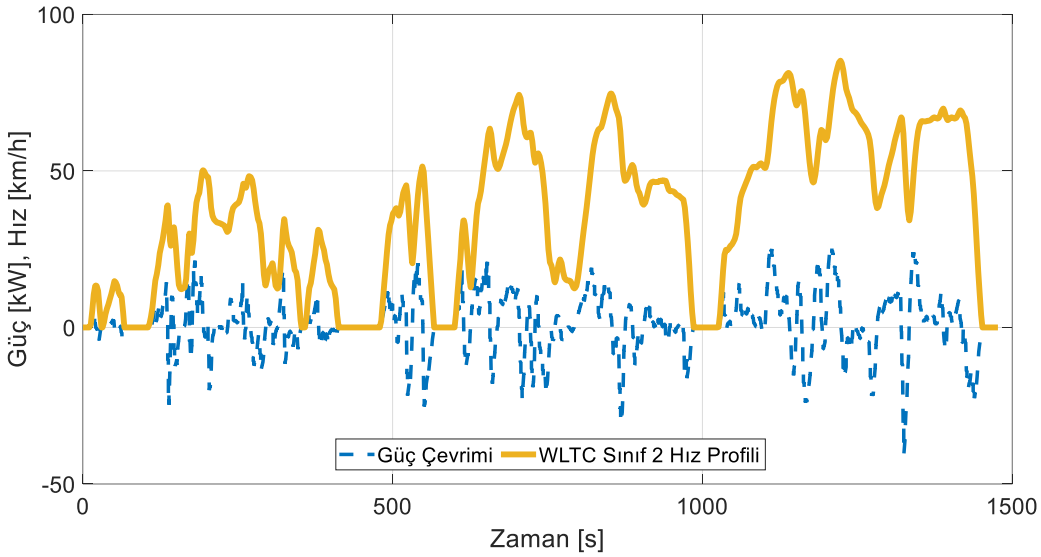
$$V_{yp} = [V_{Nernst} - V_{akt} - V_{kon} - V_{ohm}]N \tag{6}$$

$$HC = k_{yp} V_{yp} I \tag{7}$$

Tablo 1. Araç Özellikleri

Sürüklenme katsayısı	c_d	0.32 [-]	Lastik yarıçapı	R_t	0.325 m
Ön yüzey alanı	A_f	1.4 [m^2]	Taşıt Kütlesi	m_t	2300 kg
Sürüklenme direnci katsayısı	f_0	0.015 [-]	Sürüklenme direnci katsayısı	f_1	0.0067 [-]
Yakıt pili yakıt tüketim katsayısı	k_{yp}	0.01	Diferansiyel çevrim oranı	τ_{dif}	1:4 [-]

İki farklı araç mimarilerin enerji tüketim performansları WLTC sürüş çevrimine göre hesaplanacaktır. Üç farklı sınıfı bulunan sürüş çevriminde, araç ağırlığı dikkate alındığında WLTC Sınıf 2 hız profili kullanılacaktır. 1477 saniye simülasyon süresi ve 14,664 km mesafelik güzergahta elektrikli araç maksimum 85.2 km/h hızla hareket edecektir. WLTC hız ve güç profilleri Şekil 5'te paylaşılmıştır.

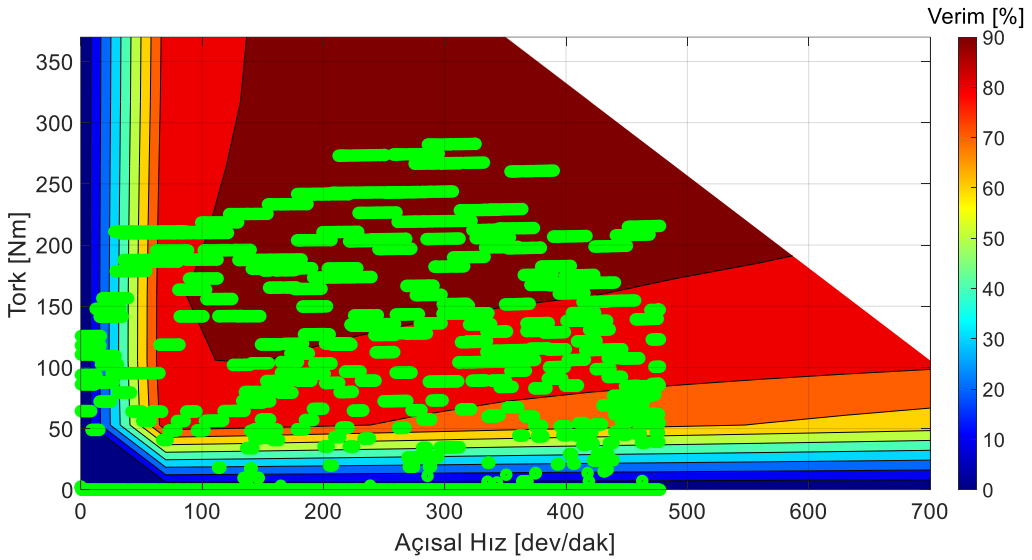


Şekil 5. WLTC sürüş çevrimi

Oluşturulan model, çalışma kapsamında dikkate alınan iki farklı mimarinin enerji tüketim değerlerinin hesaplanmasında ve aynı zamanda çalışma noktalarının verim haritası üzerindeki dağılımının incelenmesinde kullanılacaktır. Seçilen vites profilleri, motorun açısal hızına bağlı oransal değişmektedir ve PID tabanlı bir kontrole sahiptir. Oluşturulan kontrol modeli 0,02 saniye cevap hızına ve maksimum 0.05 hataya sahiptir.

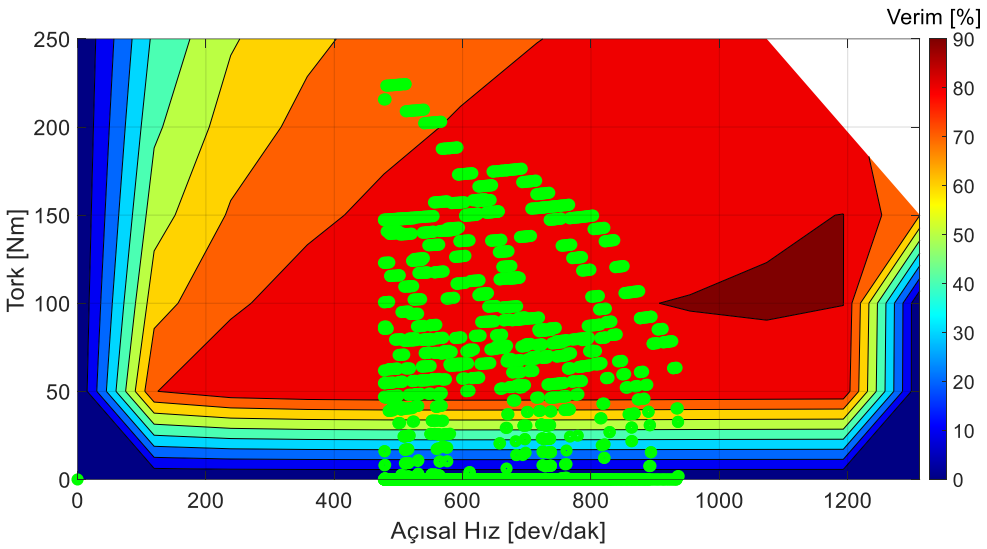
3. ARAŞTIRMA SONUÇLARI

Bu çalışma kapsamında, değişken manyetik alan özelliğine sahip tekerlek içi motor mimarisi ve şase içerisine yerleştirilen ve sürekli değişken güç aktarma ünitesine sahip hidrojen enerjili elektrikli araçların enerji tüketim modelleri gerçekleştirilmiştir. Değişken manyetik alanlı tekerlek içi elektrik motorunda, stator konumunun değiştirilmesi suretiyle verim haritasında değişikliklere neden olmaktadır. Statorun konumu, motordan talep edilen açısal hıza göre kontrol edildiğinde talep edilen tork ve açısal hız değerini olabilecek en verimli noktada karşılaması sağlanabilmektedir. Statorun rotor içerisindeki kalan uzunluğu 0.05 metre ila 0.4 metre arasında vidalı milin imkan verdiği tüm değerlerde olabilmektedir. Bu sayede, sürekli değişken bir verim haritası elde edilebilmektedir. DMA sisteminin sonuçlarının kolay incelenebilmesi için, statorun sadece iki farklı konumunun sonuçları paylaşılacaktır. Şekil 6'da, statorun 0.4 metre pozisyonundaki verim haritası ve çalışma noktaları sunulmuştur.



Şekil 6. DMA tekerlek içi elektrik motorunun statorun 0.4 m pozisyonundaki verim haritası ve çalışma noktaları

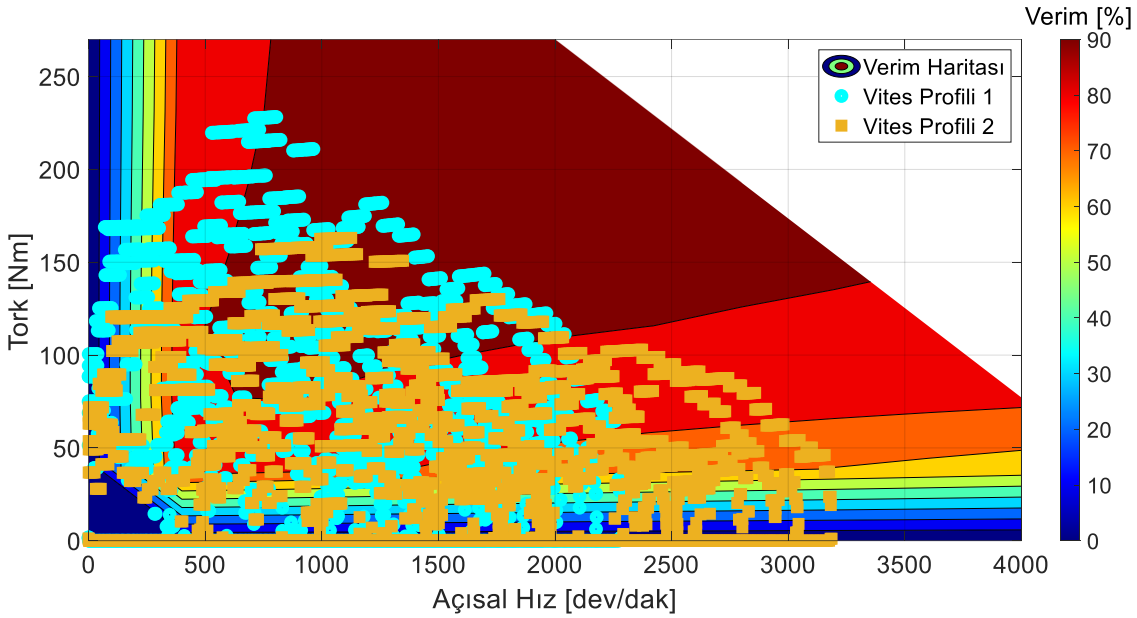
Şekil 6'da sunulan tekerlek içi motorun başlangıç konumunda (0.4 metre) sahip olduğu verim haritasında görüldüğü üzere, motorun maksimum açısal hızı yaklaşık 700 dev/dak'dır. WLTC sürüş çevriminden hareketle, tekerlek içi elektrik motorunun en fazla yaklaşık 960 dev/dak hız değerine ulaşması gerekmektedir. DMA özelliği sayesinde, statorun rotor içerisindeki uzunluğunun azaltılmasıyla motorun zıt elektromotor gerilimi değeri düşmekte ve neticede motorun açısal hızı artmaktadır. Bunun yanında, statorun rotor içerisindeki uzunluğunun azalmasıyla motorun maksimum tork değeri ise azalmaktadır. Sürüş profiline bağlı olarak bu özellik kullanılabilir hale gelmektedir. Şekil 7'de görüldüğü üzere, motorun açısal hızı yaklaşık 480 dev/dak olduğunda, stator konumu 0.32 metre değerine getirilmektedir. Bu nedenle, motorun açısal hız değeri artarken, motorun tork değerinin azaldığı görülmektedir. En önemlisi, sürüş çevrimine bağlı olarak motordan talep edilen çalışma noktaların çoğunlukla yüksek verimli bölgede karşılanması sağlanabilmektedir. Bu sayede, DMA özelliğine sahip tekerlek içi elektrik motoru mimarisinin enerji tüketim değeri azaltılabilmektedir.



Şekil 7. DMA tekerlek içi elektrik motorunun statorun 0.32 m pozisyonundaki verim haritası ve çalışma noktaları

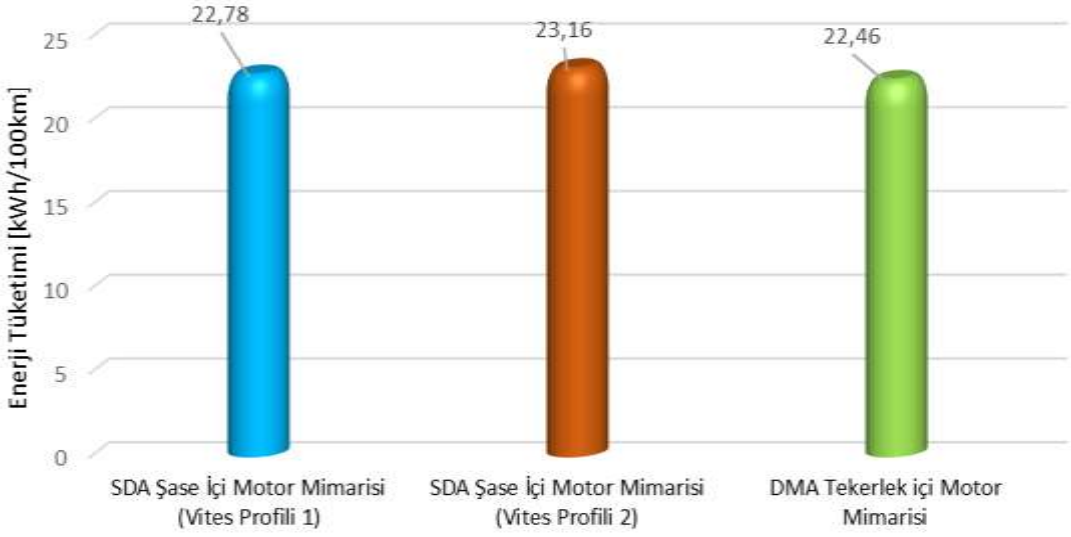
SDA sistemi motordan talep edilen açısal hız ve tork değerlerini yüksek verimli bölgelerde karşılaması için DMA sistemine göre farklı bir ilke uygulamaktadır. SDA sistemi, DMA mimari gibi motorun verim haritasını değiştirmek

yerine çevrim oranını değiştirerek tork ve açısal hızdan oluşan çalışma noktalarını verimli noktalara taşımaktadır. Çevrim oranın uygun bir şekilde değiştirilmesi için literatürde farklı optimizasyon ve kontrol algoritmaları kullanılmıştır. Bu çalışmada, açısal hıza bağlı olarak çevrim oranının değişimini kontrol eden iki adet doğrusal vites profili tercih edilmiştir. Şekil 8'de bu iki kontrol neticesinde çalışma noktalarının verim haritası üzerinde dağılımı görülmektedir. Buradan görüldüğü üzere, doğrusal modelde eğimin değişmesine bağlı olarak çalışma noktalarının verim haritası üzerindeki dağılımı değiştirilebilmektedir. Aynı değişimi, DMA mimarisinde de görmek mümkündür. Şekil 8'de özellikle 1. vites profilinin daha fazla sayıda yüksek verimli bölgede bulunan çalışma noktasına sahip olduğu görülmektedir. Neticede, ilk profilin motorun enerji tüketimini azaltması muhtemeldir.



Şekil 8. SDA sistemine sahip şase içi elektrik motorunun verim haritası ve çalışma noktaları

Motordan talep edilen çalışma noktalarının yüksek verimli bölgelerde karşılanması için incelenen iki farklı stratejinin enerji tüketim değerleri Şekil 9'da paylaşılmıştır. DMA tekerlek içi motorun SDA sisteminin 2. vites tipine göre %3 daha az, 1. vites oranına göre %1.6 daha fazla enerji tüketmiştir. Bu değer hesaplanırken, DMA sisteminde stator konum kontrolü ve SDA sisteminde kasnakların konum kontrolleri için harcanan enerjiler hesaba katılmamıştır. Bunun yanında, stator konum kontrolü ve SDA sisteminin kasnak konum kontrolü için farklı algoritmalar ve yapılacak optimizasyon çalışmaları neticesinde bu değerlerin iyileştirilebileceği düşünülmektedir.



Şekil 9. İki farklı mimarinin enerji tüketim değerlerinin kıyaslanması

4. TARTIŞMA

Bu çalışma kapsamında, DMA özelliğine sahip tekerlek içi elektrik motoru mimarisi ile SDA sistemine sahip şase içi elektrik motoru mimarisinin enerji tüketimleri karşılaştırılmıştır. Enerji tüketimlerinin hesaplanması için araç tahrik modeli, elektrik motoru verim modeli, güç aktarma sistemi modeli ve yakıt pili modeli oluşturulmuştur. Enerji tüketim değerlerinin hesabında WLTC sınıf 2 sürüş çevrimi kullanılmıştır.

DMA özelliğine sahip mimarinin temel çalışma ilkesi olan statorun rotor içerisindeki konumu değiştirilmesi suretiyle verim haritasının değişimi, elde edilen simülasyon çıktılarında sunulmuştur. DMA özelliği sayesinde, değişken güç aktarma organına gereksinim duyulmadan, motorun çalışma noktaları verimli bölgelerde karşılanabileceği görülmüştür.

SDA sisteminin temel çalışma ilkesi ise, çevrim oranını değiştirmek suretiyle motorun çalışma noktalarını verim haritasındaki yüksek verimli bölgelerde olacak şekilde konumlandırılabilmektedir. DMA sisteminin aksine, motor verim haritasını değiştirmeden çalışma noktalarını mümkün en yüksek verimli bölgelere taşınabilmesine olanak sağlamaktadır.

Matematik modelin çıktıları neticesinde, DMA sisteminin, SDA sisteminin 2. vites profiline göre yaklaşık %3 daha az ve 1. vites profiline göre yaklaşık %1.6 daha fazla enerji tükettiği görülmüştür. Bu değerin hesaplanmasında, stator konum kontrolüne ve SDA sisteminin çevrim oranı kontrolüne harcanan enerjiler dikkate alınmamıştır. Gelecek çalışmalarda, kontrole harcanan enerjinin hesaba katılmasıyla modelin iyileştirilmesi hedeflenmektedir. Aynı zamanda, yapılacak deneysel çalışmalarda, oluşturulan modelin doğrulanması hedeflenmektedir.

Bu çalışmada oluşturulan model, ilgili konu üzerinde yapılacak gelecek çalışmalara referans olacağı düşünülmektedir. Çalışmada, stator konum kontrolü ve SDA sisteminin kasnaklarının konum kontrolünde motorun açısal hızına göre doğrusal bir ilişki içeren algoritma kullanılmıştır. Gelecek çalışmalarda, konum kontrolünde izlenen stratejinin iyileştirilmesiyle her iki sistem için enerji tüketim değerlerinin azaltılacağı öngörülmektedir. Bunun yanında yazarlar, algortima ve sistemin tasarımında yapılacak optimizasyon çalışmalarıyla performanslarının iyileştirileceğini düşünmektedirler.

KAYNAKLAR

[1] Kim I., Kim J., Lee J. Dynamic analysis of well-to-wheel electric and hydrogen vehicles greenhouse gas emissions: Focusing on consumer preferences and power mix changes in South Korea. Applied Energy 2020; 260:114281 https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.114281

[2] Wang Q., Xue M., Lin B., Lei Z., Zhang Z. Well to wheel analysis of energy consumption, greenhouse gas and air pollutants emissions of hydrogen fuel cell vehicle in China. Journal of Cleaner Production 2020; 275:123061 https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.123061

[3] Lathia R., Dobariya K., Patel A. Hydrogen Fuel Cells for Road Vehicles. Journal of Cleaner Production 2017; 141:462 https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2016.09.150

[4] Ahmadi P. Environmental impacts and behavioral drivers of deep decarbonization for transportation through electric vehicles. Journal of Cleaner Production 2019;225: 1209-1219 https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.03.334

[5] Xiong H., Liu H., Zhang R., Yu L., Zong Z., Zhang M., Li Z. An energy matching method for battery electric vehicle and hydrogen fuel cell vehicle based on source energy consumption rate. Journal of Hydrogen Energy 2019; 44-56:29733-29742. https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.02.169

[6] Bartolozzi I., Rizzi F., Frey M. Comparison between hydrogen and electric vehicles by life cycle assessment: A case study in Tuscany, Italy. Applied Energy 2013; 101: 103-111. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.03.021

[7] Grüger F., Dylewski L., Robinius M., Stolten D. Carsharing with fuel cell vehicles: Sizing hydrogen refueling stations based on refueling behavior. Applied Energy 2018; 228:1540-1549. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.07.014

[8] Wen C., Rogie B., Kaern M.R., Rothuizen E. A first study of the potential of integrating an ejector in hydrogen fuelling stations for fuelling high pressure hydrogen vehicles. Applied Energy 2020; 260:113958 https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113958

[9] Cao S., Alanne K. The techno-economic analysis of a hybrid zero-emission building system integrated with a commercial-scale zero-emission hydrogen vehicle. Applied Energy 2018; 211:639-661 https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.11.079

[10] Nagasawa K., Davidson F.T., Lloyd A.C: Webber M.E. Impacts of renewable hydrogen production from wind energy in electricity markets on potential hydrogen demand for light-duty vehicles. Applied Energy 2019; 235:1001-1016. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.10.067

[11] Hoskins A.L., Milican S.L., Czernik C.E., Alshankiti I., Netter J.C., Wendelin T.J., Musgrave C.B., Weimer A.W. Continuous on-sun solar thermochemical hydrogen production via an isothermal redox cycle. Applied Energy 2019; 249:368-376. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.04.169

[12] Mastropasqua L., Pecenati I., Giostri A., Campanari S. Solar hydrogen production: Techno-economic analysis of a parabolic dish-supported high-temperature electrolysis system. Applied Energy 2020; 261: 114392. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.114392

[13] Bottiglione F., De Pinto S., Mantriota G., Sorniotti A. Energy consumption of a battery electric vehicle with infinitely variable transmission. Energies 2014; 7: 8317-8337. doi:10.3390/en7128317

[14] Sluis F., Romers L., Spijk G. Hupkes I. CVT, promising solutions for electrification. SAE International Conference Paper 2019; 01:0359. https://doi.org/10.4271/2019-01-0359

[15] Yildiz, A.; Kopmaz, O.; Cetin, S.T. Dynamic modeling and analysis of a four-bar mechanism coupled with a CVT for obtaining variable input speeds. J. Mech. Sci. Technol. 2015, 29, 1001–1006 doi:10.1007/s12206-015-0214-y.

[16] Yildiz, A.; Piccininni, A.; Bottiglione, F.; Carbone, G. Modeling chain continuously variable transmission for direct implementation in transmission control. Mech. Mach. Theory 2016, 105, 428–440 doi:10.1016/j.mechmachtheory.2016.07.015.

[17] Yildiz, A.; Bottiglione, F.; Carbone, G. An experimental study on the shifting dynamics of the chain CVT. Int. Conf. Adv. Mech. Robot. Eng. 2015, doi:10.15224/978-1-63248-066-8-59.

[18] Yildiz, A.; Kopmaz, O. Control-oriented modelling with experimental verification and design of the appropriate gains of a PI speed ratio controller of chain CVTs. Stroj. Vestn. J. Mech. Eng. 2017, 63, 374–382, doi:10.5545/sv-jme.2016.4184.

[19] Yildiz, A.; Bottiglione, F.; Piccininni, A.; Kopmaz, O.; Carbone, G. Experimental validation of the Carbone–Mangialardi–Mantriota model of continuously variable transmission. Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng. 2018, 232, doi:10.1177/0954407017711320.

[20] Yildiz, A.; Kopmaz, O. Dynamic analysis of a mechanical press equipped with a half-toroidal continuously variable transmission. Int. J. Mater. Product Technol. 2015, 50, 22–36, doi:10.1504/IJMPT.2015.066864.

[21] Jain M., Williamson S.S. Suitability analysis of in-wheel motor direct drives for electric and hybrid electric vehicles. IEEE Electrical Power & Energy Conference (EPEC), 2019; 988: 1 doi: 10.1109/EPEC.2009.5420886

[22] Kulkarni A., Ranjha S.A., Kapoor A. “Fatigue analysis of a suspension for an in-wheel electric vehicle” Engineering Failure Analysis 2016:68; 150-158. https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2016.05.020

[23] Yildiz A., Özel M.A. 2021. A Comparative Study of Energy Consumption and Recovery of Autonomous Fuel-Cell Hydrogen–Electric Vehicles Using Different Powertrains Based on Regenerative Braking and Electronic Stability Control System. Applied Sciences Volume 11 Issue 6 DOI:10.3390/app11062515

HIGH-ORDER NOISE SOURCE LOCALIZATION ON ECCENTRIC TOP COVER OF A DIESEL ENGINE

Ayhan Yağcı[1], Halil Ateş[2], Oğuzhan Çakır[3]

[1,2] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası Anonim Şirketi, Ar-Ge, NVH ve Safety Department, Bursa, Turkey
[3] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası Anonim Şirketi, Ar-Ge, Powertrain Engineering Department, Bursa, Turkey
[1] Corresponding Author: Ayhan Yağcı, ayhan.yagci@tofas.com.tr

ABSTRACT

Noise source localization or source identification is an important phase during the diagnosis activities of an NVH problem. It is basically the detection of an unknown noise source. It can become very cumbersome when the noise comes from a crowded environment containing lots of noise sources. Such efforts may require special tools and/or methods as well as new experiment or test designs because standardized tests do not provide sufficient information for some cases. In this paper, the diagnosis phase of a high-order / high-frequency noise problem arising from the eccentric (camshaft) cover of a diesel engine is summarized. The tests designed and the maneuvers chosen for spotlighting the issue, frequency range determination, noise localization methods and swap analysis activities are explained. It is also stressed how the use of acoustic holography technique supported the diagnosis activities and validates the outcomes from the other NVH analyses as well as the swap studies.

Keywords: Noise source localization, noise source identification, acoustic holography, eccentric camshaft noise, NVH diagnosis, swap analysis

1. INTRODUCTION

Localizing the source of a noise problem is a major concern in NVH area. Since there are lots of noise sources on a vehicle, this may not always be an easy task. Various methods and specialized equipments have been developed to be utilized in noise source localization activities. Some of the noise mapping methods are sound intensity mapping, acoustic holography and beam forming [1]. Acoustic holography is probably the most preferred one among these methods. It is especially useful for the sound source localization issues having mid-to-high frequency content.

2. INVESTIGATION OF THE NOISE

2.1. Characterization of the Noise

In this study, a noise issue having a high-order / high-frequency content emitted from the engine compartment of a diesel internal combustion engine is investigated. The noise is audible from inside the vehicle cabin during acceleration and deceleration maneuvers in low gears. It can also be heard while cruising at constant speed with low rpm.

The characteristic of the noise is a turbo-whoosh-like high frequency sound. In order to find out the frequency range of the noise, two vehicles which were subjectively evaluated as noisy and quiet were arranged. After a preliminary measurement from the driver ear location, the analyses of the data collected pointed out that the noise lies within 2000-3000 Hz interval. Figure 1 shows the difference in the noise levels of the two cars in comparison. In this figure, the color maps in the upper row belong to the quiet car while the ones in the lower row represent the noisy car. The left-hand side pair depicts the data collected during a constant speed drive in first gear. And the right-hand side pair shows the measurement results performed during a constant speed drive in second gear. As seen in the figure, the noisy car has a dirtier content in the color maps between 2000-3000 Hz for both of the maneuvers. Using these data, a listening and filtering study was also executed. By bandstop and bandpass filtering the data between 2-3 kHz and listening the filtered data, the frequency interval of the noise was validated.

2.2. Noise Source Localization Studies

2.2.1. Microphone Array Measurements

To investigate the noise further, the top cover of the engine was removed and a measurement setup having an array of 12 microphones over the engine was prepared. This array consists of four rows and three columns. The microphones were positioned in paralel to the engine block top surface at a height of 5 cm from the top level of the engine (Figure 2).

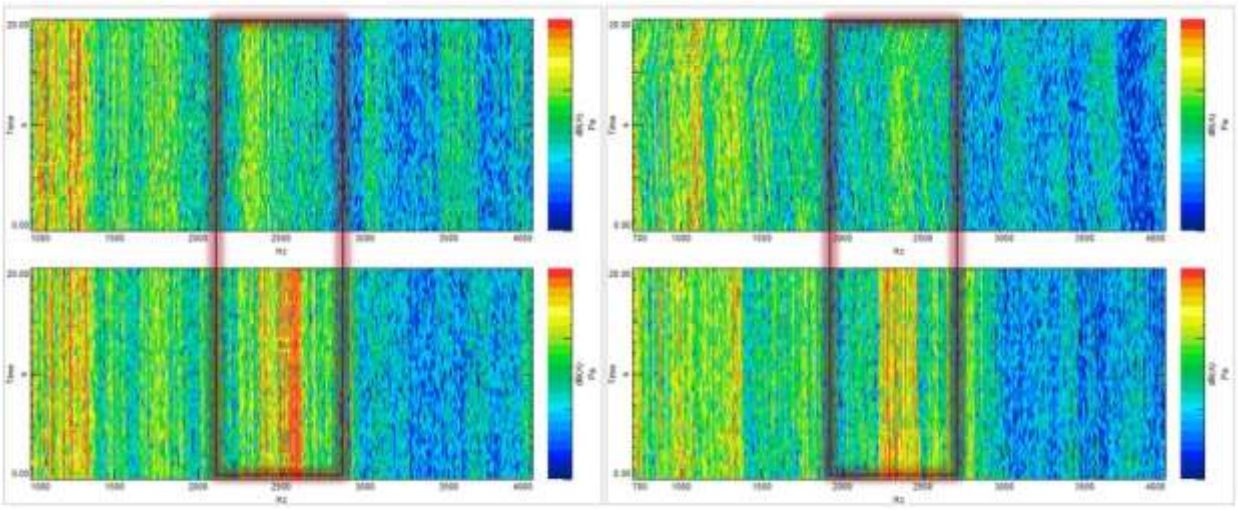


Figure 1. Frequency interval of the noise.



Figure 2. Microphone array

The measurements were carried out on the chassis dynamometer in a semi-anechoic chamber. To constitute a standard for the measurement activities, two maneuvers on the chassis dyno were determined. These maneuvers were cruising at the constant speed of 10 kph (1300 rpm) in first gear and at the constant speed of 18 kph (1250 rpm) in second gear. At the same time, the noise levels inside the cabin at the driver ear positions were also measured. The results of the measurements performed on the two vehicles were compared. The frequency spectrum graphs were plotted after taking the average of the data from left and right ear positions (Figure 3). The graphs in Figure 3 show that the noisy car has more than 3 dB higher noise level than the quiet car in the 2-3 kHz interval for both maneuvers.

The result of the microphone array measurement was mapped by color to provide some visualization (Figure 4). In this map, the red color represents the areas with a sound pressure level of more than 82 dB and at the same time having a difference of more than 4 dB in SPL with respect to the quiet vehicle. The yellow color represents the areas with a sound pressure level of more than 82 dB and at the same time having a difference of less than 4 dB in SPL with respect to quiet vehicle. And the green color represents the areas with a sound pressure level of less than 82 dB and at the same

time having a difference of more than 4 dB in SPL with respect to quiet vehicle. As seen in the map, the center area of the engine with a U-shape painted in red color seemed to be critical regarding the issue.

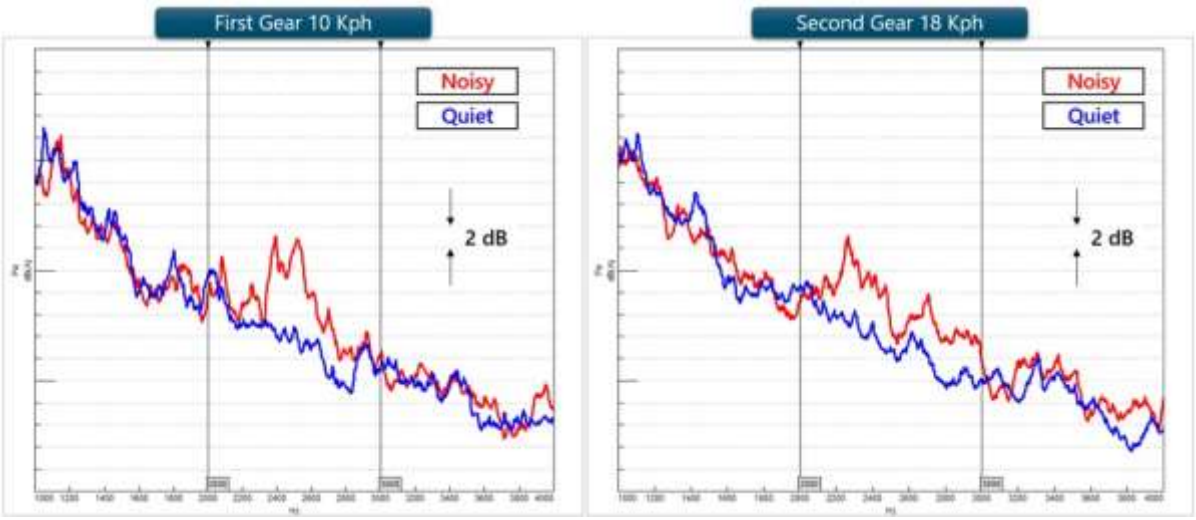


Figure 3. Comparison of the noise levels at driver ears for the noisy and the quiet vehicles

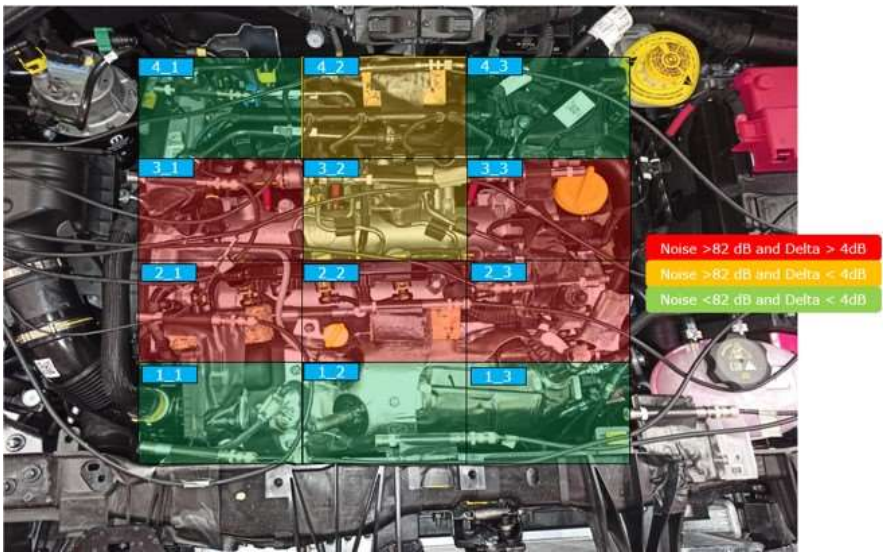


Figure 4. Result of the microphone array measurement

2.2.2. Acoustic Holography Analyses

Since this map is somewhat blurred and does not finely localize the noise source, acoustic holography method was also applied. For this purpose, a special acoustic holography instrument operating on a beamforming method called Head Visor was utilized. It is a powerful tool for visualization of the sound sources. It has an array of 56 microphones arranged in a spiral shape and logarithmic distribution (Figure 5). It has its own data collection hardware and a specialized software [2]. The software has the ability to create holographic images for a selected range of frequency. Also, it provides a tool called 'Virtual Microphone' to specifically show the noise level at a desired spot on the holographic image. Also, with its so-called 'Stepping' function, the primary source can be eliminated from the analysis and this way, the next most important noise source in the absense of the primary source can be spotted.

There are also other types of sound source localization techniques such as mapping by sound intensity [3], or Near-Field Acoustic Holography [4]. But for the case under investigation, only the beamforming method was utilized.



Figure 5. Head Visor acoustic holography instrument

The same maneuvers were repeated for the noisy and the quiet vehicles with the Head Visor. The results of the acoustic holography analyses for the two maneuvers are given in Figure 6 and Figure 7. The same two spots appear as the noise source for both of the maneuvers. The one on the right-hand side with a higher noise level is around at the center of the eccentric top cover (exhaust camshaft) while the one on the left-hand side with a lower noise level points out the eccentric cogwheel of the exhaust camshaft. There is a difference of around 5 dB in the noise levels of these two sources. From these results, it can be concluded that the primary source of the noise is the exhaust camshaft and the secondary one is the exhaust camshaft cogwheel. For the noisy car, the noise levels measured at these points are 6 to 8 dB higher than those of the quiet car. Since the holographic images are 2D planar views, they do not provide information about the depth of the area of interest. This means that the noise sources marked the picture may be beneath the spotted area.

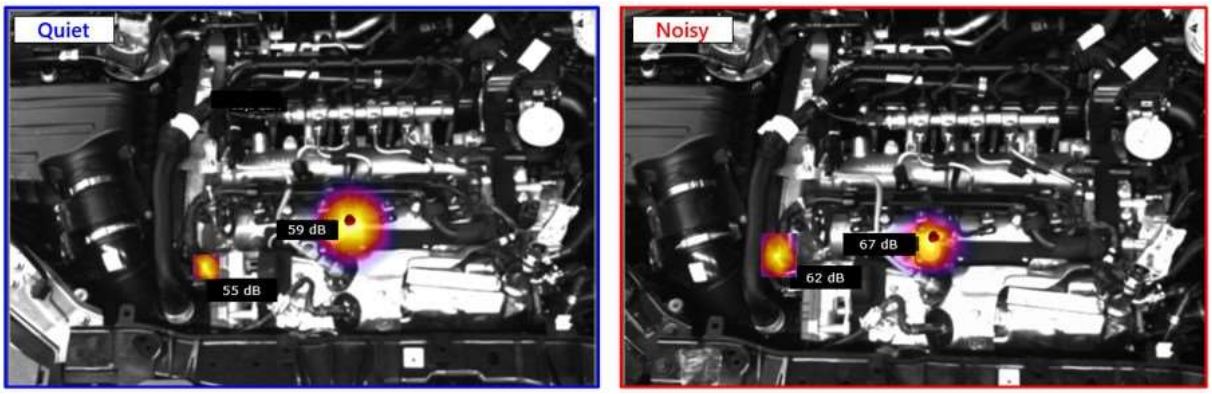


Figure 6. Acoustic holography 2-3 kHz result for the first maneuver (10 kph - 1300 rpm in 1st gear)

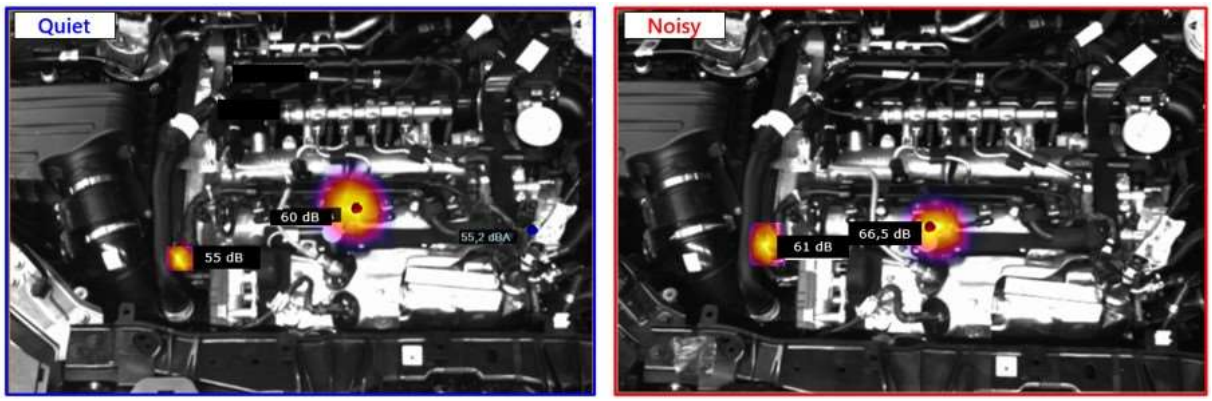


Figure 7. Acoustic holography 2-3 kHz result for the second maneuver (18 kph - 1250 rpm in 2nd gear)

2.3. Non-Stationary Measurements

Since the noise pitch changes with the changing engine speed, to see the situation in non-stationary (transient) conditions, it was also executed acoustic measurements with the same microphone array during run-up/run-down maneuvers in first and second gears with the noisy and the quiet vehicles. Again, these maneuvers were held on chassis dyno. The frequency of the noise was changing with increasing or decreasing engine speed.

The results of the acceleration and deceleration maneuvers in second gear are given in Figure 8. These are the color map graphs plotted from the measurement data of the microphone designated as 3_1 in Figure 2. It can be seen in Figure 8 that the noise follows the 110th order both for run-up and run-down maneuvers. There is a distinct trace line at 110th order for the noisy car. The situation was similar for the first gear maneuvers as well.

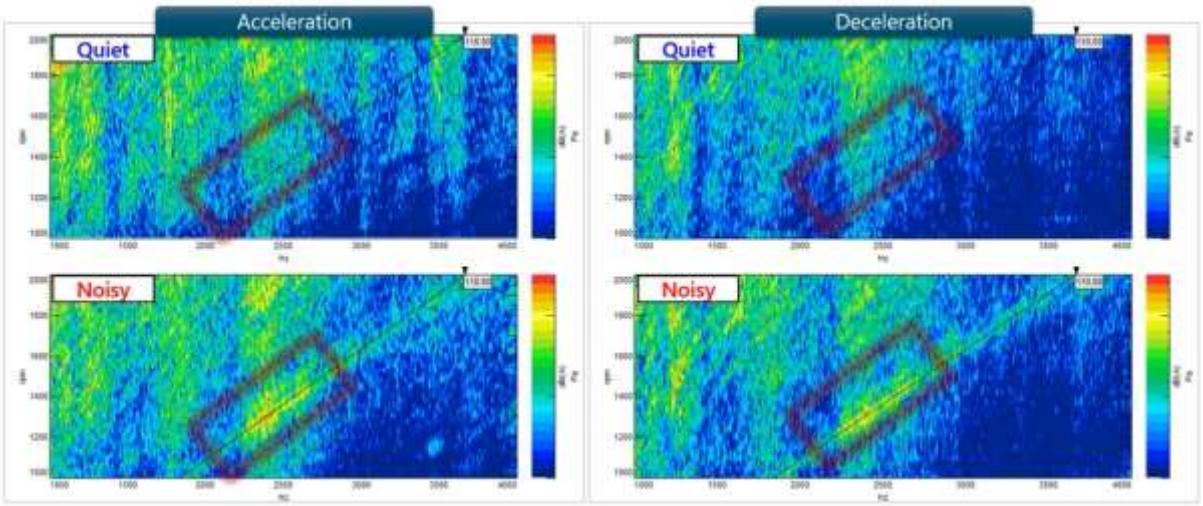


Figure 8. Measurement results in run-up /run-down maneuvers

To obtain additional information and to understand if there exist a modulation between the rotating parts, a vibration measurement setup was organized (Figure 9). In this setup, four accelerometers were attached onto the camshaft casing. Three of them were on the exhaust camshaft side and one accelerometer was on the intake camshaft side. These are tri-axial vibration sensors and vector sum of the vibration data collected from these sensors were analyzed. Again, the measurements were executed on the two vehicles with the same setup and maneuvers on the chassis dyno.



Figure 9. Vibration measurement setup

The result of the vibration measurements pointed out the 110th order again. The highest level of vibration among the measurement points was observed at Point 2. No modulation or no side bands/orders were detected in the analyses. All maneuvers gave the similar results. As an example, the color map graphs for the vibrations measured during the second gear acceleration maneuver are given in Figure 10.

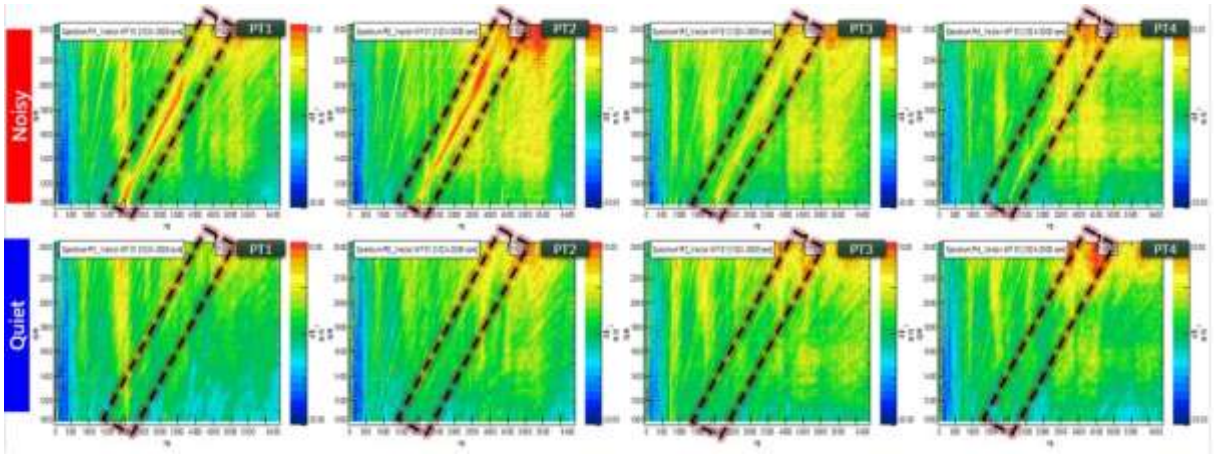


Figure 10. Results of the vibration measurements for the acceleration in second gear

The type of camshaft system of the engine under study is classified as an overhead valve train camshaft system in which each cam or lobe opens the valve directly with a bucket [5]. Since there are two camshafts on this camshaft system, it is named as a dual overhead camshaft system [6]. They are covered by one single housing (top cover). One of the camshafts is responsible for the intake valve timing and the other one manages the timing of exhaust valves. The camshafts are driven by the crankshaft. There is a small-diameter pulley attached to the back of the crankshaft pulley. The timing belt transmits the torque from the crankshaft via this small pulley to the camshaft pulley (cogwheel). The camshaft pulley drives the exhaust camshaft. The intake camshaft is driven by the pair of camshaft gears. This way, the lobes on the camshafts perform the push-pull action of the corresponding valves which is crucial for valve timing to provide synchronization for the famous four-cycle process of an internal combustion engine. The 110th order comes from these rotating powertrain elements.

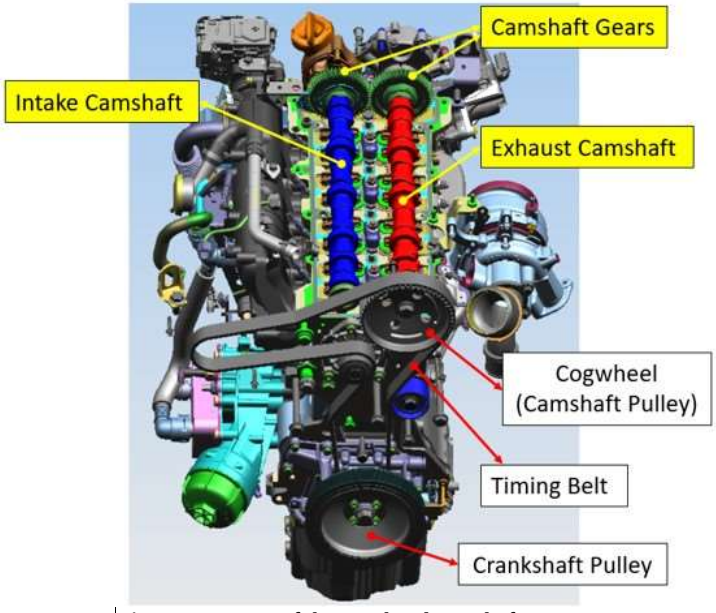


Figure 11. Parts of the overhead camshaft system

2.4. Swap and Trial-Error Analyses with Physical Parts on Vehicles

In parallel with the acoustic measurements, a swap and trial-error analysis plan with physical part replacements on vehicles was executed. First, the V-belt driving the engine accessory parts like the air conditioner compressor was disassembled from the noisy car. The noise continued to exist in this condition. After that, timing belt tension was checked and validated. Next, the vacuum pump and the turbo oil inlet pipe were replaced with new ones on the noisy vehicle. These trials did not change the noise.

Then, parts swapping activities between the noisy and the quiet vehicles were started. Since the characteristic of the noise gave the sense of turbo-noise similarity, first the turbo compressors of the two cars were swapped. After this intervention, the noisy vehicle was still noisy and the quiet vehicle was still quiet.

Next, the complete camshaft assembly with the camshafts and gears was swapped between the two vehicles. With this modification, the noisy car became quiet and the quiet car became noisy. In other words, the noise was carried from the noisy car to the quiet car. In order to validate these results, the same parts were re-swapped to their original conditions. After re-swap, the noise was transferred again to the car which was noisy at the beginning. Also, the originally quiet car became quiet again after the reswap. Hence, the outcome was validated and it was understood that the noise source is inside the complete camshaft assembly.

To investigate further the issue, this time only the housing (cover) of the camshafts assembly was swapped between the two vehicles. With this attempt, the noise did not transferred to the quiet car. So, the housing was acquited.

Next, the camshaft pulleys (cogwheel) driving the camshafts through the timing belt were interchanged between the two cars. This intervention did not change the noise conditions of the noisy and the quiet vehicles.

The next attempt was to swap the camshaft gears between the two vehicles. After this swap trial, again, the noisy vehicle was still noisy and the other one was still quiet. This means the problem does not arise from these gears.

When the exhaust camshafts were swapped between the two vehicles as the next step, the quiet car became noisy and the noisy car became quiet. This indicated that the source of the noise is the exhaust camshaft of the vehicle which had been subjectively evaluated as noisy. The trials and the swap activities were summarized in Table 1.

Table 1. Summary of Swap and Trial-Error Activities with Physical Parts on Vehicles

Swap No	Activity	Noisy Vehicle	Quiet Vehicle
0	Original condition	Noisy	Quiet
0	The V belt was canceled on Noisy Vehicle	Noisy	X
0	Engine timing belt tension checked on Noisy Vehicle	Noisy	X
0	Vacuum pump changed on Noisy Vehicle	Noisy	X
0	Turbo oil intake pipe changed on Noisy Vehicle	Noisy	X
1	Turbo	Noisy	Quiet
2	Complete Camshaft Assembly (cover, camshafts, cogwheel, camshaft gears) was swapped	Quiet	Noisy
3	Complete Camshaft Assembly (cover, camshafts, cogwheel, camshaft gears) was re-swapped	Noisy	Quiet
3.a	Camshaft Housing (Cover)	Noisy	Quiet
3.b	The Cogwheels (Camshaft Pulley) were swapped	Noisy	Quiet
3.c	The camshaft gears were swapped	Noisy	Quiet
3.d	**Exhaust Cam Shafts were swapped**	Quiet	Noisy

3. CONCLUSION

The outcome of all of the analyses indicated that the source of the noise is the exhaust camshaft. Both the intake camshaft and the exhaust camshaft each have eight lobes on them corresponding to the timing valves of the engine. These lobes push the valves and pull back or release them as they rotate synchronously with the crankshaft. This action provides the precious valve opening/closing cycles with a perfect timing which is a key operation principle for an internal combustion engine.

After the detailed examinations and inspections on the camshaft, it was found out that the root cause is a chattering phenomenon on the camshaft lobe surface finish with an order of magnitude of nanometer levels. The chatter phenomenon is a known fact that can create different noise issues [7]. The inspection and examination details on the issue are beyond the scope of this article. However, it is seen from the studies explained that the sound source localization techniques together with the conventional NVH measurements and analyses lead to the right direction and provide valuable information for the solution progress of a noise problem. Knowing that on which point to focus and attack, the right corrective or improving action can be organized more easily.

REFERENCES

[1] Cerrato, G., Goodes, P. (2011) "Practical approaches to solving noise and vibration problems", Sound & Vibration, April 2011, pp.18-22.

[2] URL 1: HEAD VISOR Hardware – Microphone arrays for localizing sound sources using beamforming technology. https://www.head-acoustics.com/products/sound-source-localization/visor-hardware, 20.04.2021.

[3] Yunus, M., Alsoufi, M. S., Hussain, H. I. (2015) "Sound Source Localization and Mapping Using Acoustic Intensity Method for Noise Controlin Automobiles and Machines", International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, July 2015, pp. 6173-6185.

[4] Lanslots, J., Deblauwe, F., Janssens, K. (2010) "Selecting Sound Source Localization Techniques for Industrial Applications", Sound & Vibration, June 2010, pp.6-9.

[5] Halderman, J. D. (2020), Automotive Technology Principles, Diagnosis, and Service, Sixth Edition, Pearson Education, New York, 9998 pages.

[6] Aversa, R., Victoria, R., Petrescu, V., Akash, B., Bucinell, R. B., Corchado, J. M., Apicella, A., Florian, I., Petrescu, T. (2017), "Cam-Gears Forces, Velocities, Powers and Efficiency", American Journal of Engineering and Applied Sciences, Vol.10, No.2, pp. 491-505.

[7] Hanaoka, M., Fukumura, S. (1973), "A Study of Valve Train Noises and a Method of Cam Design to Reduce the Noises", International Automotive Engineering Congress and Exposition, February 1973, pp. 986-996.

INVESTIGATION OF WEATHERING & PERMANENT SET EFFECTS ON ACOUSTICS OF VEHICLE SEALING SYSTEMS

Murat Can Özden[1], Orçun Saf [2], Ali Erkin Kutlu [1]
[1] Standard Profil Otomotiv A.Ş., Global R&D Department, Düzce, Turkey
[2] Standard Profil EGE Otomotiv A.Ş., Global R&D Department, Manisa, Turkey
Corresponding Author: Murat Can Özden, mcozden@standardprofil.com

ABSTRACT

The increase in the search for comfort in vehicles puts pressure on the automotive OEMs and their suppliers to work on these issues. These pressures are the driving force for the development of each element that makes up the vehicle at a level that will increase the interior comfort quality of the vehicle. In addition, the customer expectation is that this comfort continues for a long time. In this study, it includes the analysis of the acoustic performances of the vehicle door sealing elements, which are one of the important elements of the interior cabin comfort, with the weathering & permanent set effect. In line with the study, the acoustic performances of two types of door sealing elements used in passenger cars were examined before and after weathering and permanent set. While the weathering cabinets of the weathering tests and the test conditions suitable for the main industry were determined, the acoustic cabin was used for the acoustic tests by the experimental method. As a result of the interpretation of the experimental test results, it has been observed that the weathering tests have effects on the acoustic performance on the level of frequency and sound transmission loss, but the weathering simulation existing test procedures are not sufficient to observe the effect of aging on acoustic performance. This study is of critical in terms of the importance of reconsidering the acoustic perspective on weathering & permanent set test processes in the sealing systems of the OEM and sub-industry companies' perfectives.

Keywords: Sound transmission loss, vehicle sealing profiles, thermoplastic elastomer, acoustic analysis, weathering

1. INTRODUCTION AND MAIN SECTIONS

Vehicle noise and vibration performance is an important vehicle design validation criterion since it significantly affects the overall image of a vehicle. Noise and vibration degrade the driver's and passengers' comfort and induce stress, fatigue and feelings of insecurity. Modern vehicle development requires noise and vibration refinement to deliver the proper level of customer satisfaction and acceptance. It is common for a customer's perception of vehicle quality to relate closely to the noise and vibration characteristics of the vehicle. Globalization combined with increased competition in the marketplace requires a vehicle's noise and vibration characteristics to be well optimized. The sound present in the interior of a vehicle consists mainly of powertrain noise, road noise and wind noise. The disturbing noise sources of a vehicle and the disturbing acoustic design parameters that determine the comfort quality can be summarized as the following visual.

Table 1. Vehicle acoustics: minimization.[1].

Exterior noise	Pass-by	Disturbing noise
	Idle	
Interior noise	Squeak/rattle	
	Resonance effect	
	Road noise	
	Auxiliaries	
	Load reversal	
	Gearbox noise	

Table 2. Vehicle acoustics: design [1].

Interior noise	HiFi qualification	Communication audio/acoustics
	Articulation index	
	Servo actuators	Actuation noise
	Door closing	
	Acceleration	Driving noise
	Constant speed	

Wind noise is one of the most important sources of noise in vehicles. It creates disturbance for customers in terms of noise and harmony in the cabin and is expected to improve. It is an important requirement for companies to be able to respond to this need by conducting R & D processes for automotive manufacturers. Since the improvements in noise source are limited by criteria such as ergonomics, performance and cost, the most efficient way is to prevent high frequency wind noise in the transmission path, that is, acoustic insulation of the cabin. The sealing profiles used for the purpose of the isolation of all environmental factors in the vehicles are also one of the most important parts for the prevention of wind noise. A well-designed seal should have high sound transmission loss (STL) [1].

Weather-strips are essential parts to control noise levels in the vehicle interior. Elastically properties of the rubber parts are utilized to reduce aeroacoustics noise around the vehicle emitting via an airborne transfer path. Even there not any air leakage through the interior cabin, Sealing systems are required to have a good insulation performance to prevent mid and high-frequency noise ingress.

TPE sealing materials, which are an effective solution in the topics such as weight and cost reduction, one of the trends of the century in automotive sector, have been the subject of many academic and industrial researches . EPDM materials, on the other hand, still remain an important raw material in the sealing systems industry. These two materials fulfill the performance characteristics that expected of a sealing system within their dynamic, mechanical properties. These two materials, which have different behaviors as chemical and physical properties, naturally exhibit different performances[2].

Sealing element studies take place in the literature with R&D studies on more than one subject. While the studies of EPDM materials, which form the raw material of the sealing element, are evaluated under the title of chemistry, acoustic studies, one of the performance criteria expected from the components, are examined under the title of noise, vibration and hardness (NVH). Past studies have been analyzed under both titles following the subject of this study. When the past NVH studies are examined, Gur and Norman performed FEM (Finite Element Method) calculations for single layer elastomer parts for door sealing and presented their findings along with vehicle-level test results[3]. Andro et al. presented numerical FEM results with a comparison of the measurements, and they provided the effect of compression on the STL (Sound Transmission Loss) curve [4]. Zhao et al. experimentally conducted a study examining the aging process of EPDM material [5].

Automotive components are critical parts for their long-term performance in terms of operating conditions and time. What is expected from a sealing system is that it can insulate the interior of the vehicle from water, dust and sound by preserving its long-term geometry. Due to the fact that the sealing systems are made of polymer-based raw materials, they may experience performance changes over time by being affected by external factors. In this direction, weathering & permanent set tests are carried out in order to simulate long-term aging and shape changes on the sealing elements under laboratory conditions. In these tests, the changes after the sealing elements are exposed to certain weather conditions are examined. This study investigated the effect of these weathering & permanent set tests on the acoustic performance of the seals. Acoustic performance is one of the important characteristics of sealing elements. They are of critical importance in providing vehicle interior comfort.

In this study, the effect of weathering and permanent set applications on the acoustic performance of the sealing elements, which are one of the important insulation materials of the vehicles, was analyzed. In the study, a door sealing element and body sealing element made of EPDM materials used in passenger cars were tested. The test set was created in this way in order to observe the effect on each sealing element and the effects of different materials.

In the study, weathering conditions were carried out in weathering cabinets in the laboratory. Two main variables were selected in the weathering conditions and weathering was performed in different situations, temperature and time. Test groups were tested under two different climatic temperature and time conditions. This situation is designed to analyze the effect of each test parameter.

Then, test samples, whose weathering and permanent set tests were completed, were subjected to experimental acoustic performance tests. Acoustic tests were carried out using an acoustic cabinet under laboratory conditions. By evaluating the results obtained with the outputs of the acoustic tests, changes were observed in the acoustic performance of both the frequency band and the STL levels after the weathering and permanent set applications of the sealing elements.

2. MATERIALS AND METHOD

Material and method details used in the study are specified under two main subheadings. While the first of these is the grouping and material details of the sealing elements that make up the test set, the second includes the details of the methods of test and verification studies used in the study.

2.1. Test Parts & Materials

Sealing elements used in the automotive industry are manufactured from raw materials in polymer class. Polymer-based materials differ from materials such as metals and ceramics due to their atomic structures and bonds. The molecular structures and molecular chains that determine the physical characteristics of polymers have different configurations due to their random kinks and coils.
These configurations are determinative for many characteristic properties of polymer-based materials, from mechanical behavior to temperature sensitivity. These characteristic molecular structures give polymers viscoelastic properties. Thanks to its viscoelastic feature, polymer-based materials show viscous characteristics at high temperature values, while they can display rubbery solid characteristics at medium temperature values and glassy characteristics at low temperature levels. Thanks to their viscoelastic properties, polymer-based materials have both viscous and elastic properties [6].

Energy lost as heat. It is the viscoelastic behavior characteristics that affect many performance of polymer materials such as dynamic, mechanical and acoustic. Viscoelastic parameters of polymer materials are expressed with elastic and viscous modules. Elastic module measures the elasticity ability of the material and shows its ability to store energy, while viscous module the ability of the material to dissipate energy, the energy lost as heat. The tan delta value obtained from the proportional value of these two values represents the dumping capability of the material [7].

$$E' = \frac{\sigma'}{\varepsilon} = E \cos \delta \quad (1)$$

$$E'' = \frac{\sigma''}{\varepsilon} = E \sin \delta \quad (2)$$

$$\tan\delta = E''/E' \quad (3)$$

where:
E: Young's or Tensile Modulus,
E': Stored energy representing the Storage Modulus - elastic part,
E": Energy dissipated as heat representing the Loss Modulus - viscous part,
δ : The phase angle or phase shift, between the deformation and response is measured,
tan δ: tan delta loss modulus / storage modulus.

EPDM material continues to be the most commonly used raw material of sealing vehicle sealing systems, due to its suitability for mass production and the characteristics required for the sealing element. In order to become the raw material of EPDM sealing element, which is a polymer-based material, it must chemically interact with many chemical components. This chemical process creates two different classes of raw materials used in sealants, sponge and compact. Sponge raw materials represent low density materials, while compact raw materials represent materials with higher density and hardness values.

In this study, a test group was formed from sealing elements with EPDM raw material. Sealing elements are grouped in two main classes according to the conditions of use. Static sealing elements are the name given for glass sealing systems, while other door, body and dust sealing systems are called dynamic sealing elements. Test group was determined as door sealing element. Material density and hardness values used in sealing elements in each group are the same. Geometry factor was not included in the study, since this study aims to determine the basic level analysis of the relationship between weathering and permanent set and acoustic performance. This study will form the basis for future

studies that will investigate the effect of geometric parameters on weathering and permanent set and acoustic performance.

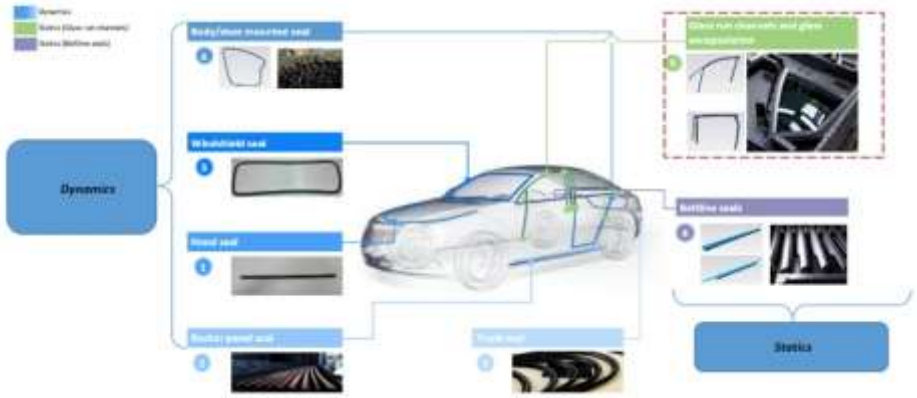


Figure 1. Sealing elements in a vehicle.

Each sample in the test group has been prepared according to the method conditions of the study, according to the weathering and permanent set tests. In Figure 2, the images of the sealing elements to be used in the study are shared (Sample 1, Sample 2). The test group consists of a door seal that is mounted on the vehicle chassis with tape or clip, a body seal mounted with a metal carrier in the vehicle chassis,



Figure 2. Test sealing elements, door, body seals

2.2. Test Methods

Weathering is the adverse response of a product to climate, often causing unwanted and premature product failures and also projection of the long term performance. The weathering test is created by considering the worst conditions of the usage conditions of the part where the test will be applied. Weathering tests are usually carried out using weathering cabinets. In these cabinets, the behavior of the materials is analyzed by exposing the test samples to solar radiation, temperature or water.

The temperature of materials exposed to solar radiation influences the effect of the radiation. Photochemical reactions usually accelerated at elevated temperatures. Besides, temperature determines the rate of subsequent reaction steps. The period is another critical parameter of the weathering tests. In this study, the temperature and period effects of the weathering were selected as test variables, for a better understanding of the effects of each parameter.

Permanent set is the ability of a polymer to maintain its original shape after an applied force. It is also defined as the ratio of elastic to viscous components for polymer-based materials[8].This parameter is measured as the rate of dimensional change after the forces the materials are exposed to for a certain period of time. This force application can also be called compression set under conditions where it is applied as compression. In this study, samples in the test group were subjected to 25% compression test apparatus. Each test group has been tested using the same test apparatus at the same compression rate. Compression set ratio has been determined by examining OEM test standards and literature studies.

Permanent set test results are analyzed in two different ways in sealing elements. The first of these is the proportional change of geometry with the help of measuring devices. In this measurement method, the first and last measurements of the dimensional change of the element of the sealing element are evaluated proportionally Another measurement

technique is the measurement of the instantaneous compression load deflection values (Force-Deflection Analysis) of the samples with computer-connected force gauge test machines. In this study, the first method was chosen as it will provide convenience in proportional comparison. In this study, while the measurement area was determined as the bulb height for the body and door seal. Permanent set calculation equations and sample test apparatus drawing is given below.

$$\text{Permanent set} = \frac{\text{Initial length} - \text{Final length}}{\text{Initial length}} \times 100 \quad (4)$$

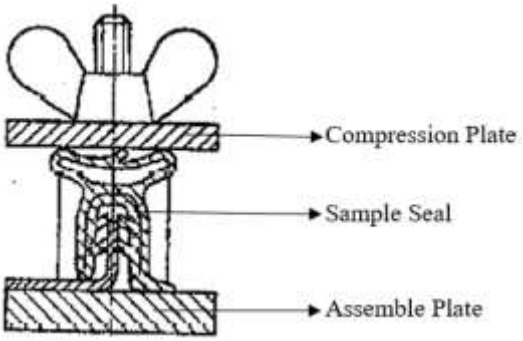


Figure 3. Test apparatus of permanent set

In this study, each sealing element weathering was tested in four different weathering test setups. Each test set contains different scenario details. These test parameters are determined in order to observe the effect of each parameter. Test settings are as below table.

Table 3. Test set parameters.

Test Sets	Temperature (°C)	Time (Hour)
Set 1	100	72
Set 2	100	168
Set 3	70	72
Set 4	70	168

Two different experimental acoustic test systems were used as test systems in the study. The first of these is the acoustic test cabin where the sound transmission loss of the sealing elements is measured before and after the weathering and permanent set tests.

In order to determine the performance of the parts in the acoustic cabinet tests, the profile section was taken as a basis and the standard sample size to simulate this section was used. Thus, the acoustic performance of the geometric and material properties of the part has been tested. In addition, the door openings in the mounting position on the vehicle were taken into account and all test samples were tested on the same door and frame type sections. A suitable apparatus has been manufactured in order to ensure the tight assembly of the part between the source and the receiving side.

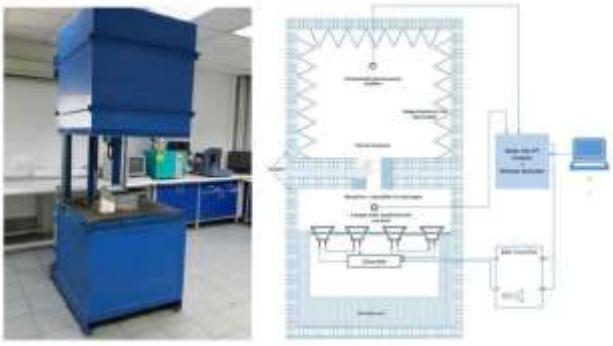


Figure 4. Acoustic cabinet measuring hardware images

The measuring equipment mainly consists of a source chamber representing the scattered area and an anechoic receiver room representing the free space. Between these two rooms, there is a separator partition and mounting fixture that

allows the sound transmission to occur only through the part to be measured. The visual of the acoustic cabinet and the schematic image of the measurement system is given in Figure 4.

Noise between 250 - 10k Hz was generated by using the white noise signal on the source side. The noise levels measured on the source and receiver side are shown in 1/3 octave bands. The generated noise level was obtained by averaging the sound pressure level of 3 points on the receiver side. Absorbent materials and reflective structures used on the receiver side were tried to create a free space effect as much as possible, and a dispersed area effect as possible with the diffusers on the source side. The results obtained are shown in a linear scale in 1/3 Octave band between 500 - 5 kHz. Sound transmission loss (STL) is a theoretical performance metric that determines the sound transmission character. Measurements have been made within the framework of the formulations below and the results are graphed in 1/3 octave band.

$$STL = 10 \log_{10} \frac{I_t}{I_i} \quad (5)$$

where:

I_t :Radiated acoustic energy

I_i :Radiated acoustic energy

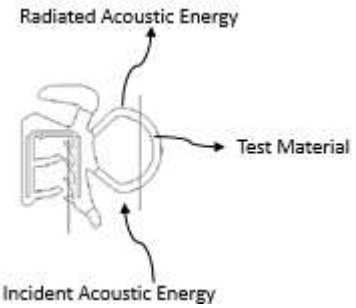


Figure 5. Acoustic Cabin Test Model

In order to verify the effect of elasticity loss of materials on acoustics, a comparative validation study of impedance tube results with finite element analysis software was conducted. Verification studies were carried out in order to verify that the sealing elements lost their elasticity after air conditioning applications.

The impedance tube Test kits consist of precision testing tubes that are equipped with microphones and sound sources. Material samples are inserted into the tube. A loudspeaker in the tube then emits precisely quantified sound, and the microphones measure the sound pressure level at specific locations along the length of the tube. The software then calculates the normal incident acoustic properties of the material based on frequency response functions measured between the various measurement locations.These tests were performed under the test conditions specified in ASTM E2611 standard. In line with impedance tube theory, a sound source is mounted at one end of the impedance tube, and a sample of the material is placed in a holder. The loudspeaker generates broadband, stationary random sound waves that propagate as plane waves. The plane waves hit the sample in the holder with part of the waves reflected back into the source tube, part absorbed by the material and part passing through the material to the receiving tube. The portion of the plane waves that pass through the material then encounter the end of the receiving tube where some of the waves are reflected and some exit the tube. By measuring the sound pressure at four fixed locations (two in the source tube and two in the receiving tube) and calculating the complex transfer function using a four-channel digital frequency analyzer, it is possible to determine the transmission loss of the material [9].

MSC Actran is used as the analysis program based on finite element method. The geometry of the apparatus used in impedance tube tests was taken as a reference in the program. In two-dimensional modeling, the acoustic airports and the boundary conditions of the profile are determined by taking the cabin test as a reference. The acoustic performances of the sealing profiles of MSC Actran analyzes are determined by the sound transmission loss measured under the diffuse sound field and calculated by numerical methods. In this study, sound transmission loss analyzes for sealing profiles were performed under numerically generated diffuse sound field excitation. Finite and infinite acoustic spaces are modeled. Acoustic analyzes were theoretically carried out by making free field and dispersed field theoretical assumptions [7]

3. RESULTS & DISCUSSION

The materials in the experiment set were first placed in the weathering cabinets and tested under the same permanent deformation pressure at different test temperatures and times. At this stage, the effect of different temperature and time on the products was examined. Test outputs are shared as in the table below. In line with the obtained test results, it has been observed in all products that temperature is a more dominant parameter than time under air conditioning conditions.

Table 4. Test results of weathering & permanent set

Test Sets	Temperature (℃)	Time (Hour)	Sample 1	Sample 2
Set 1	100	72	38,00%	40,00%
Set 2	100	168	48,00%	52,00%
Set 3	70	72	28,00%	28,00%
Set 4	70	168	33,00%	34,00%

Acoustic cabin tests were conducted before and after weathering tests for each profile. Set 2 samples, in which the highest dimensional difference was observed for each sample, were used for the evaluation of acoustic cabinet tests. Thus, these set samples were preferred in order to analyze the differences before and after the test more clearly.

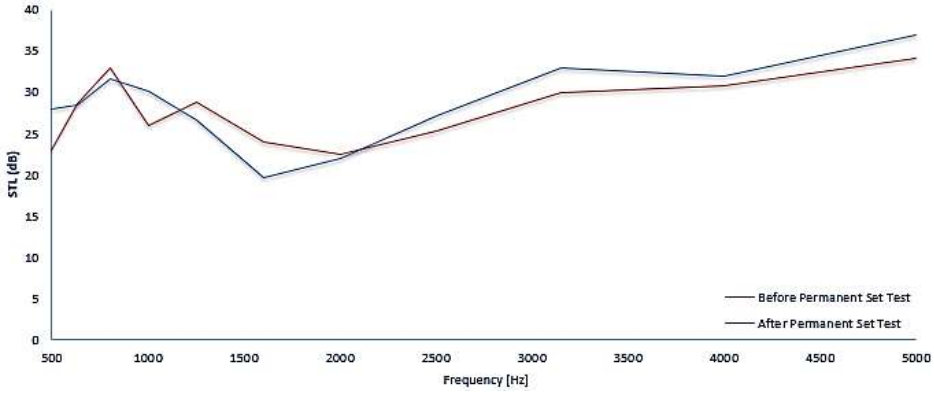


Figure 6. Test sealing elements, door, body seals

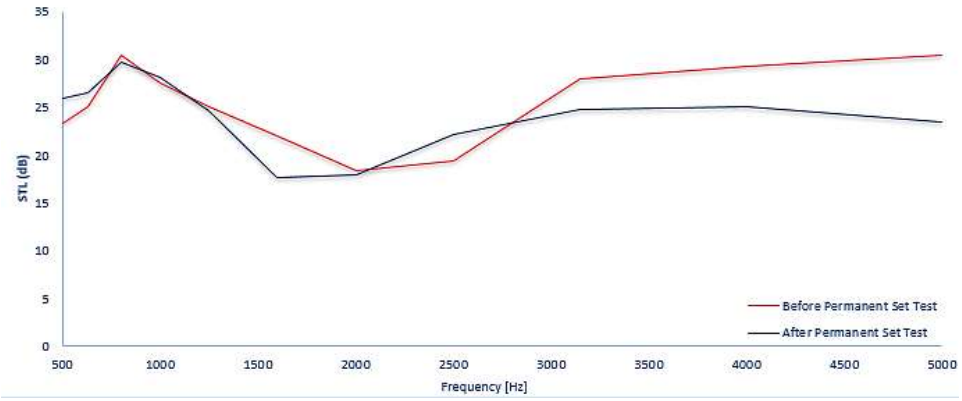


Figure 7. Test sealing elements, door, body seals

When the obtained results are evaluated, a frequency shift is observed at the first resonance points in the STL graphs within two samples. In addition, a decrease in STL capabilities has been observed. It is predicted that the reason for the slip of this resonance point is due to the loss of elasticity in the materials after being exposed to the climatic conditions. In order to verify this prediction, the decrease in elasticity of the materials was analyzed using the experimentally validated FEM model to analyze the decrease in elasticity. In this way, it was observed that the materials lost their elasticity with air conditioning and permanent set tests and the effect of this loss of elasticity on acoustic performance was also observed numerically. Accordingly, a sample set with known mechanical properties was subjected to a sound

transmission loss test in the impedance tube. Afterwards, the same test system was modeled in the FEM software MSC Actran and the results were shared as follows.

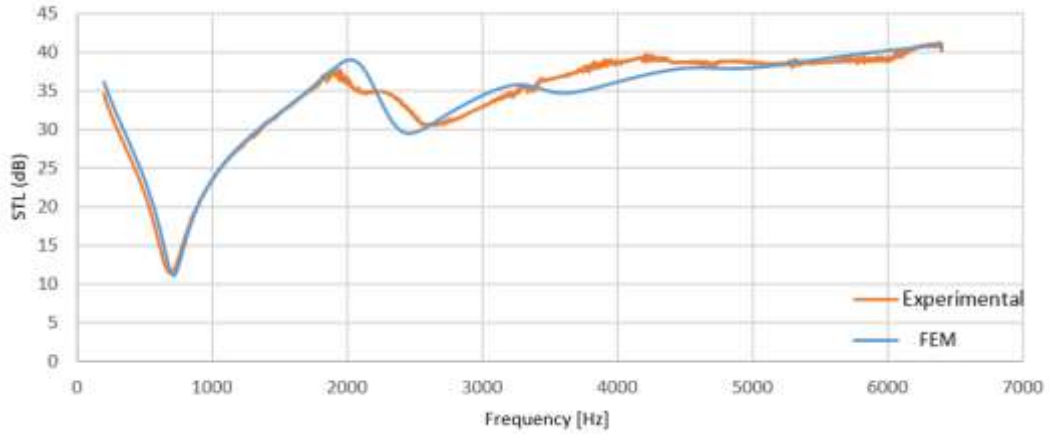


Figure 8. FEM & impedance test results

When the results obtained from the tests of circular samples, independent of the geometries of the sealing elements, were compared experimentally and FEM, it was observed that the model was successful in modeling the bottom frequency. After that, the frequency and STL behavior were analyzed when the material loses its elasticity by decreasing the elasticity value of the same model. The results obtained are plotted on the graph below.

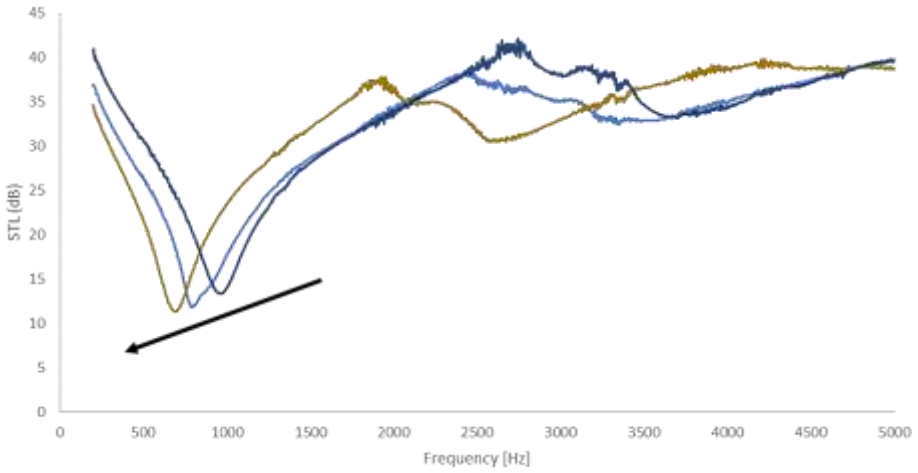


Figure 9. STL curves of FEM model (Elasticity reduction effect is mentioned).

4. CONCLUSION

In this study, the effect of the weathering & permanent set tests used in aging simulations of the sealing elements used in vehicles on the acoustic performance of the sealing elements was investigated. The outputs of the acoustic tests performed before and after the weathering & permanent set test of the door and vehicle casing sealing elements selected for the test group are respectively given below:

- It has been determined that the temperature parameter is more dominant on the deformation of the products than the duration parameter.
- When the results of the acoustic cabinet tests were examined, it was observed that the weathering & permanent set tests effect on the sealing elements as acoustic performance. It has been determined that these tests affect the dip frequency values, which are critical in the acoustic performance of the samples, both in the STL and the frequency band.
- It has been determined by FEM analysis that the effect on acoustic performance is caused by the loss of elasticity in the material. When the results obtained by reducing the elasticity of the material in

FEM analyzes with the validated material model were compared with the acoustic cabinet tests, it was determined that similar behaviors were displayed.

- This study yielded key results aimed at determining whether the weathering & permanent set tests affect the acoustic performance of the sealing elements. The information that will serve as a basis for future studies has been obtained, where the material and geometric factors of the sealing elements can be examined.

REFERENCES

[1] X. Wang, *Vehicle noise and vibration refinement*. 2010.

[2] R. J. Spontak and N. P. Patel, "Thermoplastic elastomers: Fundamentals and applications," *Current Opinion in Colloid and Interface Science*, vol. 5, no. 5–6. 2000, doi: 10.1016/s1359-0294(00)00070-4.

[3] Y. Gur and K. N. Morman, "Sound transmission analysis of vehicle door sealing system," 1999, doi: 10.4271/1999-01-1804.

[4] B. Andro, S. Chaigne, A. Diallo, and M. Mermet, "Prediction of sound transmission through automotive door seal systems," 2008, doi: 10.1121/1.2934498.

[5] Q. Zhao, X. Li, and J. Gao, "Aging behavior and mechanism of ethylene-propylene-diene monomer (EPDM) rubber in fluorescent UV/condensation weathering environment," *Polym. Degrad. Stab.*, vol. 94, no. 3, pp. 339–343, 2009, doi: 10.1016/j.polymdegradstab.2008.12.007.

[6] W. D. Callister, *Wiley: Materials Science and Engineering: An Introduction, 8th Edition - William D. Callister, David G. Rethwisch*. 2010.

[7] O. Saf, H. Erol, and A. E. Kutlu, "An investigation of the sound transmission loss for elastomeric vehicle door seals," *Appl. Acoust.*, vol. 165, 2020, doi: 10.1016/j.apacoust.2020.107296.

[8] S. Ostad Movahed, A. Ansarifar, and F. Mirzaie, "Effect of various efficient vulcanization cure systems on the compression set of a nitrile rubber filled with different fillers," *J. Appl. Polym. Sci.*, vol. 132, no. 8, pp. 1–10, 2015, doi: 10.1002/app.41512.

[9] S. Haruna, T. Nouzawa, I. Kamimoto, and H. Sato, "An experimental analysis and estimation of aerodynamic noise using a production vehicle," 1990, doi: 10.4271/900316.

TAM ELEKTRİKLİ ARAÇLARIN OTOMOBİL MİMARİSİNE ETKİLERİ

1 Erhan YAMAN, 2 Aytek YILMAZERLİ, 3 Gökhan AKNAL
[1, 2, 3] Tofaş Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., Packaging Yöneticiliği, Bursa, Türkiye
[1] Sorumlu Yazar: Erhan YAMAN, erhan.yaman@tofas.com.tr

ÖZET

Günümüzde motorlu taşıt sayısı ve buna bağlı olarak hava kirliliği oranı her geçen gün artmaktadır. Egzoz gazlarının doğaya ve insan sağlığına olan zararlarını en aza indirmek için 1992 yılında Euro1 emisyon limitleri ile başlayan kısıtlamalar günümüzde çeşitli sistemler ile geliştirilmiş ve Euro7 sistemlerinin kullanımına kadar gelmiştir. Ancak karbon salınım değerlerinde genel olarak istenilen seviyelere ulaşılamadığından, araç üreticileri fosil yakıtlı sistemlere alternatif olarak farklı enerji kaynaklarının kullanımını içeren teknolojileri araştırma ve geliştirmeye yönelip çevreye daha duyarlı olan hibrit (HEV), şarj edilebilir hibrit (PHEV), tam elektrikli (BEV) ve sıkıştırılmış hidrojen yakıtlarla (FCEV) çalışan araçlar geliştirmeye başlamışlardır. Start stop uygulamalarını içeren hafif hibrid ve 48 volt batarya teknolojilerini içeren hibrid teknolojilerinden kısmen etkilenen araç mimarisi, tam elektrikli araçlarda kullanılan batarya paketleri, yüksek voltaj kablolar ve elektrikli motorların araçlara entegrasyonuyla birlikte daha ciddi bir oranda etkilenmektedir. Bu yeni komponentlerin kullanımıyla birlikte araç ölçüleri ve mimarisinde önemli değişiklikler oluşabilmektedir.

Bu çalışmada elektrikli araç geliştirmeleriyle birlikte gelen komponentlerin araç üzerine entegrasyonu ile birlikte geleneksel araç mimarisine etkileri incelenmiş, içten yanmalı araç mimarisi ve yeni nesil tam elektrikli araç mimari yapıları geometrik entegrasyon açısından karşılaştırılmıştır. Geleneksel araç platformuna sahip bir proje aracında yük kolları ve gövde yapılarında yapılan değişiklikler ile tam elektrikli araç geometrik isterlerini sağlayan, entegre edilebilecek batarya modülü sayısının geleneksel mimari üzerine yapılacak bir yerleşime kıyasla iki kat artıralabildiği ve içten yanmalı motor mimarisi kullanımına uygun olan bir hibrit araç platformu geliştirilmiştir.

Anahtar kelimeler: Tam elektrikli araç, araç mimarisi, batarya paketi, batarya entegrasyonu

EFFECTS OF BATTERY ELECTRICAL VEHICLES ON VEHICLE ARCHITECTURE

ABSTRACT

Today, the amount of motor vehicles and rate of air pollution increases with each passing day. In order to minimize the harm of exhaust gases to nature and human health, the restrictions that started with Euro1 emission limits in 1992 have been developed various systems and have reached the use of Euro7. However, since the automotive manufacturers could not reach to desired levels of carbon emission values they started developing more environmentally vehicles such as hybrid electric vehicle (HEV), plug-in hybrid (PHEV), battery electric vehicles (BEV) and full cell electric vehicle (FCEV). Vehicle architecture, which is partially effected by hybrid technologies, including light hybrid and 48-volt battery technologies with start-stop applications, is highly effected with BEV by the integration requirements of battery packs. Using of these components there can be significant changes in vehicle dimensions and architecture.

In this study, the integration of the new spesific components of BEV developments and their effects on conventional vehicle architecture are examined and internal combustion vehicle architecture & new generation battery electric vehicle architecture structures are compared in terms of geometric integration. Additionally, hybrid vehicle platform has been developed that meets the geometric requirements of battery electic vehicle with the modifications on the load arms and body structure in a project vehicle with a conventional vehicle platform and it is seen that the number of battery modules that can be integrated on conventional arhitecture can be doubled with this new developed hybrid vehicle platform which is also compatible with internal combustion engine architecture.

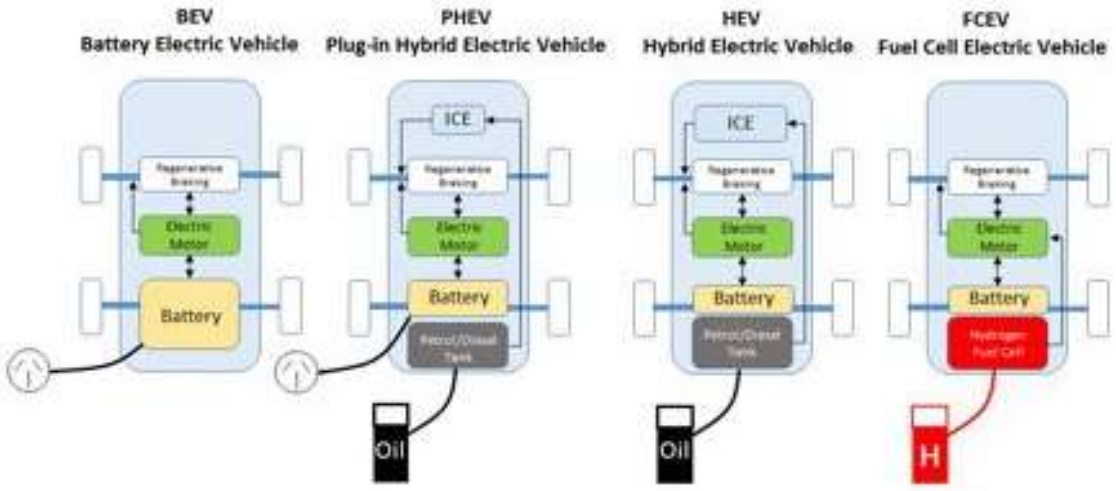
Keywords: Battery electric vehicle, vehicle architecture, battery package, battery integration

1. GİRİŞ

1.1.Emisyon Kısıtlamaları ve Otomobillerde Emisyon Azaltma Çalışmaları

Bu sayıya paralel olarak yine TAYSAD (Taşıt Araçları Tedarik Sanayicileri Derneği) tarafından açıklanan verilere göre 2018 yılından itibaren dünya üzerinde dolaşımda 1,3 milyar üzerinde araç olduğu öngörülmektedir (URL1). Artan araç sayısı ve bu araçlardan çıkan zararlı egzoz gazları ve partiküller çevre ve insan sağlığı açısından önemli bir tehdit oluşturmaktadır. Bu nedenle Avrupa Birliği (AB) komiteleri 1992 yılından itibaren egzoz salınımın değerlerini kontrol altında tutmak için emisyon limitleri belirlemişlerdir. 1992 yılında Euro1 limitleri ile başlayan kısıtlamalar günümüzde Euro6 kurallarıyla birlikte iyice düşürülmüş ve otomobil üreticilerinin çeşitli tedbirler geliştirilmesine neden olmuştur (Kaya, 2016). Ayrıca AB'nin 2019 yılında yayınlamış olduğu 2019/631 sayılı regülasyona istinaden binek ve ticari araçların karbondioksit salınım performansı için de 2020 yılı itibari ile sınırlamalar arttırılmıştır. Buna göre binek araçlar için 95 g/km, ticari araçlar için ise 147 g/km gibi zorlu bir karbondioksit emisyon oranı hedefi belirlemiştir (URL2). AB bu kısıtlamalar ile yetinmeyip binek araçlarda 2025 yılından itibaren 2019/631 regülasyon hedeflerine kıyasla emisyon limitlerini %15 oranında, 2030 yılından itibaren ise %37.5 oranında azaltacak limitler koymayı planlamaktadır (URL3). Bu zorlayıcı hedefler otomobil üreticilerini fosil yakıt teknolojisi yerine elektrik enerjisi destekli veya tamamen elektrik enerjisi ile araç hareketini sağlayabilecek teknolojiler ile ilgili çalışmalara yöneltmiştir. Bu yeni konsept, elektrikli araç teknolojisi olarak tanımlanabilmektedir.

Elektrikli araçlarda güç aktarımının elektrifikasyonu ile ilgili pazarda şu anda 4 ana konsept trendi mevcuttur. Bu konseptler BEV, HEV, PHEV ve FCEV tiplerinden oluşmaktadır (Şekil 1).



Şekil 1. Elektrikli Araç Tipleri ve Mimari Yapıları (URL3), (URL5)

Tam elektrikli araç olarak adlandırılan BEV, içten yanmalı motorun bulunmadığı, araç hareketinin tamamiyle 60-120 KW arasında değişen güçlere sahip elektrik motorları ile sağlandığı bir konsept iken HEV ise içerisinde hem içten yanmalı motor hem de batarya bulunan elektrikli araçlara verilen isimdir. HEV konsepti içerisinde en popüler uygulama ise MHEV olarak adlandırılan hafif hibrit uygulamasıdır.

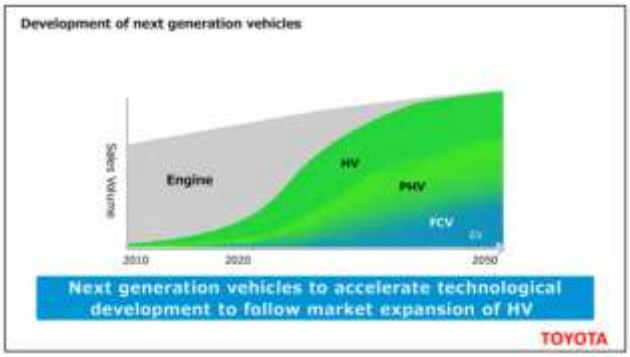
MHEV uygulaması yakıt tüketimi optimizasyonu için içten yanmalı motora destek verilmesi amacıyla ortaya çıkan, 12V veya 48V batarya kullanımıyla elektrik motoruna güç aktarımının sağlandığı, şarjını motor veya fren enerji geri kazanımından elde eden, elektrik motoru konumu itibariyle, P0-P5 arasında değişen 6 mimari tanımlamaya sahip bir hibrit teknolojisidir.

Kablolu hibrit veya plug-in hybrid olarak adlandırılan PHEV ise, MHEV'e kıyasla daha büyük bir batarya enerji kapasitesine sahip, kısa süreli sürüşlerde içten yanmalı motorun devre dışı kalarak güç aktarımının tamamiyle yaklaşık 100 KW gücündeki bir elektrik motoru ile sağlanabildiği, şarj edilebilir bir hibrit teknolojisidir.

Yakıt hücreli elektrikli araç olarak adlandırılan FCEV ise elektrik motorunu çalıştırmak için bir yakıt hücresi kullanan veya bir akü veya süper kapasitörle birlikte kullanan bir elektrikli otomobil türüdür. Araçlardaki yakıt hücreleri, genellikle havadan oksijen ve sıkıştırılmış hidrojen kullanarak motora güç vermek için elektrik üretir. Ancak bu teknoloji 2021 yılı itibariyle halen diğer uygulamalara kıyasla daha maliyetli olduğundan henüz yaygınlaşmamıştır.

1.2 Elektrikli Araçlarda Zararlı Gaz Salınımı ve Maliyet Faktörleri

Tam elektrikli araçlar dışındaki tüm elektrikli araç tipleri içten yanmalı motora sahiptir. Bu elektrikli araç tiplerinde özel durumlarda devreye girecek şekilde bir batarya tarafından sağlanan elektrik enerjisi ve elektrik motoru yardımıyla içten yanmalı motor bir süre devre dışı bırakılabilir veya sistem içten yanmalı motora bir süre destek sağlar. Ancak bu özel durumlar dışında araç hareket enerjisini tamamen veya kısmen içten yanmalı motor dolayısıyla fosil yakıt kullanımı vasıtası ile sağlamaktadır. Bu nedenle bu tip elekrikli araçlar doğaya salınan sera gazları veya NOX gibi insan sağlığı ve çevre açısından zarar oluşturan gaz miktarını azaltsa da içten yanmalı motor ve fosil yakıt kullanımı nedeniyle emisyon oranlarını sıfıra indirememektedir. HEV için sadece içten yanmalı motora sahip bir araca göre tahmini emisyon azaltım oranı ancak %20'ye ulaşırken, PHEV için bu değer %20'nin üzerinde olmasına rağmen gaz emisyon miktarı sıfırlanamamaktadır (URL4) .Mimari yapısında herhangi bir içten yanmalı motor bulunmayan tam elektrikli araçlar, hareket enerjisinin tamamını, diğer elektrikli araç tiplerine göre daha büyük güçler üretebilen bataryaların oluşturduğu elektrik akımı vasıtasıyla elektrik motoru ile sağlaması nedeniyle herhangi bir zararlı gaz salınımı gerçekleştirmemektedir. Dolayısıyla tam elektrikli araçlar sıfır emisyon miktarı ile en çevreci elektrikli araç tipi olarak tanımlanabilir. Buna rağmen 2021 yılı itibari ile halen HEV ve PHEV üretim ve satış hacimleri BEV'e kıyasla daha fazladır (Şekil 2). Bunun en önemli nedenleri ise BEV tipinde kullanılan güçlü bataryaların oluşturduğu maliyet yükleri dışında araç üzerine entegre edilen yüksek hacimli bataryanın ve batarya ile ilişkili diğer sistem ve komponentlerin araç mimari yapısı ve ölçülerine etkileridir.



Şekil 2. Elektrikli Araç Tipi ve Satış Hacmi Kıyaslamaları (URL 6)

2. TAM ELEKTRİKLİ ARAÇLAR İLE BİRLİKTE ARAÇ MİMARİSİNE EKLENEN YENİ KOMPONENTLER

Bu bölümde tam elektrikli araçlarda sisteme dahil olan temel komponentler ile ilgili bilgi verilmiştir.

2.1. Traksiyoner Batarya

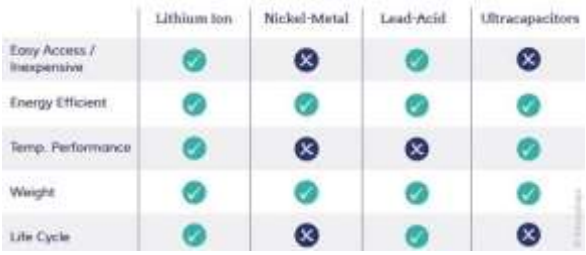
Traksiyoner batarya, kimyasal enerjiyi depo edebilen ve ihtiyaç durumunda kimyasal enerjiyi elektrik enerjisine çevirerek araç hareketine yardımcı olan sistemlere iletiminde kaynak olarak görev yapan bir komponenttir (şekil 3). BEV araçlar için genel olarak kullanılan bataryalar lityum-iyon bataryalardır (Kampker, Vallée, Schnettler, 2018). Bir lityum iyon pil, üreticiye bağlı olarak hücre boyutları (uzunluk, genişlik ve yükseklik) ve şekli (prizmatik ve silindirik) ile birbirine bağlı hücrelerden oluşmaktadır. Otomobil üreticileri araç mimarilerine uygun olarak farklı tiplerde batarya sistemleri kullanmaktadırlar (Schmuch, Wagner, Hörpel, Placke, 2018)

.



Şekil 3. Traksiyoner Batarya (Kampker, Vallée, Schnettler, 2018).

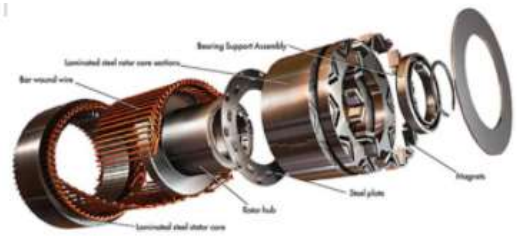
Araçlarda kullanılan günümüz bataryalarının büyük çoğunluğu maliyet, ağırlık, sıcaklık performansı, enerji verimi, kolay erişim ve ürün ömrü gibi faktörler açısından en avantajlı konumdaki Lityum-İyon olarak genelleştirilen kimyasal yapıya sahip olan batarya tiplerinden oluşmaktadır. Lityum-İyon dışında kullanılabilen alternatifler ise Nikel-Metal, kurşun asitli ve ultrakapasitörlü batarya tipleridir (şekil 4).



Şekil 4. Batarya tipleri ve Kıyaslamaları (URL 7)

2.2. Elektrik Motoru

Elektrik motoru, bataryadan alınan elektrik enerjisi mekanik enerjiye çevirerek araç tekerlerine iletilmesini vasıtasıyla aracın hareket etmesine yardımcı olan bir komponenttir. Genellikle alternatif akım ile çalışmaktadır (şekil 5).



Şekil 5. Elektrik Motoru ve Alt Parçaları

2.3. Güç İnvertörü

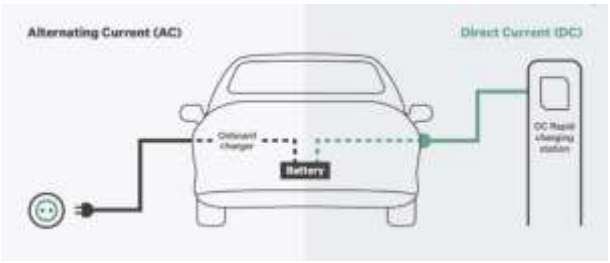
Bataryadan çıkan doğru akımı alternatif akıma çevirir ve alternatif akım ile çalışan elektrik motoruna iletilmesini sağlar. Aynı zamanda rejeneratif frenleme sayesinde depolanan enerjinin bataryanın şarj edilmesi amacıyla kullanımı sürecinde alternatif akımın doğru akıma çevirebilmesini sağlayan bir komponenttir.

2.4. Konvertisör

Bataryadan çıkan yüksek voltajı, 12 volt veya 48 volta düşürerek, aracın daha düşük voltaj ile çalışabilen diğer elektronik komponentlerine iletilebilmesine yardımcı olan voltaj çevirici bir komponenttir. Elektrikli araçlarda genel olarak doğru akımdan yine doğru akıma olan geçişlerde kullanılır.

2.5. Yerleşik Şarj Cihazı

Şebekeden aktarılan alternatif akımı, bataryanın çalışabileceği akım çeşidi olan doğru akıma çevirir ve bu şekilde traksiyon bataryasının sarj olabilmesine olanak sağlar. Doğru akım ile gerçekleştirilen şarj işlemlerinde ise devreden çıkarak akımın direkt olarak bataryaya iletilmesine izin verir (şekil 6).



Şekil 6. Elektrikli Araç Alternatif ve Doğru Akım Şarj Çevrimi (URL7)

2.6. Şarj Portu

Dış güç sağlayacısından gelen akımı araç sistemine transferini gerçekleştirerek bataryanın şarj olmasına yardımcı olan bir komponenttir. Bölge, ülke ve akım tipine göre çeşitli tipleri mevcuttur (şekil 7).



Şekil 7: Bölge, Ülke ve Akım Tipine Göre Şarj Portu Tipleri (URL8), (URL9)

2.7. Elektrikli Şanzıman Sistemi

Elektrikli şanzıman, elektrik motorundan alınan mekanik enerjinin tekerleklere iletilmesine yardımcı olan bir komponenttir.

2.8. Soğutma Sistemi ve Çevrimi

Soğutma sistemi, elektrik motoru, batarya, elektronik üniteler ve benzer komponentlerin çalışma sıcaklık aralıklarında kalabilmesi için kullanılan klima ve radyatör sistemine verilen isimdir. Özellikle tam elektrikli araçlarda, soğutulması gereken komponent sayısının fazlalığı ve bu komponentlerin belli bir bölgede yoğunlaşacak şekilde paketlenememesi nedeniyle özellikle içten yanmalı motor ile çalışan araçlara kıyasla oldukça kompleks bir bağlantı çevrimi mevcuttur (şekil 8).



Şekil 8. Tam Elektrikli Araçlarda Soğutma Çevrimi

2.9. Yüksek Gerilim Kabloları

Elektrikli araçlarda elektrik motorunun aracı hareket ettirebilmesi için büyük bir enerji ihtiyacı oluşmaktadır. Bu nedenle bataryaya giren veya çıkan akım gerilim değerleri 800 volta kadar ulaşabilmektedir. Yüksek gerilime sahip bu elektrik akımını ilgili komponentlere iletebilecek teknik özelliklere sahip bakır kablolar kullanılmaktadır. Bu kablolara yüksek gerilim veya yüksek voltaj kabloları denilmektedir ve özellikle tam elektrikli araçlarda komponent kullanımına bağlı olarak araç üzerindeki yoğunlukları oldukça artmıştır (şekil 9).

Doğru akımda 60 volt değerinin üzerindeki gerilim değerleri yüksek voltaj olarak tanımlanmaktadır. İnsan hayatı için tehlikeli olan bu gerilim değerlerine sahip olan bakır kablolarda kullanılan kaplamalar genellikle turuncu renk koduyla tanımlanmıştır. Bu sayede ilgili kişiye kabloların yüksek voltaja sahip olduğu uyarısı verilmektedir.

3. PLATFORMLAR ÜZERİNDE TAM ELEKTRİKLİ ARAÇ KOMPONENT YERLEŞİMLERİNİN İNCELENMESİ

Bu bölümde tam elektrikli araç mimarileri ele alınmış ve otomobil üreticilerinin tam elektrikli araçlar için mimari çözümleri incelenmiştir. Elektrikli araçlar için mimariyi belirleyen en önemli komponent, batarya ve batarya paketlerinin araç üzerinde konum ve yerleşimleridir. Batarya hücrelerinin bağlantı yöntemleri ve adetleri aracın

menzilini etkilediği için araç üzerinde batarya paketi yerleşimi için ayrılan hacim çok önemlidir. Nadiren farklı çözümler olmakla birlikte genel itibari ile 2 farklı mimari çözüm olduğu görülmektedir.

İlk mimari çözüm (A tipi) geleneksel içten yanmalı araç platformu üzerine gerçekleştirilen tam elektrikli araç komponent yerleşim uygulamaları içermektedir. Bu yerleşim tipinde, içten yanmalı motorlarda bulunan egzoz borularının geçişleri için kullanılan tünel bölgesindeki boşluk, ikinci sıra yolcu koltuğu altında kalan, genel olarak yakıt ve SCR deposu yerleşimlerinde kullanılan bölge ve nadiren bagaj bölgesinde yedek lastik veya tamir kiti yerleşiminin gerçekleştirildiği yedek lastik havuzu, batarya modülü entegrasyonu için kullanılmaktadır.

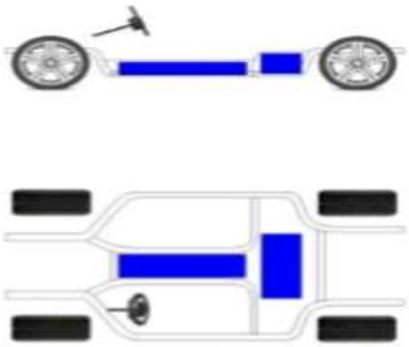
İkinci (B tipi) mimari çözümde ise araç mimarisinde majör değişiklikleri içeren bir uygulamadır. Bu platform içten yanmalı araçlar için uygun olmayan, sadece tam elektrikli araçlar için kullanımı öngörülen, batarya yerleşiminin A tipi mimari çözümden farklı olarak düz bir alt gövde yapısı üzerine gerçekleştirildiği bir çözümdür. Düz gövde yapısı veya düz bir batarya karkas yapısı sayesinde araca daha fazla batarya yerleşimi yapılabilmektedir.

Tablo 1. Batarya Yerleşim Çözümleri

TIP	UYGULAMA	BATARYA PAKETI YERLEŞİMİ
A	Geleneksel İçten Yanmalı Araç Platformu	Tünel Bölgesi, Taban altı ve Bagaj bölgesi
B	Yeni Tam Elektrikli Araç Platformu	Düz Alt Gövde Altı ve Karkas Yapı İçin

3.1. A Tipi Geleneksel Araç Mimarisi Üzerine Tam Elektrikli Araç Komponentlerinin Yerleşimi

Geleneksel otomobil mimarisi içten yanmalı motorlar ve içten yanmalı motorlarda kullanılan mekanik sistemlere uygun olarak oluşturulmuştur. Farklı uygulamalar olmakla birlikte genel olarak içten yanmalı motor, motor boşluğu olarak da isimlendirilen araç ön tarafında yer alan boşluğa, motoru soğutmak için kullanılan radyatör modülü, motor ve ön tampon arasına, yakıt deposu ise taban altında aracın ikinci sıra koltuk altında kalan boşluk alana konumlandırılırlar. Yakıt, soğutma ve hava emiş borusunun araç üzerine yerleşimleri, yakıt deposu ve radyatör modülünün araç üzerindeki konumuna göre belirlenmektedir. Egzoz sistemi içerisinde yer egzoz boruları ise diğer mekanik sistemlerle termal hedeflerin sağlanması için alt gövde tabanında yer alan tünel sacı olarak isimlendirilen dairesel gövde yapısı içerisinde konumlandırılırlar.Geleneksel platforma sahip araçlara tam elektrikli araç uygulamasında, araç mimari yapısında içten yanmalı araçlarda bulunan motor, yakıt deposu ve egzoz borusu gibi komponentler yer almadığı için motor boşluğu bölgesine elektrikli motor, voltaj düzenleyici üniteler, güç invertörü ve şanzıman, alt gövde taban altına ise batarya modüllerinin yerleşimi gerçekleştirilmektedir. (şekil 9)



Şekil 9. A tipi geleneksel araç mimarisi üzerine batarya yerleşimi

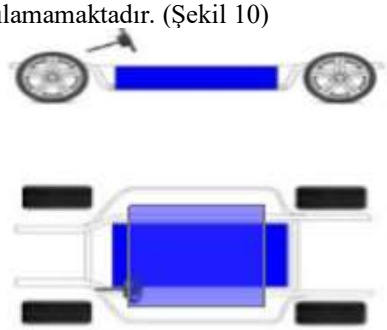
Güç Sistemleri: Elektrik motorunun yerleşimi için İçten yanmalı araç mimarisinde motor ve şanzımanın bulunduğu ön burundaki motor boşluğu kullanılır. Elektrik motoruyla birlikte voltaj düzenleyeceği üniteler ve güç invertörü de bu alanda yer almaktadır.

Süspansiyon Sistemi: Geleneksel mimaride motor ve şanzıman taşıyıcı takozlar yerine elektrik motoru çevreleyen karkas motor takozu ve gövdesi yer almaktadır. Bu yapı genel olarak süspansiyon sistemi içerisinde yer almakta ve tam elektrikli araç uygulamasında süspansiyon sistemi için majör bir yenilik olarak yer almaktadır. Bu karkas yapı aynı zamanda araç gövdesi üzerine bağlandığı için araç gövdesinde de değişiklikler yapılması gerekmektedir.

Enerji Sistemi: Batarya modülleri ve paketlerinin yerleşimi içten yanmalı motorlarda yakıt deposu ve egzost borularının yer aldığı taban altı ve tünel bölgesi kullanılmaktadır. Nadiren de olsa bagaj bölgesinde yer alan ve yedek lastik ve tamir kiti yerleşiminde kullanılan boşluk batarya paketi yerleşimi için kullanıldığı görülmektedir. Taban altı ve tünel bölgesinde kısıtlı bir hacim olması batarya yerleşimi için en önemli kritikliği oluşturmaktadır. Bu bölgelerde yer alan kısıtlı alanları kullanmak için farklı batarya yerleşim çözümleri yapılması gerekmektedir. Bu durum aynı otomobil firmasının her bir model için spesifik bir batarya paketi oluşturmasına neden olmakta, ortak ve modüler kullanım zorlaşmaktadır. Batarya sayısına bağlı olarak araç menzili de düşük olduğu görülmektedir. Enerji sistemi içerisinde yer alan yüksek voltaj kablolar e motor, güç dağıtıcı ünite ve bataryalar arasında güç transferi için kullanılmaktadır. Dolasıyla elektrik motor ve batarya paketi arasında yüksek voltaj kablo yerleşimi yapılması gerekmektedir. Geleneksel mimariye yapılan uygulama batarya paketlerinin yerleşimi farklı alanlara ve karmaşık olarak yapıldığı için yüksek voltaj kablo yerleşimi de karmaşık ve daha uzun olabilmektedir. Bu durumda kablo geçişleri için çeşitli kablo kanalları kullanılacağı için araç maliyetini ve yerleşimini yüksek oranda etkilemektedir.
Soğutma Sistemi: İçten yanmalı motorlardan farklı olarak tam elektrikli araçlarda bataryalarında soğutulması gerektiği için soğutma sistemi ve bu sistemi oluşturan hortum, boru ve su pompası gibi komponentlerin sayısı içten yanmalı motorlara göre oldukça fazladır. Batarya yerleşimi tünel bölgesi, taban altı ve bagaj bölgesi gibi farklı bölgelere yapıldığı için soğutma sistemi ve iletim hatları çok karmaşıktır. Bu durum aracın kalite hedefleri ve maliyet hedeflerini doğrudan etkileyebilmektedir.

3.2. Yeni Nesil Elektrikli Araç Mimarisi Üzerine Tam Elektrikli Araç Komponentlerinin Yerleşimi

Geleneksel araç mimarisi üzerine entegre edilen hibrid ve tam elektrikli araç teknolojileri araç platformunun bu teknolojilerin entegrasyonu için uygun hacmi sağlamaması nedeniyle kısıtlı batarya modülü yerleşimi yapılabilmektedir. Bu durum üretilen araçların düşük menzile sahip olmasına neden olmaktadır. Bu yüzden dünya üzerinde satış hacmi yüksek olan birçok üretici geleneksel mimari yerine yeni nesil tam elektrikli araç platformu geliştirmeye yönelmişlerdir. Bu yeni nesil araç platformu geleneksel araç mimarisinde bulunan alt gövde tamamen ortadan kaldırılmakta, alt gövde yerine batarya modüllerinin içine konulduğu, koltuk ve konsolun bağlandığı karkas bir yapı içermektedir. Bu sayede daha fazla batarya yerleşimi yapılabilmekte, araçlar daha fazla menzile sahip olabilmektedir. Bu platformların diğer özelliği ise modüler olarak batarya paketlerinin yerleşimlerinin yapılabilmesi ve aynı üreticinin birçok modelinde kullanılabilmesidir. Fakat bu platform sadece tam elektrikli araçlar için uygundur ve içten yanmalı motorlar bu platformda kullanılamamaktadır. (Şekil 10)



Şekil 10. Yeni nesil araç mimarisi üzerine batarya yerleşimi

Enerji sistemini oluşturan batarya paketleri için yeni nesil tam elektrikli araç platformu oldukça önemlidir. Bu yeni platform yapısında batarya modülleri araç tabanını da oluşturan düz bir karkas yapı içerisine yerleştirilir. Karkas yapı batarya modülleri yerleşimi için düzgün bir geometrik yapı ve hacme sahip olduğu için bataryalar karkas yapı içerisinde düzenli bir şekilde seri olarak bağlanabilmektedir. Bu durum aynı karkas yapının ve batarya paketinin bir çok modelde ortak kullanım sağlayacaktır. Böylece araç menzili artırılarak dolum sıklığı düşürülebilmektedir. Aynı zamanda ilgili modelin ihtiyacına göre karkas yapı içerisinde batarya modülleri ekleme ve çıkarma yapılarak modüler şekilde kullanılabilmektedir. Yüksek voltaj kablo tesisatları bataryaların düzenli yerleşimi nedeniyle daha düzenli ve basit bir yerleşime sahiptir. Bu durum özellikle yüksek maliyetli olan kabloların daha ekonomik olarak araçta kullanımını sağlamaktadır.

Soğutma sistemi oluşturan radyatör modülü geleneksel mimari de olduğu gibi araç üzerine pozisyonlabilmektedir. Batarya yerleşiminin karkas yapı içerisinde düzenli olması ve tüm modülleri aynı yerde yer alması nedeniyle soğutma sistemi çevriminde kullanılan boru ve hortum yerleşimleri oldukça düzenli ve mimariye sahiptir.

3.3. Geleneksel Mimari ve Yeni Elektrikli Araç Mimarisini Karşılaştırılması

Geneneksel araç mimarisi ve Yeni Nesil Tam elektrikli araç mimarilerinde batarya yerleşimi karşılaştırıldığında Geneneksel araç mimarisinde batarya yerleşimi için 2. Sıra koltuk altında kalan boşluk alan, tünel bölgesi ve nadiren bagaj yükleme batarya yerleşimi için kullanılabilmektedir. Dolayısla bu bölgelerde kalan hacme düşük sayıda batarya modülü yerleşimi yapılabilmektedir. Yeni nesil elektrikli araç mimarisinde tünel sacı olmadığı, alt gövde yerine batarya modüllerinin içine konulduğu, koltuk ve konsolun bağlandığı karkas bir yapı bulunduğu için batarya yerleşimi için daha fazla hacim sağlanmaktadır. Bu sayede daha fazla batarya yerleşimi yapılabilmekte, araçlar daha fazla menzile sahip olabilmektedir. Bu durum daha düşük sıklıkla müşterinin bataryayı şarj etmesini sağlamaktadır. (Tablo 2)

Tablo 2. Batarya Konumları ve Menzile Etkilerinin Karşılaştırılması

TIP	UYGULAMA	BATARYA YERLEŞIMI	MENZIL	ŞARJ SIKLIĞI
A	Geleneksel İçten Yanmalı Araç Platformu	Düşük	Düşük	Yüksek
B	Yeni Nesil Tam Elektrikli Araç Platformu	Yüksek	Yüksek	Düşük

Geneneksel araç mimarisi ve Yeni Nesil Tam elektrikli araç platform çözümleri araç mimarisine etki, batarya yerleşimi, ortak batarya kullanımı ve maliyet açısından karşılaştırılmıştır. Buna göre geleneksel araç platformu hali hazırda içten yanmalı motor içinde kullandığı için tam elektrkli araç uygulamasında gövde ve diğer mevcut komponentlerine üzerinden yapılması gereken değişiklikler sınırlıdır. Bu yüzden bu uygulamada araç mimarisi üzerinde majör bir değişiklik beklentisi düşüktür. Yeni nesil elektrikli araç mimarisinde ise araç mimarisi köklü olarak değişmektedir. Geleneksel alt gövde sacı yerine karkas yapı kulllanılmakta, batarya modüllerin yerleşimler, yüksek voktaj kablo geçişleri, koltuk ve konsol bağlantıları bu platform üzerine yapılabilmektedir. Geleneksel araç mimarisine batarya yerleşimi düzenli olmadığı için batarya yerleşmi aynı üreticinin farklı modelleri için bile spesifik olmaktadır. Bu yüzden ortak batarya ve modüler kullanım olcukça düşüktür. Yeni nesil araç platformunda batarya yerleşimi düz yapılı karkas yapı içerisine düzenli bir şekilde yapılmakta, aynı karkas gövde içerisine farklı modellerin ihtiyaçlarına göre faklı sayıda batarya modülü yerleşimi yapılarak yüksek oranda modüler kullanım sağlanmaktadır. Fakat yeni nesil bir araç platformu geliştirmek araç mimarisi, araç ölçülerini, kullanıcı ergonomisi, üretim şartları ve üretim hatlarını önemli şekilde etkilemektedir. Sadece elektrikli araçların kullanabileceği bir platform olması nedeniyle yüksek yatırım maliyeti gerektirmektedir (Tablo 3).

Tablo 3. Uygulama tiplerinin araç mimarisine, ortak batarya kullanımı ve maliyete etkisi

TIP	UYGULAMA	MIMARIYE ETKISI	MALIYET	ORTAK BATARYA PAKETI KULLANIMI	MODÜLER KULLANIM
A	Geleneksel İçten Yanmalı Araç Platformu	Düşük	Düşük	Düşük	Düşük
B	Yeni Nesil Tam Elektrikli Araç Platformu	Yüksek	Yüksek	Yüksek	Yüksek

3.4. Hibrit Tipi Araç Mimarisi Üzerine Tam Elektrikli Araç Komponentlerinin Yerleşimi

Geleneksel araç mimarisinin tam elektrikli araçların batarya yerleşimi için kısıtlı hacim sağlaması ve dolayısıyla düşük menzile sahip olması, yeni nesil tam elektrkli araç mimarisinin ise gerekli batarya hacmi ve menzili sağlamasına rağmen günümüz teknolojileri için oldukça maliyetli olması ve bu yeni platformun içten yanmalı motorlar için kullanılamıyor olması ile birlikte müşteri için radikal çözümler içermesi nedeniyle otomobil üreticileri geleneksel araç platformunda bazı değişiklikler yaparak daha fazla batarya yerleşimini gerçekleştirmeyi amaçlıyorlar (Şekil 11). Bu amaçla özellikle araç alt gövdesinde aracın yapısal dayanımını da düşürmeyecek şekilde bazı değişiklikler yapmışlardır. Bu ara çözümde özellikle alt tabanda yer alan yük kollarında ve taban altı traversler üzerinde değişiklikler yapılarak daha fazla batarya yerleşimi yapılması sağlanmaktadır.



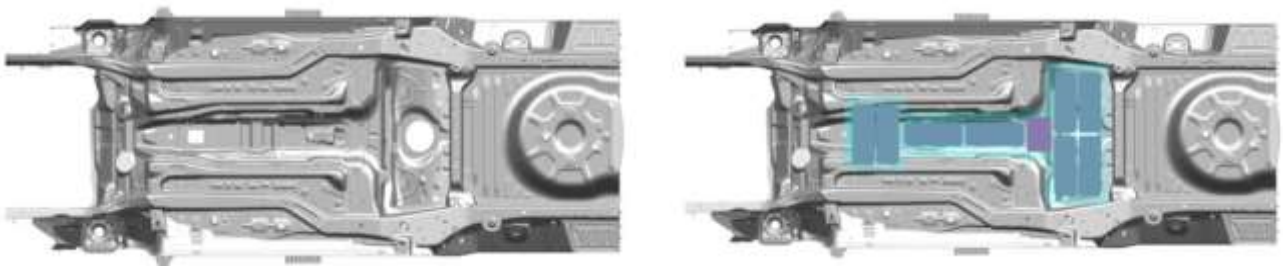
Şekil 11. Otomobil üreticilerinin araç segmenti bazında kullandıkları platformlar

TOFAŞ Ar-Ge bünyesinde yapılan bir tam elektrkli araç geliştirme projesinde geleneksel araç mimarisi ve geneneksel araç mimarisine değişiklik yapılarak oluşturulan hibrit tip üzerine batarya yerleşim çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Projede geleneksel içten yanmalı mevcut araç platfortmu üzerine alt tabanda yer alan yük kolları ve traversler üzerinde değişiklik yapılarak batarya yerleşimi üzerine çalışılmıştır. Geliştirilen mimari yapı aynı zamanda içten yanmalı araçların mimari yerleşimi için de uygun olması hedeflenmiştir.

Gerçekleştirilen çalışma öncesinde A tipi geleneksel araç alt gövdesi üzerine 9 adet batarya modülü yerleşimi yapılabilmektedir (Şekil 12). Gövde üzerinde yük kolları ve traversler üzerinden yapılan değişiklik ile alt tabanda batarya yerleşimi için hacim artırılmış ve ilave olarak 9 adet daha batarya modülü yerleşimi yapılarak toplam 18 adet batarya modülü yerleşimi gerçekleştirilebilmiştir (Şekil 13). Proje hedefine uygun olarak yapılan değişiklikler araç kabin içinde herhangi bir hacim veya parça değişikliğine neden olmamıştır. Ayrıca yapılan değişiklikler aracın güvenlik performanslarında herhangi bir değişikliğe neden olmadan hem içten yanmalı hem de tam elektrik araç platformu hedef ve beklentilerinin karşılanması sağlanmıştır (Tablo 4).

Tablo 4. Proje aracı değişiklik öncesi ve sonarsı durum

ÇALIŞMA ARACI		
PARAMETRE	**A TIPI ICTEN YANMALI ARAÇ PLATFORMU**	**HIBRIT ARAÇ PLATFORMU**
MENZIL	167 km	334 km
ALT GOVDE	Geneneksel içten yanmalı	Hibrit
AKS MESAFESI	2636 mm	2636 mm
ARAÇ AĞIRLIĞI	1535 kg	1535 kg
BATARYA MODULU	9 adet	18 adet
BATARYA	21,3 KWh	42,6 KWh
BATARYA UZUNLUĞU (L)	1180 mm	1470 mm
BATARYA GENİŞLİĞİ (W)	900 mm	900 mm
BATARYA AĞIRLIĞI	180 kg	330 kg
MOTOR GÜCÜ	105 kW	105 kW



Şekil 12. A tipi geleneksel araç mimarisi üzerine batarya yerleşim çalışma örneği



Şekil 13. Hibrit tip araç mimarisi üzerine batarya yerleşim çalışma örneğ

4. SONUÇ

Bu çalışmada tam elektrikli araçlarla kullanılmaya başlanılan komponentlerin araç mekanik mimarisine etkileri ve araç platformları incelenmiştir. Geleneksel araç platformu ve yeni nesil elektrikli araç platformu üzerine tam elektrikli araç uygulamaları karşılaştırılmış. Otomobil üreticilerinin optimum mimari yerleşim çözümlere ulaşmak için uyguladıkları stratejiler değerlendirilmiştir.

Geleneksel araç mimarisi üzerine tam elektrikli araç uygulaması durumunda araç mimarisinde değişiklik düşük olmakla birlikte yerleştirilen batarya modülü sayısı ve buna bağlı olarak araç menzilin de düşüktür. Ayrıca spesifik batarya kullanımı yüksektir. Yeni nesil elektrikli araç platformunda ise batarya yerleşimi, menzil, ortak ve modüler kullanım yüksek olduğu için optimum mimari çözümleri içermektedir. Fakat bu platformun sadece elektrikli araçlar için özel olarak geliştirilmesi dolayısıyla yüksek maliyetli olması ve içten yanmalı motorlara uygun olmaması nedeniyle otomotiv üreticilerinin maliyet açısından beklentilerini karşılamamaktadır. Bu nedenle TOFAŞ Ar-Ge bünyesinde yapılan bir çalışmada, hem içten yanmalı araçların mimari yapısına, hem de tam elektrikli araç mimarisine uygun olacak hibrit bir platform çalışması yapılmıştır.

Geleneksel araç platformu üzerinde yapılan değişiklikler ile platform hem içten yanmalı hem de günümüz tam elektrikli araç mimarisi ve müşteri beklentilerine uygun hale getirilmiştir. Yapılan çalışma öncesinde mevcut araç gövdesine 9 adet batarya modülü yerleşimi yapılabilmektedir. Gövde üzerinde yük kolları ve traversler üzerinden yapılan değişiklik ile alt tabanda batarya yerleşimi için kullanılabilecek hacim artırılmış ve ilave olarak 9 adet batarya modülü daha yerleşimi yapılarak toplam 18 adet batarya modülü yerleşimi gerçekleştirilebilmiştir. Böylece araç menzili de yaklaşık olarak %100 oranında artırılmıştır. Proje hedefine uygun olarak yapılan değişiklikler ile araç kabin içinde müşteri memnuniyetsizliği oluşturabilecek hacim ve güvenlik performansları negatif yönde etkilyecek herhangi bir değişikliğe neden olmadan hem içten yanmalı hem de tam elektrik araç platformu hedef ve beklentilerinin karşılayan hibrit bir araç platformu geliştirilmesi sağlanmıştır

.KAYNAKLAR

[1] URL 1: TAYSAD (2018) 9. Aftermarket-Konferansi
https://www.taysad.org.tr/tr/haber/9-Aftermarket-Konferansi-gerceklestirildi,19.07.2021

[2] Kaya; T, (2016) “Araç Emisyon Sorunun Altında Yatan Gerçek”, Bilim ve Teknik Dergisi 01, 67-71
15.05.2020

[3] URL 2: EC.EUROPA (2019) CO_2 emission performance standards for cars and vans
https://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/regulation_en ,19.07.2021

[4] URL 3: IEA (2019), Regulation (EU) 2019/631 setting CO2 emission performance standards for new passenger cars and for new light commercial vehicles (vans) in the EU for the period after 2020.
https://www.iea.org/policies/8788-regulation-eu-2019631-setting-co2-emission-performance-standards-for-new-passenger-cars-and-for-new-light-commercial-vehicles-vans-in-the-eu-for-the-period-after-2020,
19.07.2021

[5] URL 4: Bryce Gaton (2018), The ICE age is over: Why battery cars will beat hybrids and fuel cells.
https://thedriven.io/2018/11/14/the-ice-age-is-over-why-battery-cars-will-beat-hybrids-and-fuel-cells/,
19.07.2021.

[6] Kampker, A.; Vallée, D.; Schnettler, A. Elektromobilität; Springer: Berlin/Heidelberg, Germany, 2018; ISBN 978-3-662-53136-5

[7] Schmuch, R.; Wagner, R.; Hörpel, G.; Placke, T.; Winter, M. Performance and cost of materials for lithium-based rechargeable automotive batteries. Nat. Energy 2018, 3, 267–278.

[8] URL 5: X-engineer (2019), Understanding micro, full and plug-in hybrid electric vehicles. https://x-engineer.org/automotive-engineering/vehicle/hybrid/micro-mild-full-hybrid-electric-vehicle/, 15.05.2021

[9] URL 6: Toyota (2019), Aiming to Popularize BEVs. https://global.toyota/en/newsroom/corporate/28419929.html, 19.07.2021

[10] URL 7: EnergySage (2018), How do electric car batteries work? https://www.energysage.com/electric- vehicles/101/how-do-electric-car-batteries-work/, 19.07.2021

[11] URL 8: Wallbox Team (2019), Why Bidirectional Charging is The Next Big Thing for EV Owners. https://blog.wallbox.com/why-bidirectional-charging-is-the-next-big-thing-for-ev-owners/, 19.07.2021

[12] URL 9: JuiceBox (2019), The Different EV Charging Connector Types. https://evcharging.enelx.com/resources/blog/552-ev-charging-connector-types, 19.07.2021

BASINÇSIZ DÖKÜM YÖNTEMİNİN SUSUZ BORAKS KATKILI ALÜMİNYUM ALAŞIMLI KOMPOZİT MALZEMENİN MEKANİK ÖZELLİKLERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Şenol Şahin[1], Ayşegül Bodur Yılmaz[2]
[1,2] Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği, Kocaeli, Türkiye
[2] Sorumlu Yazar: Ayşegül Bodur Yılmaz, aysegul.bodur@kocaeli.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada, susuz boraks (SB) maddesinin Etial 150 (EA150) alüminyum alaşımının mekanik özelliklerine etkisi ve aynı zamanda kompozit malzeme üretim yönteminin mekanik özellikler üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Bu kapsamda nihai ürüne (EA150/SB kompozit malzemesine) farklı mekanik özellikler kazandırmak üzere, hacimce %1 ve %5 oranında susuz boraks ($Na_2B_4O_7$) işlem uygulanmadan EA150 alüminyum alaşımıyla birlikte (yerinde reaksiyon yöntemi kullanılarak) aynı potada ergitilmiştir. Ayrıca SB ve EA150 alüminyum alaşımı ayrı ayrı ergitilmelerinin akabinde karıştırılarak mekanik özelliklere farklı üretim yöntemlerinin etkisi de araştırılmıştır. 800ºC ve 1000ºC ergitme sıcaklığı, 40 dak ve 60 dak ergime sıcaklığında tutma süresi olacak şekilde farklı üretim parametreleri kullanılarak basınçsız döküm yöntemi ile metal matrisli kompozit malzemeler imal edilmiştir. Deney numunelerine sertlik ve üç nokta eğme testleri uygulanarak kompozit malzemelerin eğme akma gerilmesi, eğme akma uzaması ve Brinell sertlik değerleri belirlenmiştir. Ayrıca, kırılma yüzeylerindeki mikroyapı taramalı elektron mikroskobu (TEM) ile incelenmiştir. Üretilen kompozit malzemelerin eğme akma gerilmesi, eğme akma uzaması ve sertlik değerleri üzerinde olumlu ve/veya olumsuz yönde tüm parametrelerin etkili olduğu görülürken, üretim yönteminin mekanik özellikler üzerindeki en etkili parametre olduğu açık bir şekilde tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Alüminyum, Metal Matrisli Kompozit, Susuz Boraks, Mekanik Özellikler, AlB_2

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF THE NON-PRESSURE CASTING METHOD ON THE MECHANICAL PROPERTIES OF ANHYDROUS BORAX ADDITIVE ALUMINUM ALLOY MATERIAL

ABSTRACT

In this study, the effect of anhydrous borax (SB) on the mechanical properties of Etial 150 (EA150) aluminum alloy and also the effects of the composite material production method on the mechanical properties were investigated. In this context, EA150 was melted in the same crucible together at the rate of 1% and 5% by volume anhydrous borax ($Na_2B_4O_7$) in order to give different mechanical properties to the final product (EA150 / SB composite material). In addition, SB and EA150 aluminum alloys were mixed after being melted separately and the effect of different production methods on mechanical properties was also investigated. Metal matrix composite materials were produced by using different production parameters like melting temperature of 800ºC and 1000ºC, a holding time at a melting temperature of 40 minutes and 60 minutes, using the non-pressure casting method. By applying hardness and three-point bending tests to the test specimens, the flexural yield stress, flexural yield extension, and Brinell hardness values of the composite materials were determined. In addition, the microstructure of the fracture surfaces was examined by scanning electron microscopy (SEM). While all parameters were effective (positive and/or negative) on the bending yield stress, bending yield strain, and hardness values of the composite materials produced, it was determined that the production method was the most effective parameter on the mechanical properties.

Key words: Aluminum, Metal Matrix Composite, Anhydrous Borax, Mechanical Properties, AlB_2

1. GİRİŞ

Alüminyumun hafiflik, dayanıklılık ve fonksiyonel olması özellikleri onu günümüzde kullanılan önemli bir mühendislik malzemesi haline getirmektedir. Yaşadığımız evlerde, tüm ulaşım araçlarında, kullandığımız cihazlarda, kablolarda, mutfak gereçlerinde ve ilaç, kimya hatta gıda gibi birçok sektörde kullanılmaktadır [1].

Hafif malzeme seçimi yakıt tasarrufu için önemli bir nokta olduğundan dolayı özellikle otomotiv sektöründe hafif yapı metallerinin, alüminyum, magnezyum, titanyum gibi, kullanım alanı oldukça geniştir. Hızlı bir gelişime sahip olan otomotiv endüstrisinde alüminyumun işlenebilirlik, maliyet, geri dönüşüm, korozyon direnci yönünden avantajlara sahip olması nedeniyle kullanımının her geçen yıl daha da artmasına neden olmaktadır. Yolcu güveliği araç tasarımdaki en önemli hususdur ve alüminyum da çarpma sırasında ortaya çıkan enerjiyi çok iyi absorbe edebildiği için kullanım açısından en uygun element haline gelmektedir. Tercih nedenlerine bakıldığında hem güvenlik önlemlerini iyileştirmek için hem de taşıt ağırlığını azaltmak için çok uygun bir element olduğu görülmektedir [2]. Ayrıca alüminyumu çelikle kıyasladığımızda sahip olduğu yoğunluk ve mukavemet nedeniyle önemli avantajları mevcuttur. Çelikle alüminyum spesifik mukavemet (mukavemet/yoğunluk) açısından karşılaştırıldığında alüminyum çok önemli bir avantaja sahiptir. Bu da aynı miktardaki yükü, aynı ağırlığa sahip çelik ve alüminyum üretilmiş bileşenin taşıyabileceği anlamına gelmektedir [3].

Çalışmanın bir diğer önemli malzemesi olan susuz boraks incelendiğinde; fiziksel işlemlerle zenginleştirilerek konsantre bor haline getirilip kimyasal süreçlerden sonra rafine bor ürünlerine dönüştürülerek kullanımı yaygındır. Sektörde borun nihai kullanımı rafine bor ürünleri olarak ve aynı zamanda konsantre bor şeklinde de doğrudan tüketilebilmektedir [4]. Tüketim alanlarında bor ürünleri ana bileşen değil, karışım içinde diğer endüstriyel minerallerle birlikte prosese beslenerek malzemeye farklı özellikler kazandırarak nihai ürünün içerisinde %0,01 ile %20 arasında değişen oranlarda kullanımıyla alüminyum nihai ürünlerinin bünyesine girmektedir [4].

Çalışmada yerinde reaksiyonla üretim (in-situ) yöntemi kullanılarak Al/AlB_2 kompozit üretimi amaçlanmıştır. Yerinde reaksiyon üretim yöntemi ile dışarıdan takviyeli üretim yöntemi arasındaki en temel fark, güçlendiricilerin sonradan ilavesi yerine güçlendiricilerin matris alaşımı içerisinde kendiliğinden oluşmasıdır [5,6]. Güçlendirici fazlar metal matrisli kompozitlerin üretimi aşamasında element ve bileşiklerin ekzotermik reaksiyonları sonucunda kendiliğinden oluşmaktadır. Ekzotermik reaksiyonlar sonucunda kendiliğinden oluşan güçlendiriciler matris içerisinde termodinamik olarak kararlı, homojen dağılımlı ve kuvvetli ara yüzey bağı gibi özellikler sergilemektedir. Yerinde reaksiyonla üretim yönteminde matris alaşımları alüminyum, titanyum, bakır, nikel, demir ve bunların alaşımlarından oluşur iken takviye elemanları ise matris alaşımı içerisinde kendiliğinden oluşan borür, karbür, oksit, nitrür ve bunların karışımlarından oluşmaktadır [7,8].

Yerinde reaksiyonla elde edilmesi amaçlanan AlB_2 parçacıklarının, alüminyum diborid takviyeli alüminyum matris kompozitlerinin mekanik özelliklerinde iyileştirme sağladığı bilinmektedir. Fonksiyonel olarak derecelendirilmiş Al/AlB_2 kompozitleri için yaygın hammaddeler elementel alüminyum ve bordur. Ancak elementel borun fiyatı son derece yüksektir [9]. Bu nedenle bu çalışmada toz haldeki SB ($Na_2B_4O_7$) maddesine işlem uygulanmaksızın, düşük maliyetli Al/AlB_2 kompozitlerinin üretimi amaçlanmıştır.

2. MALZEME VE YÖNTEM

2.1. Alüminyum Alaşımı (Etial 150)

Çalışmada metal enjeksiyon yöntemiyle mamul ve/veya yarı mamul üretiminde tercih edilen ve ticari ismi ETİAL 150 (EA 150) olan alüminyum alaşımı kullanılmıştır. Bu alaşımın kullanılma gerekçesi ise tedarik edilen Aksu Elektrikli Ev Aletleri San.ve Tic. A.Ş'nin ve Akım Metal San.ve Tic. A.Ş'nin mamul ve/veya yarı mamul seri üretimlerinde kullandığı alüminyum alaşımı olmasıdır. Üretici firma (Eti Alüminyum) tarafından yüksek mukavemetli basınçlı dökümlerde kullanılması önerilen ETİAL 150'nin üretici tarafından belirtilen fiziksel ve kimyasal özelikleri Tablo 1'de bir araya getirilmiştir.

Tablo 1. EA150 Alaşımlı külçelerin fiziksel ve kimyasal özellikleri [13]

Fiziksel Özellikleri									
Özgül Ağırlık (g/cm^3)		Ergime Aralığı (°C)		Korozyon Dayanımı	Dökülebilirlik		İşlenebilme	Anodik Oksidasyon	
2,67		525-580		Orta	Mükemmel		İyi	Sadece yüzey korumada	
Kimyasal Bileşim Limitleri (%Ağırlık)									
Fe	Si	Cu	Mn	Mg	Zn	Ni	Ti	Pb	Sn
1	11,00-13,00	1,75-2,50	0,5	0,4	0,7	0,3	0,15	0,1	0,1

2.2. Susuz Boraks (Etibor-68)

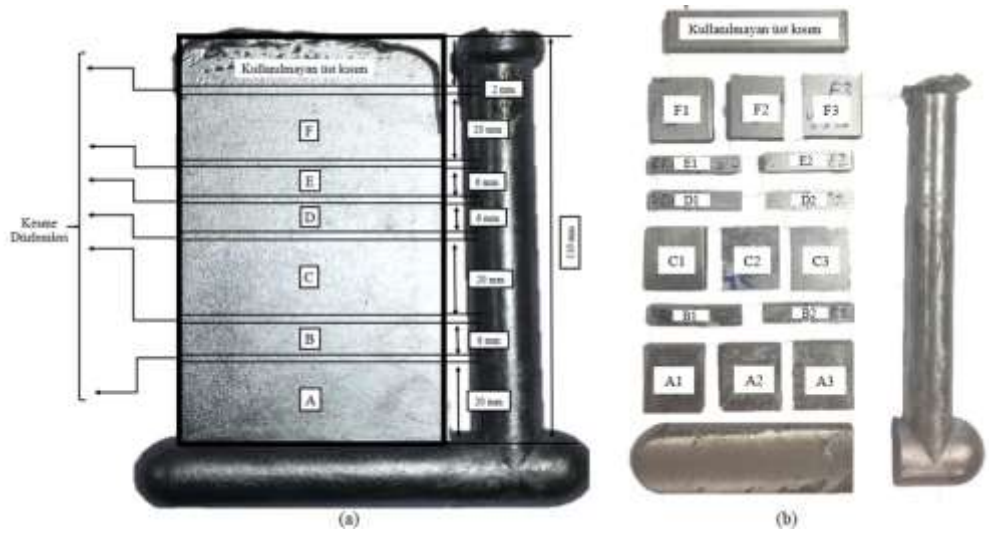
Kompozit malzemelerin üretimi için katkı ve/veya dolgu malzemesi olarak, Eti Maden A.Ş.'den 1 mm tane boyutunda temin edilen, yoğunluğu 2,37 g/cm^3 ve ergime sıcaklığı 742,5°C olan ticari ismi Etibor-68 ($Na_2B_4O_7$) minerali öğütülerek, elek altı 71 µm ve elek üstü 56 µm partikül boyutlarında kullanıldı. Bazı kimyasal bileşimlerinin içeriği B_2O_3 için %68,30 ila 69,4 arasında, Na_2O için %30,41 ila 30,90 arasında SO_4 için maksimum 200 ppm, Cl için maksimum 150 ppm ve Fe için maksimum 150 ppm'dir [10].

2.3. Numune Üretimi

Kompozit malzeme üretiminde Bentrup TC 60/8 model ve 1280°C maksimum ısıtma kapasitesine sahip sıcaklık kontrollü, önden yüklemeli fırın kullanıldı. Kompozit üretiminde ürünün sanayide kullanımı hedeflendiğinden, düşük maliyetli üretimin sağlanabilirliğini görmek ve susuz boraksın ergime sıcaklığını aşarak alüminyum ile reaksiyona girebilmesi için 800°C ve literatür araştırması sonucu [11] iyi mekanik özelliklere sahip kompozitin elde edilebildiği 1000°C ergitme sıcaklık (T_e) değerleri seçildi. Ayrıca düşük aspekt oranlı ve kompleks şekle sahip AlB_{12} kristallerinin oda sıcaklığında kararsız ve gevrek bir özelliğe sahip olduğu bildirildiğinden [7,12] ve üretilmesi hedeflenen kompozitin iç yapısında AlB_{12} kristallerinin bulunması mekanik özelliklerini olumsuz yönde etkileyebileceğinden, basınçsız döküm işleminin akabinde kalıp (içindeki eriyik haldeki kompozit) 20°C sıcaklıktaki çeşme suyu havuzuna daldırılarak hızlı soğuması sağlanarak gevrek AlB_{12} yapısının oluşması engellendi.

Kompozit malzemeler; hacimce %1 ve %5 oranlarında susuz boraksın direkt olarak toz halinde ETİAL 150 alüminyum alaşımı külçesinden kesilen numune parçalarıyla üstü açık seramik potalar içinde birlikte ergitilmesiyle elde edildi. Farklı oranların birbirini etkilememesi için her bir SB katkı oranına özel ayrı bir pota kullanıldı. Seri üretim koşullarında kullanılan üretim yöntemi incelendiğinde ilk ürün ile son ürünün elde edilmesi arasında belirli bir bekleme süresi bulunduğundan, hem seri üretime benzer koşullar oluşturulması hem de potalarda farklı bekleme (ergitme sıcaklığında tutma) sürelerinin kompozit malzeme üzerindeki etkisinin belirlenmesi amacıyla 40 dak ve 60 dak ergitme sıcaklığında tutma süreleri tercih edilerek kompozit malzeme üretimleri gerçekleştirildi. Homojen karışım elde edilebilmesi amacıyla pota içindeki kompozit eriyik, bekleme süresi boyunca ilk 5. dak ve son 5. dak bor nitrür kaplı demir çubuklarla karıştırıldı.

Ergitme işleminin ardından, kompozit eriyikler önceden ısıtılan (ergitme sıcaklığından 400°C daha düşük olan sıcaklıktaki) kalıpların kalıp boşluğuna dökülerek soğuma işlemine tabi tutuldu. Şekil 1'de kalıptan (kalıp boşluğundan) çıkarılan basınçsız döküm ürünün görüntüsü ve deneylerde kullanılacak numune bölgelerin hazırlanmış hali bulunmaktadır.



Şekil 1. Kalıptan çıkan ürün ve deney numunesi hazırlama bölgeleri

Üretim yönteminin etkisini görmek amacıyla iki farklı yöntem daha kullanılarak yeni üretimler gerçekleştirildi. Susuz boraksın toz olarak alüminyum ile birlikte ergitilmesi sırasında susuz boraksın yoğunluğunun daha az olmasından dolayı potanın üst kısmında fazla miktarda cüruf oluşmakta ve Şekil 2'de görüleceği üzere döküm esnasında eriyiğin içine karışarak kötü bir ara yüzey oluşturup dayanımı azaltmaktaydı.



Şekil 2. Numunenin içine karışan cüruf

Standart üretim yöntemine uygun şekilde (alüminyum ve susuz boraks aynı potada birlikte ergitilerek) 1005D isimli kompozit malzeme üretimi gerçekleştirilirken, homojen karışım elde etmek için yapılan karıştırma işlemi ilk üretimden farklı olarak eriyiğin üst yüzeyinde bulunan cürufun asgari oranda, bor nitrür ile kaplanmış tel kaşık yardımıyla, eriyik üzerinden alınarak gerçekleştirildi. Ayrıca kalıp sıcaklığının etkisinin olabileceği düşüncesiyle de kalıp sıcaklığını 400°C de sabit tutarak, 40 dak tutma süresi, 1000°C ergitme sıcaklığı, %5 SB katkı oranı parametreleri kullanılarak üretim gerçekleştirildi.

Alüminyum ve susuz boraks ayrı ayrı potalarda ergitilip sonradan karıştırılıp kullanılarak susuz boraksın içinde bulunan Na ve O atomlarını mümkün olduğunca alüminyum ile etkileşime girmeden uzaklaştırmak, kompozit eriyik yüzeyinde oluşan cürufu azaltmak ve kompozit malzeme içinde oluşan dayanımı azaltan boşlukları gidermek amacıyla, 40 dak tutma süresi (ayrı ayrı ergitilen malzemeler karıştırıldıktan hemen sonra bekletildi), 1000°C ergitme sıcaklığı ve %5 SB katkı oranı parametreleri kullanılarak 1005E isimli kompozit malzeme elde edildi. Daha sonra bu iki kompozit malzeme için de Brinell sertlik ölçümü ve üç nokta eğme deneyi gerçekleştirildi.

Tablo 2. Kompozit Malzeme Üretim Adımları

Adımlar			Numune adı					
			801	805	1001	1005	1005	
							D	E
1	Fırının ön ısıtma sıcaklığı (°C)		500	500	700	700	700	700
2	EA150 alaşımı ile SB katkısının birlikte içinde bulunduğu potanın ön ısıtma sıcaklığındaki fırına yerleştirilmesi		X	X	X	X	X	
3	EA150 alaşımı ile SB katkısının ayrı ayrı içinde bulundukları potaların ön ısıtma sıcaklığındaki fırına yerleştirilmesi							X
4	Alaşım ve katkı dolu potaların 10°C/dak ısıtma hızında ergitme sıcaklığına yükseltilmesi (ısıtılması)		X	X	X	X	X	X
5	Fırın ve potalar ergitme sıcaklığına ulaştığı an ayrı pota içinde bulunan SB katkısının ayrı potada bulunan EA150 alaşımına ilave edilmesi (bir potada birleştirme)							X
6	Kompozit eriyiklerin ergitme sıcaklığında tutulması (dak)		40	60	60	40	40	40
7	Ergitme sıcaklığında tutma süresinin	4. dakikasında eriyik üzerinde oluşan cürufun temizlenmesi					X	X
		5. dakikasında eriyiğin 10 s karıştırılması	X	X	X	X	X	X
		son 6. dakikasında eriyik üzerinde oluşan cürufun temizlenmesi					X	X
		son 5. dakikasında eriyiğin 10 s karıştırılması	X	X	X	X	X	X
		bitiminde eriyiğin fırından çıkarılması	X	X	X	X	X	X
8	Eriyik üzerinde oluşan cürufun temizlenmesi		X	X	X	X	X	X
9	Kalıba dökülmeden önce kompozit eriyiğin 10 s karıştırılması		X	X	X	X	X	X
10	Kompozit eriyiğin kalıp sıcaklığına ısıtılmış kalıba dökülmesi (°C)		500	500	700	700	400	400
11	Kalıbın (içindeki kompozit eriyiğin) 20°C'deki su havuzunda soğutulması		X	X	X	X	X	X
12	Basınçsız döküm ürünün kalıptan çıkarılma sonrası yüzey sıcaklığı (°C)		50	45	65	65	60	60

2.3.1. Metalografik Zımparalama

Üç nokta eğme deneyi için kesilen numunelerin testere ile temas eden tüm yüzeyleri METKON Forcipal 2V markalı modüler zımparada sırasıyla 180, 320, 600, 1200 ve 2500 gridli SiC zımparalar ile çentik etkisini yok etmek için 2 dak sürecince zımparalama işlemine tabi tutuldu. Diğer taraftan sertlik deneyi için kesilen numunelerin testere ile temas eden tüm yüzeyleri ise 100 grid ve 400 gridli SiC zımparalar ile, her bir sertlik numunesi için aynı ve/veya benzer pürüzlülük değerine sahip yüzeyler elde etmek amacıyla, 2 dak sürecince zımparalama işlemine tabi tutuldu.

2.3.2. Üç Nokta Eğme Numunesi ve Deneyi

Üç nokta eğme deneyi için yatay şerit testere ile kesilen 29 mm ± 1 mm x 6 mm ± 0,5 mm x 6,5 mm ± 0,5 mm boyutlarındaki Şekil 1 de gösterilen B, D ve E bölgeleri kullanıldı. Testler 30kN kapasiteli ve bir bilgisayar destekli Bluehill yazılımı bulunan INSTRON Universal çekme basma test cihazında, eğme hızı 0,5 mm/dak ve destekler arası açıklık 15 mm olan sabit parametrelerde gerçekleştirildi. Testlerin tamamı sıcaklığı 25±1°C, nemi %50±10 ortam koşullarında gerçekleştirdi. Her bir ortalama deneysel değer için en az 5'er adet deney numunesi kullanıldı. İlgili deneysel verilerin en yüksek ve en düşük sonuçları çıkarılarak istatistiksel olarak değerlendirildi.

2.3.3. Brinell Sertlik Numunesi ve Deneyi

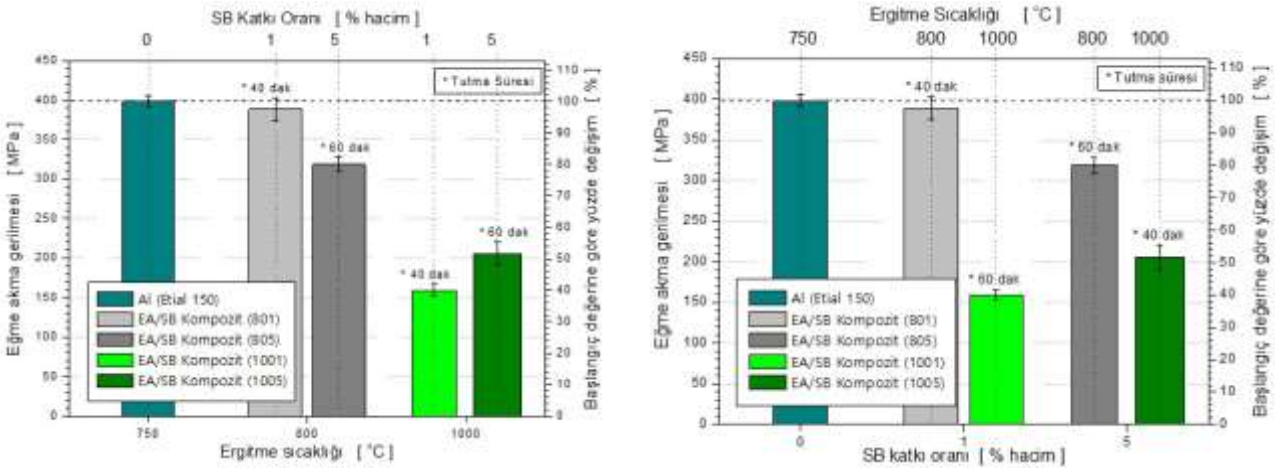
Sertlik deneyi için yatay şerit testere ile kesilen 18,6 mm ± 1 mm x 18,6 mm ± 1 mm x 6,5 mm ± 0,5 mm boyutlarındaki Şekil 1'de gösterilen A, C ve F bölgeleri kullanıldı. Sertlik ölçümleri WOLPERT marka Universal sertlik ölçme test cihazında, TS EN ISO 6506-1 standardına uygun olarak 27 ± 2 °C ortam sıcaklığında, 15 saniye süreli 31,25 kg yük etkisindeki test parametrelerinde gerçekleştirildi. Her bir ortalama deneysel değer için en az 5'er adet deney numunesi kullanıldı. İlgili deneysel verilerin en yüksek ve en düşük sonuçları çıkarılarak istatistiksel olarak değerlendirildi.

3. DENEY SONUÇLARI

3.1. Eğme Akma Gerilmesi

Üç nokta eğme testi ile elde edilen katkısız (saf) EA150 numunenin eğme akma gerilmesi değerleri ile EA150/SB kompozit malzemelerin eğme akma gerilmesi değerleri karşılaştırmalı olarak Şekil 3'te grafikleştirilmiştir. Şekil 3

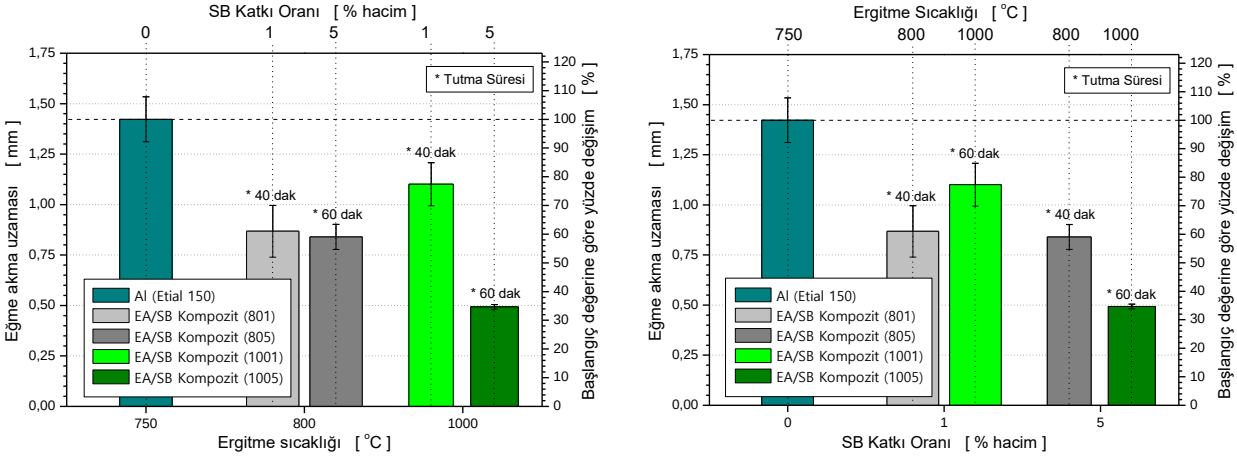
incelendiğinde sonuç üzerinde en etkili parametrenin ergitme sıcaklığının olduğu görülürken ondan sonra en etkili parametrenin tutma süresi olduğu tespit edildi. Bunun yanı sıra SB katkı oranının kayda değer bir etkisi olmadığı belirlendi. %1 ve %5 katkılı, 800º C ergitme sıcaklığında üretilen numunelerin eğme akma gerilmesi değerlerinin sırasıyla saf malzemeye oranla %2,42 ve %19,95 azaldığı, 1000ºC ergitme sıcaklığında üretilen %1 ve %5 katkılı numunelerin eğme akma gerilmesi değerlerinin ise sırasıyla saf malzemeye oranla %60,04 ve %50,23 azaldığı görüldü. Bekleme süresinin artması 800ºC ergitme sıcaklığında numunenin eğme akma gerilmesi değerlerini azalttığı tespit edilirken 1000ºC ergitme sıcaklığında eğme akma gerilmesi değerlerinin yaklaşık %10'luk artış sağladığı görüldü.



Şekil 3. SB katkılı kompozit malzemenin eğme akma gerilmesinin imalat parametrelerine göre değişimi

3.2. Eğme Akma Uzaması

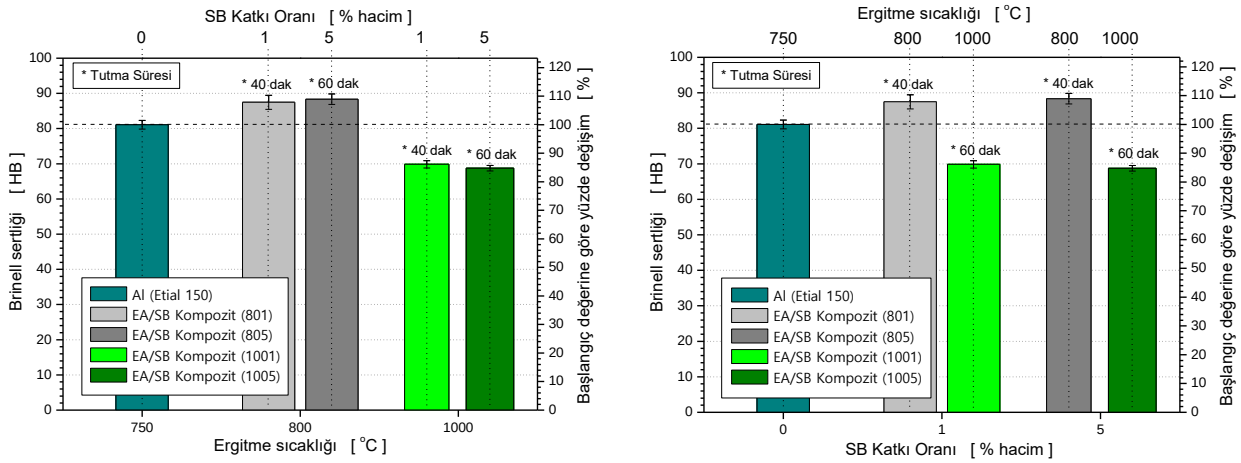
Üç nokta eğme testi ile elde edilen katkısız (saf) EA150 numunenin eğme akma uzaması değerleri ile EA150/SB kompozit malzemelerin eğme akma uzaması değerleri karşılaştırmalı olarak Şekil 4'te grafikleştirilmiştir. Şekil 4 incelendiğinde sonuç üzerinde en etkili parametrenin SB katkı oranının olduğu görülürken ondan sonra en etkili parametrenin tutma süresi olduğu tespit edildi. %1 ve %5 katkılı, 800º C ergitme sıcaklığında üretilen numunelerin eğme akma uzaması değerlerinin saf malzemeye oranla yaklaşık %40 azaldığı, 1000ºC ergitme sıcaklığında üretilen %1 ve %5 katkılı numunelerin eğme akma uzaması değerlerinin ise sırasıyla saf malzemeye oranla %22,62 ve %65,34 azaldığı görüldü. Bekleme süresinin artmasının; 800ºC ergitme sıcaklığında kısmen etkisiz olduğu tespit edilirken 1000ºC ergitme sıcaklığında eğme akma uzaması değerini yaklaşık %40 azalttığı görüldü.



Şekil 4. SB katkılı kompozit malzemenin eğme akma uzamasının imalat parametrelerine göre değişimi

3.3. Brinell Sertlik

Brinell sertlik deneyi ile elde edilen katkısız (saf) EA150 numunenin sertlik değerleri ile EA150/SB kompozit malzemelerin sertlik değerleri karşılaştırmalı olarak Şekil 5'te grafikleştirilmiştir. Şekil 5 incelendiğinde sonuç üzerinde en etkili parametrenin ergitme sıcaklığı olduğu görülürken SB katkı oranının ve tutma süresinin kayda değer bir etki göstermediği tespit edildi. %1 ve %5 katkılı, 800º C ergitme sıcaklığında üretilen numunelerin sertlik değerlerinin sırasıyla saf malzemeye oranla %7,85 ve %8,94 arttığı görülürken 1000ºC ergitme sıcaklığında üretilen %1 ve %5 katkılı numunelerin sertlik değerlerinin ise sırasıyla saf malzemeye oranla %13,86 ve %15,24 azaldığı görüldü.

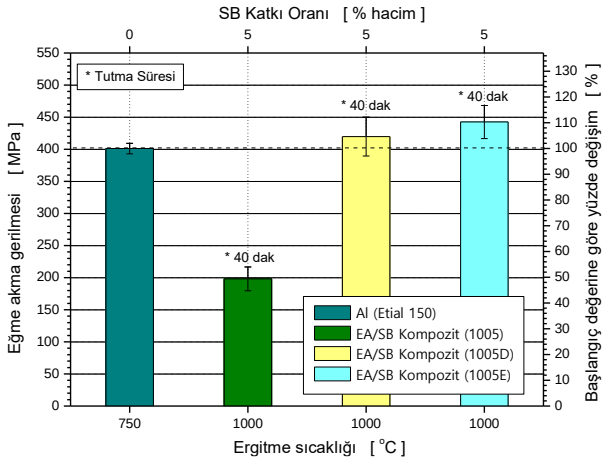


Şekil 5. SB katkılı kompozit malzemenin Brinell sertliğinin imalat parametrelerine göre değişimi

3.4. Üretim Yönteminin Mekanik Özelliklere Etkisi

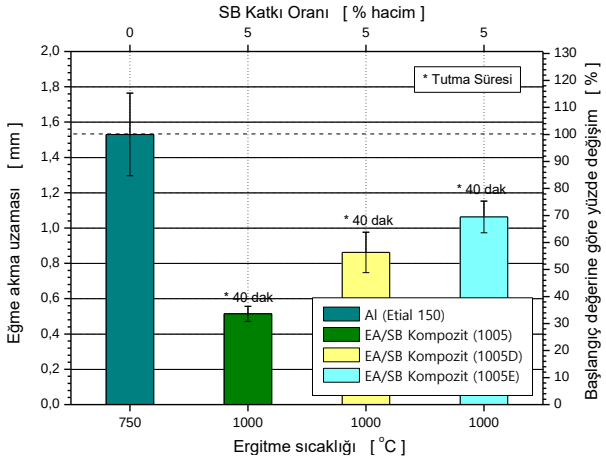
Üretim yönteminin EA150/SB kompozit malzemesinin mekanik özellikleri üzerinde güçlü bir etkiye sahip olduğu yapılan deneyler sonrası açıkça görülmektedir. SB ve EA150 alaşımı yoğunluk farkından ve alüminyumun oksijenle temasından dolayı eriyik yüzeyinde oluşan cürufun numune içine karışarak dayanımı azalttığı daha önce belirtilmiştir. Bu etki ortadan kaldırıldığında EA150/SB kompozit malzemelerin mekanik özelliklerindeki değişimin olumlu yönde olduğu tespit edildi.

Eğme akma gerilmesi değerlerinin üretim yöntemine göre değişimi Şekil 6'da grafikleştirilmiştir. Şekil 6 incelendiğinde; hem kalıp sıcaklığı 400ºC 'ye düşürülerek hem de kompozit eriyik üstünde oluşan curüf asgari ölçüde temizlenerek basınçsız döküm yapıldığında EA150/SB kompozit malzemenin (1005D) eğme akma gerilmesinin değeri ilk üretime (1005) göre %55,69 artarken saf malzemeye kıyasla da %5,41 arttığı tespit edildi. Ayrı ayrı potalarda ergitilip sonradan bir potada birleştirilerek (ve karıştırılarak) üretilen EA150/SB kompozit malzemenin (1005E) ise ilk üretime kıyasla eğme akma gerilmesinin değeri yaklaşık %61,33 arttığı, saf malzemeye kıyasla ise yaklaşık %11,10 artarak en iyi sonucu verdiği tespit edilmiştir.



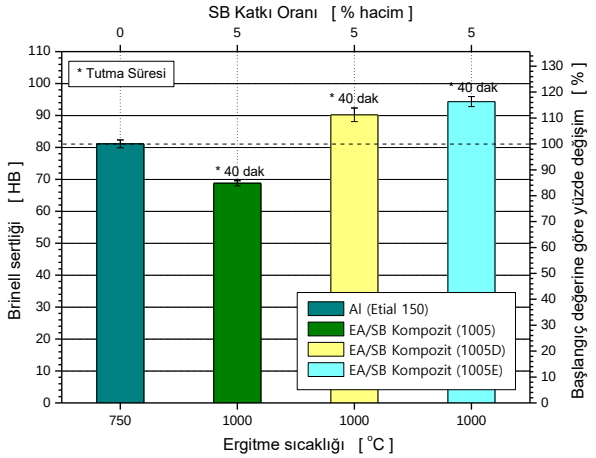
Şekil 6. %5 SB katkılı kompozit malzemenin eğme akma gerilmesinin imalat yöntemine göre değişimi

Eğme akma uzaması değerlerinin üretim yöntemine göre değişimi Şekil 7'de grafikleştirilmiştir. Şekil 7 incelendiğinde 1005D isimli numunenin eğme akma uzaması değeri ilk üretime göre %24,45 artarken saf malzemeye kıyasla %39,41 azaldığı tespit edildi. 1005E isimli numunenin ise ilk üretime kıyasla eğme akma uzaması değerinin %38,58 arttığı, saf malzemeye kıyasla ise %25,28 azaldığı tespit edilmiştir.



Şekil 7. %5 SB katkılı kompozit malzemenin eğme akma uzamasının imalat yöntemine göre değişimi

Üretim yöntemine göre Brinell sertlik değerinin değişiminin verildiği Şekil 8 incelendiğinde 1005D isimli numunenin Brinell sertlik değeri ilk üretime göre %26,48 artarken saf malzemeye kıyasla %11,24 arttığı tespit edildi. 1005E isimli numunenin ise ilk üretime kıyasla Brinell sertliği değerinin yaklaşık % 31,57 arttığı, saf malzemeye kıyasla ise %16,33 artarak en iyi sonucu verdiği tespit edilmiştir.



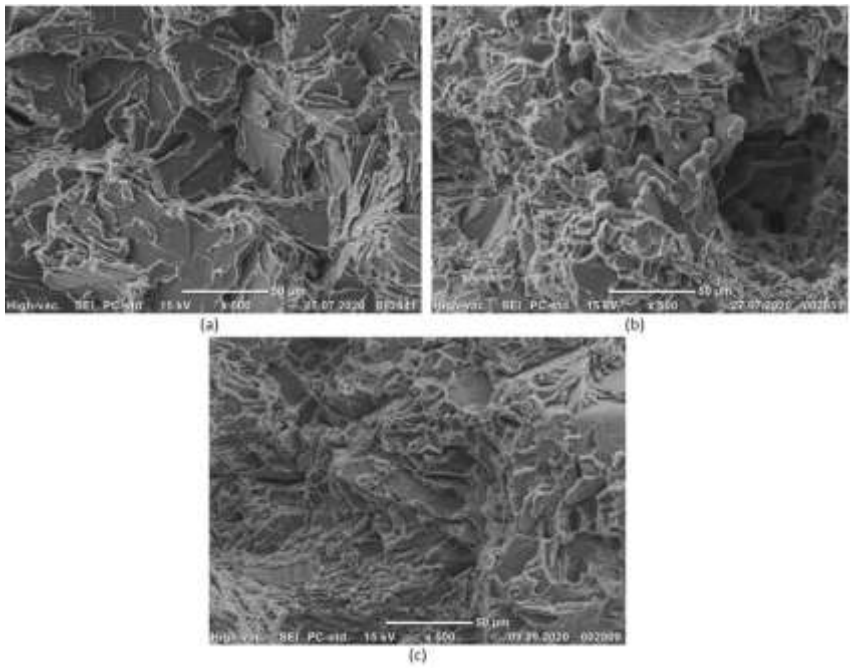
Şekil 8. %5 SB katkılı kompozit malzemenin Brinell sertliğinin imalat yöntemine göre değişimi

Elde edilen deney verileri incelendiğinde tüm mekanik özelliklerde artış olduğu tespit edilirken en iyi mekanik özelliklerin elde edildiği 1005E isimli kompozit malzemenin, ayrı potalarda ergitildikten sonra SB ve EA150 karıştırıldığında susuz boraksın alüminyum alaşımı ile daha homojen karıştığı ve ayrıca yoğunluk farkından dolayı kompozit eriyik üstünde kalarak cüruf haline gelen susuz boraksın miktarı bu yöntemle azaltıldığından en iyi sonucu verdiği düşünülmektedir.

3.3. TEM Görüntüleri

İlk üretimde elde edilen numunelerin kırılma yüzeylerinin Şekil 9'da verilen TEM görüntüleri incelendiğinde oluşması istenen AlB_2 yapısının net olarak elde edilemediği belirlendi. Ayrıca, kırılma yüzeylerinden basınçsız döküm numunelerinin boşluklar ihtiva ettiği ve SB katkılı numunelerde oluşan yüzey yapısının katkısız numuneye kıyasla

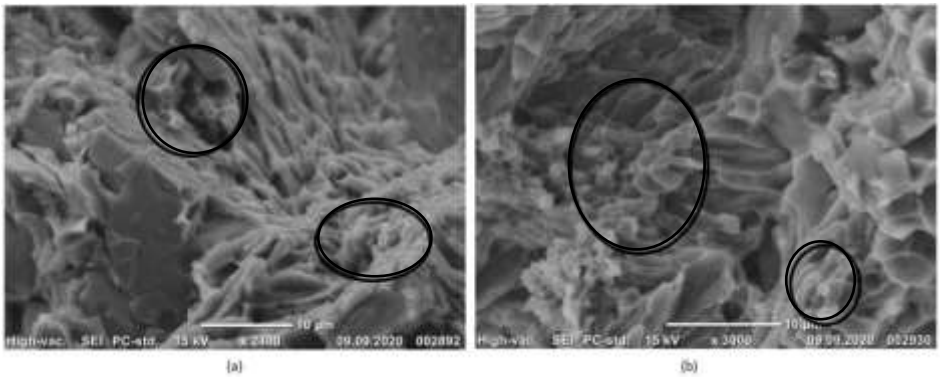
farklılaşmasının belirlenebilmesi, susuz boraksın karıştığına dair bir tespit elde edilmesini sağlarken, halihazırda hangi oranda ve/veya oranlarda karışım elde edildiği tespit edilememiştir.



Şekil 9. Kırılma yüzeyleri SEM görüntüleri (a) Naturel (b) 800ºC %1 SB katkılı (c) 1000ºC %5 SB katkılı

Kompozit numunelerin üretim sıcaklıklarına bağlı olarak sıcaklığın artmasıyla birlikte susuz boraks içinde bulunan elementlerin ve/veya EA150 alaşımı içinde bulunan elementlerin kompozit numune içinde kaynayarak boşluklara sebep olduğu düşünülürken aynı zamanda kırılma esnasında oluşan yapıların (tane dışı ayrılma sonucu) koparak yüzeyden ayrıldığı düşünülmektedir.

Farklı üretim yöntemleri ile üretilen numunelerin eğme akma gerilmesi, eğme akma uzaması ve Brinell sertlik değerlerinde artış olduğu tespit edilmiştir. Numunelerin kırılma yüzeylerinin Şekil 10'da verilen TEM görüntüleri incelendiğinde ise mekanik özelliklerde artışa neden olan olumlu etkinin, üretilen kompozit malzemelerin iç yapısında oluşan mekanik özelliği artırıcı etkiye sahip AlB_2 yapısının olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 10. Kırılma yüzeyleri SEM görüntüleri (a) 1000ºC %5 SB katkılı-1005D (b) 1000ºC %5 SB katkılı-1005E

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan deneysel incelemeler yardımıyla bu çalışmadan elde edilen sonuçlar;

- Üretim yönteminin farklılığının numunenin mekanik özelliklerine etkisi incelendiğinde; genel sonuç olarak kalıp sıcaklığının etkili bir parametre olduğu düşünülürken, SB ve EA150 alaşımının ayrı ayrı potalarda ergitilip sonradan karıştırılmasıyla gerçekleştirilen üretimin numune özelliklerine homojen karışma sağladığı ve daha az cüruf oluştuğu için olumlu etki ettiği tespit edildi.
- Eriyik yüzeyinde oluşan cürufun döküm esnasında numune içine karışmasıyla malzeme iç yapısında matris malzeme ile kötü ara yüzey oluşturduğundan kusurlara sebep olduğu tespit edildi.
- Uygun üretim yöntemiyle numunelerin eğme akma gerilmesi, eğme akma uzaması ve sertlik değerlerinde artış olduğu tespit edildi. Numunelerin kırılma yüzeylerinin TEM görüntülerinin incelenmesinden ise mekanik özelliklerde artışa neden olan olumlu etkinin, üretilen kompozit malzemelerin iç yapısında oluşan mekanik özelliği artırıcı etkiye sahip AlB_2 yapısından dolayı olduğu tespit edildi.

Devamında yapılacak olan çalışmalar için öneriler;

- Susuz boraks partikül boyunun azaltılması/artırılması ve SB katkı oranlarının azaltılması/artırılması,
- Farklı üretim parametrelerinin (ergitme sıcaklığı, ergitme sıcaklığında tutma süresi, kalıp soğutma sıcaklığı) kullanılması,
- Yoğunluk farkından dolayı zor olan homojen karışımın daha iyi sağlanabilmesi için gerekli karıştırma sistemi oluşturularak susuz boraks ve alüminyum alaşımının daha iyi karışmasının sağlanması,
- Dökme hızının uygun, standart bir hale getirilmesi,
- Üzeri açık seramik potalarda gerçekleştirilen kompozit üretiminin oksijenle temasının minimum düzeyde olacağı bir sistemle gerçekleştirilmesi,
- Bu çalışmanın başlangıç noktası olan basınçlı döküm yöntemiyle üretim gerçekleştirilerek sanayide kullanımının uygunluğunun incelenmesi önerilmektedir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Kocaeli Üniversitesi, Fen bilimleri Enstitütsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yükseköğretim Kurulu (YÖK) 651227 tez numaralı, “Susuz Boraks Maddesinin Basınçsız Döküm İle Üretilen Alüminyum Malzemesinin Reolojik Ve Mekanik Özelliklerine Etkisinin Deneysel Tasarım Yöntemi İle Eniyilenmesi” isimli yüksek lisans tezi kapsamında hazırlanmıştır.

KAYNAKLAR

[1] URL 1: Eroğlu G., Şahiner M., (2018) Dünya ve Türkiye’de Alüminyum, Maden Tetkik ve Arama Genel Müdürlüğü, https://www.mta.gov.tr/v3.0/sayfalar/bilgi-merkezi/maden- serisi/aluminyum.pdf, 24 Nisan 2021

[2] Fridlyander I. N., Sister V. G., Grushko O. E., Berstenev V. V., Sheveleva L. M., Ivanova L. A., (2002) “Aluminum Alloys: Promising Materials In The Automotive Industry”, Metal Science and Heat Treatment, 44, 3-9

[3] URL 2: Dündar M., Güngör G., “Otomotiv Sektöründe Alüminyum Uygulamaları ve Sürekli Döküm Tekniği İle Üretilmiş Alüminyum Levha Alaşımları”, Assan Alüminyum, https://www.assanaluminyum.com/~/media/files/arge/%20yayinlar/p3.ashx?%20la=tr-tr, 20 Nisan 2021

[4] URL 3: Eti Maden İşletmeleri Genel Müdürlüğü, (2014) Bor Sektör Raporu 2014, https://madencilikhaberleri.files.wordpress.com/2014/11/bor-sektc3b6r-raporu-2013.pdf, 24 Nisan 2021

[5] Daniel B. S. S., Murthy V. S. R., Murty G.S., (1997) “Metal-Ceramic Composites Via İn-Situ Methods”, Journal Of Materials Processing Technology, 68, 132-155

[6] Arık H., Turker M., (2007), "Production And Characterization Of İn-Situ Fe–Fe3c Composite Produced By Mechanical Alloying", Materials & Design, 28, 140-146,

[7] Savaş Ö., (2010) "Alüminyum Esaslı İn–Situ Borür Takviyeli Kompozitlerin Üretimi Ve Özelliklerinin İncelenmesi", Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, 274738

[8] Tjong S.C., Ma1 Z.Y., (2000) "Microstructural And Mechanical Characteristics Of İn-Situ Metal Matrix Composites", Materials Science And Engineering, 29, 49-113,

[9] Yilmaz N. F., Öztürk M., (2012) "Improvement of mechanical properties of AA1070 aluminium by the addition of borax under different holding conditions", Metarials Science and Engineering Technology, 43(12), 989-1086

[10] URL 4: Etibor-68, "Etimaden ürün teknik bilgi formu", *EYS FRM-ETİ-00 17 /23/9/2014-02 Rev. 2020/01* https://www.etimaden.gov.tr/storage/pages/July2020/etibor68-teknik-2020TR.pdf, 23 Nisan 2021

[11] Öztürk M., (2011) "An Experimental Study on Mechanical Properties of Aluminum-Boron Compounds", Gaziantep Üniversitesi, Fen Bilimeri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Gaziantep, 290472

[12] Fıçıcı F., (2012) "Al/Alb2 Kompozit Malzemelerin Sürtünme Ve Aşınma Davranışlarının İncelenmesi", Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, 318375

[13] URL 5: Etial 150, Eti Alüminyum, "Alaşımlı Külçelerin Tipik Özellikleri", https://www.etialuminyum.com/ urunler/ ham-aluminyum-urunler/ dokumhane-urunleri/#1518779113263-504fd662-dcf9, 15 Mayıs 2021

BİR AĞIR VASITA ARACININ SU GENLEŞME DEPOSUNUN DAYANIMININ GEOMETRİK YÖNDEN İNCELENMESİ

Yasin BOYACI[1], Mesut Muhammet AKKAYA[2], Eren Uzlu[3]

[1,2,3]FEKA Automotive, R&D Center, Bursa, Turkey
[1]Uludağ University, Department of Polymer Materials, MSc. Student, Bursa, Turkey
[2]Uludağ University, Department of Mechanical Engineering, MSc. Student, Bursa, Turkey
[1]Correponding Author: Yasin BOYACI, yasin.boyaci@fekaautomotive.com

ÖZET

Günümüz otomotiv sektöründe plastik malzemelerin kullanımı oldukça fazladır. Plastiklerin diğer malzeme çeşitlerine göre hafif olması, otomotiv üreticilerinin hedeflediği maliyet indirimi, ağırlık azaltmaları ve buna paralel olarak sürekli zorlaşan yeni emisyon hedef salınım değerlerine uyum sağlanması kullanımlarında büyük bir olanak sağlamaktadır. Plastiklerin bu doğrultuda doğru kullanılabilmesi için ciddi bir mühendislik bilgi birikimiyle yapılan tasarımların sanal ve fiziki olarak kontrol edilmesi ile gerekmektedir. Bu çalışmada, bir otomobil su genleşme deposunun geliştirme aşamalarında istenen değerlerin sağlanması adına yapılan çalışmalardan bahsedilmiştir. Tasarım sürecinde gelen kaba stilin araç çevre parçaları da dikkate alınarak kalıplanabilirlik ve fonksiyonellik durumları göz önünde bulundurularak ilerletilmiştir. Ayrıca ürün tasarımında belirlenen maksimum hedef ağırlıkta ve istenilen minimum iç hacim değerleri de bu çalışmaların sınır koşullarını oluşturan etmenlerdir. Yapılan tasarım çalışmalarının ANSYS yazılımı ile basınç analizi yapılmıştır. Çıkan sonuçlarda genleşme deposunun deformasyonu, kaynak kordonunun basıncı incelenmiştir. Final durumda elde edilen uygun basınç değerleri ile tasarım aşamaları tamamlanmış olup bu 3D Cad modele göre kalıp tasarım aşamaları başlatılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Plastik, Genleşme Deposu, Dayanım, ANSYS.

GEOMETRIC STRENGTH EXAMINATION OF WATER EXPANSION TANK OF A HEAVY VEHICLE

ABSTRACT

The importance and use of plastic materials in today's automotive industry is quite high. The fact that plastics are more lightweight than other types of materials provides great benefits in the cost reduction and weight reduction targeted by automotive manufacturers and in parallel with the efforts to adapt to the new emission target emission values that are constantly getting harder. In order for the plastics to be used correctly in this direction, it is provided by virtual and physical control of the designs made with a serious engineering knowledge. In this study, the studies carried out in order to provide the desired values during the development stages of an automobile water expansion tank are mentioned. The design process has been progressed by considering the incoming rough style and the vehicle peripheral parts, taking into account the mouldability and functionality. In addition, the maximum target weight determined in the product design and the desired minimum internal volume values are the factors that constitute the boundary conditions of these studies. An analysis of the work under pressure was made with the ANSYS software. The design stages have been completed with the appropriate pressure values obtained in the final state, and the mold design stages have been initiated according to this 3D Cad model.

Key words : Plastic , Expansion Tank , Strenght , ANSYS .

1. GİRİŞ

Otomotiv sektöründe kullanılan malzemelerin yaklaşık üçte ikisini şekillendirilmiş metaller olmasına rağmen yeni gelen emisyon zorunluluklarına uyum sağlanması adına ağırlık ve yakıt tasarrufunun sağlanması için plastik malzemelerin önemi artmaktadır. Plastik kullanımının optimum verimlilikte kullanılması amacıyla ciddi bir mühendislik alt yapısının oluşturulması zorunluluğu doğmuştur.

Klasik tanımıyla plastik malzemelerin üretim prosesi, hammaddenin belirli bir ısı ve basınç altında kalıp içinde sürtünmeye maruz kalarak malzemenin kalıp içinde dağıldıktan sonra soğutulup alınmasıyla gerçekleşir

Bu prosesin sağladığı en önemli avantajlarından biri, kalıp boşluğuna dağılan ham maddenin tek prosesle istenilen şekilde kalıplanması ve bu kalıplama neticesinde imal edilen üründe, ikinci bir işleme gerek duyulmamasıdır (Yurci,1998) [1]. Kalıptan istenilen ürünün elde edilmesi için ürün geliştirme aşamaları çok dikkatli bir şekilde mühendislik yazılımlarının desteği ile gerçekleştirilmektedir. Çünkü ürünün herhangi bir fonksiyonelliği konusunda bir sıkıntı yaşanması durumunda kalıpta istenilen modifikasyonun yapılması mümkün olmayabilir. Hatta kalıbın tekrar tasarlanıp en baştan işlenilmesi gerekebilir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

İnce cidarlı kaplarda olan mekanik gerilmeler ile farklı bilimsel çalışmalar yapılmıştır. Eruslu (2007) [2] ilgili çalışmasında ince cidarlı basınçlı tüplerde ASTM standartlarında belirtilen iki farklı çelik için basınç etkisi altında gerilme analizi yapmıştır. İki boyutlu ve üç boyutlu sonlu elemanlar modelleri Ansys 9.0 yardımıyla oluşturulmuş, üç boyutlu model tasarım yönünden iki farklı şekilde incelemiştir . Bu çalışmada ince cidarlı basınçlı tüplerin üzerine uygulanan yüklere karşı göstermiş olduğu direnç ve tüpün mukavemet artışı incelenmiştir. İncelemede hem deneysel hem de sayısal metodlar kullanılmıştır

Çayıroğlu ve ark.(2017) [3] çalışmasında ince cidarlı basınçlı kapların dış yükler altında mekanik davranışlarını deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. İlgili çalışmada ince cidarlı basınçlı kapların dış yükler altındaki yük taşıma, enerji absorbe etme gibi alanlarda kullanılıp kullanılmayacağına yönelik yeni bir değerlendirme ele alınmıştır. İnce cidarlı basınçlı tüplerin üzerine uygulanan yüklere karşı göstermiş olduğu direnç ve tüpün mukavemet artışı incelenmiştir.

3. PLASTİK ÜRÜN TASARIM İLKELERİ

Başarılı bir plastik ürün tasarımına aşağıdaki dört temel unsur etki etmektedir : (Akyüz, 1999) [4]

1. Ürünün Tasarımı.
2. Ürüne en uygun plastik malzeme seçimi.
3. Üretim için gerekli alet ve takımların (makine, kalıp tasarımı) bir araya getirilmesi.
4. Malzemelerin kalıplanması.

Bir parçanın tasarım aşamasından önce mutlaka hata türleri ve etkileri analizinin yapılması gereklidir. Bu çalışma, ürünün fonksiyonelliği, müşteri özel istekleri ve yasal zorunluluklar dikkate alınarak yapılmalıdır. Mühendislik cad ve simülasyon programları bu aşamalarda ürünün kontrol edilebilirliği konularında büyük katkı sağlamaktadırlar.

4. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada, ağır vasıta su genleşme deposunun istenilen basınç değerlerinde çalışabilmesi adına plastik tasarım kuralları ve analizleri dikkate alınıp tasarımı yapılmıştır

Bu çalışma sürecinde aşağıdaki destek ekipmanlarından faydalanılmıştır:

A. Su genleşme deposu CAD modeli.

B. PP (Polipropilen) ham maddesi.

C. ANSYS simülasyon yazılımı

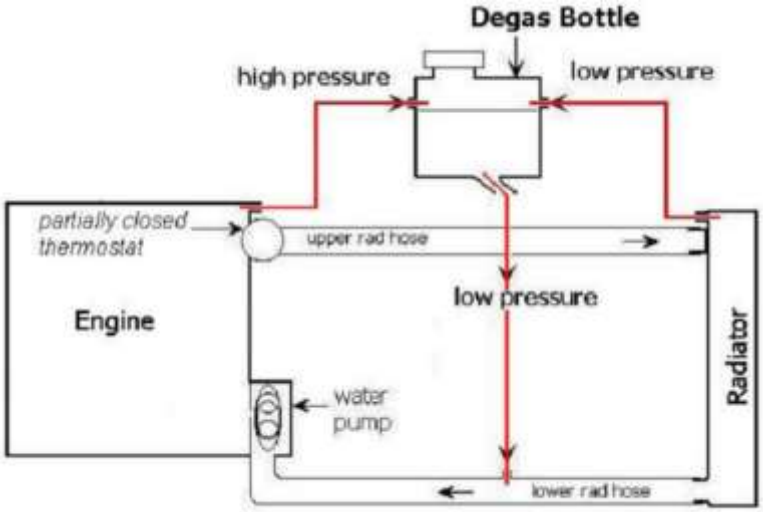
4.1. Parça Geometrisi ve Çalışma Prensipleri

Günümüzde üretilen otomobillerde motor ve radyatördeki ısı transferinin sağlanması için soğutma sıvısı kullanılmaktadır. Su, motor ve radyatördeki yüksek sıcaklık sebebiyle genleşir. Genleşen su yüksek basınç meydana getirir. Meydana gelen basınç ve ilave hacim de sisteme zarar verebilmektedir. Olası bir hasarı önlemek için dolaşan

soğutma suyu sistemden geri çekilir. Geri alınan su tekrar sisteme kazandırılır. Bu işlem için su genleşme depoları kullanılır.

Otomotivde kullanılan su genleşme depolarının geometrik sınırlarıyla ilgili herhangi bir regülasyon yoktur. Bu hacimleri belirleyen sınırlar müşterilerin kendi belirlediği kriterlerdir. Ancak, regülatif olarak bu parçaların hammaddelerinin yanmaz olması istenmektedir.

Seçilecek malzemelerin ısıl dayanımı ortam koşullarına uygun olmalıdır. Özellikle kaput altı parçası olması sebebiyle sıcaklık bu seçimde önemli bir etkendir. Bu alanlardaki uygulamalar için özel olarak geliştirilmiş malzemeler kullanılmalıdır. PP hammaddesi sahip olduğu fiziksel özellikleri sayesinde depolarda en çok kullanılan malzeme özelliğini taşımaktadır.

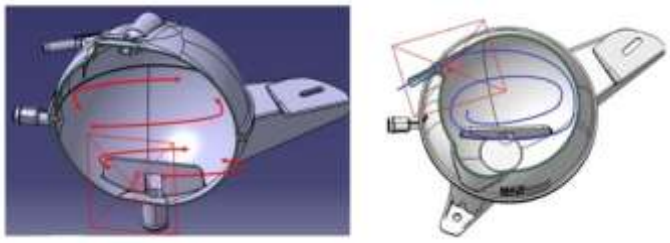


Şekil 1. Su deposu çalışma prensibi

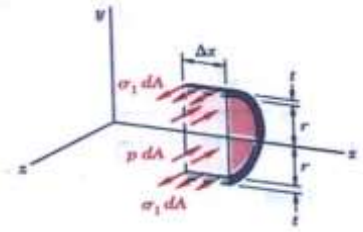
Yukarıdaki şemadan görüldüğü üzere; motor ve radyatörde bulunan yüksek basınçlı su depoya gönderilir ve depodan da şebekeye tekrar geri gönderilir. Depoda radyatör hattı ve motor hattı olmak üzere iki noktadan giriş bulunmaktadır. Radyatör hattı üzerinde herhangi bir pompa bulunmaması sebebiyle düşük basınçlı bir dolaşım vardır. Motor hattı, üzerinde bulunan pompa (Debiyi yükselterek dolaşımı ve motordan yayılan ısı transferini hızlandırmak için kullanılır .) sebebiyle yüksek basınçlı su taşımaktadır (Feka Automotive) [5]

Hattın besleme suyu, su soğutma deposunun tabanından çıkmaktadır. Çünkü çıkış, giriş seviyesinden daha düşük tutularak sistemde yükseklikten oluşan basınç farkını akış yönünde kullanır . Ayrıca deponun dolumu esnasında su, önce giriş hattına dolacaktır.

Su depolarında motor bloğundan gelen su yüksek basınca sahiptir. Yüksek basınçlı suyun, depo dış duvarlarını deforme etmesini önlemek için basıncın sönümlenmesi gerekmektedir. Bu basıncın sönümlenmesi için iç hacimde bir girdap hareketi oluşturulmalıdır. Oluşturulacak bu girdabın temel konsepti şekil 2'de tanımlanmıştır. Girdap oluşturabilmek için giriş kısmı, depo dış yüzeyine teğet olarak tasarlanmalıdır.



Şekil 2 . Örnek girdap hareketi

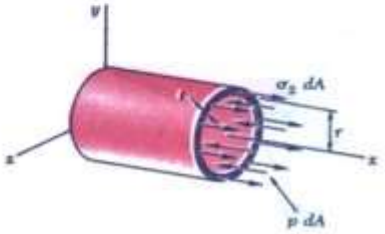


Şekil 3 . Silindir kap kesit profili

Şekil 3'te gösterilen iç yarıçapı r ve cidar kalınlığı t olan ve içersinde basınçlı bir akışkan bulunan silindirik bir basınçlı kapta silindir eksenine paralel ve dik gerilmeler meydana gelir .Bu kaplarda içindeki akışkan silindir eksenine göre simetrik olması nedeniyle kayma gerilmelerinin tesir edilmeyeceği ortaya çıkmaktadır . Parçada radyal ve eksenel gerilmeler bulunmaktadır . Radyal gerilme(σ_{radyal}) için 1 nolu denklem ifadesi girilerek 2 nolu denklemde belirtilen radyal gerilme denklemi elde edilir ,

$$\sum F_{radyal} = 0, \qquad \sigma_{radyal}(2t\Delta x) - p(2r\Delta x) = 0 \tag{1}$$

$$\sigma_{radyal} = \frac{pr}{t} \tag{2}$$



Şekil 4 . Eksenel kesit profili

Eksenel gerilmeyi tayin etmek için şekil 4'te gösterildiği gibi x eksenine dik bir kesit incelendiğinde kesitte oluşan eksenel gerilme ($\sigma_{eksenel}$) altta belirtilen denklemlerle tanımlanmaktadır ;

$$\sum F_{eksenel} = 0, \qquad \sigma_{eksenel}(2\pi rt) - p(\pi r^2) = 0 \tag{3}$$

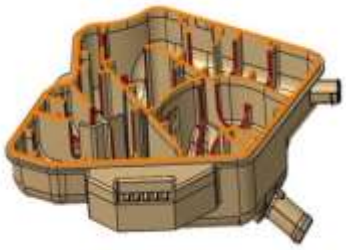
$$\sigma_{eksenel} = \frac{pr}{2t} \tag{4}$$

Bu ifadelerden anlaşılacağı üzere 5 nolu denklem alttaki gibi tanımlanmaktadır . ;

$$\sigma_{radyal} = 2\sigma_{eksenel} \quad (5)$$

Şekil 6'da gösterildiği gibi parçalar alt ve üst grubun birbirine vibrasyon kaynak yöntemiyle montajlanması ile oluşur .

$$F=P_{ic} * A_{basınç} = P_{kaynak} * A_{kaynak\ kordonu} \quad (6)$$



Şekil 5. Kaynak kordonu tasarımı



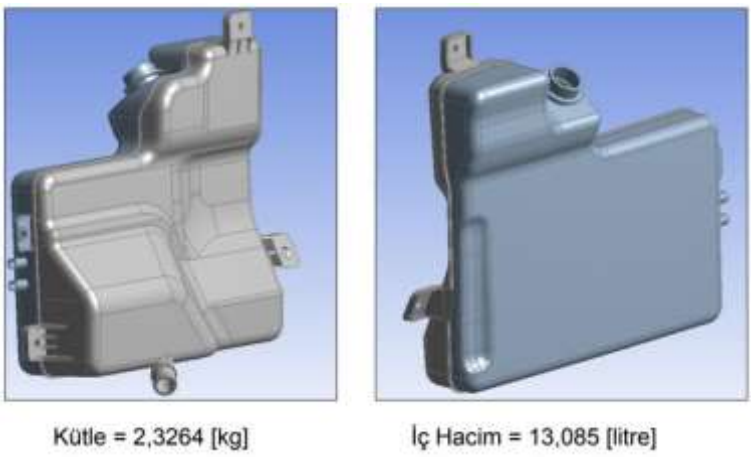
Şekil 6. Vibrasyon kaynak yöntemi

Şekil 5'te gösterilen kaynak kordon alanını arttırmak için federler de kalıp yüzeyi olarak kullanılmıştır. Kaynak kordonunun güvenli kabul edilebilmesi için seçilen ham maddenin (depo çalışma sıcaklığındaki) akma gerilmesinin %20 altında olması uygun kabul edilir. Örneğin: Bu çalışmada kullanılan Hostalen PPH1850 hammaddesinin 120°C derecedeki akma gerilmesi 8 MPa'dır. Kaynak kordonu 6 MPa'lık basınç değerini aşmamalıdır.

Gerilmelerin yüksek görüldüğü bölgelere ilave federler oluşturularak dış yüzeyde oluşan gerilme yığılması federlere taşınmaktadır. Aynı mantıkla iç kısımda oluşacak olan yüklenmeler eklenecek olan federlere aktarımı yapılır .

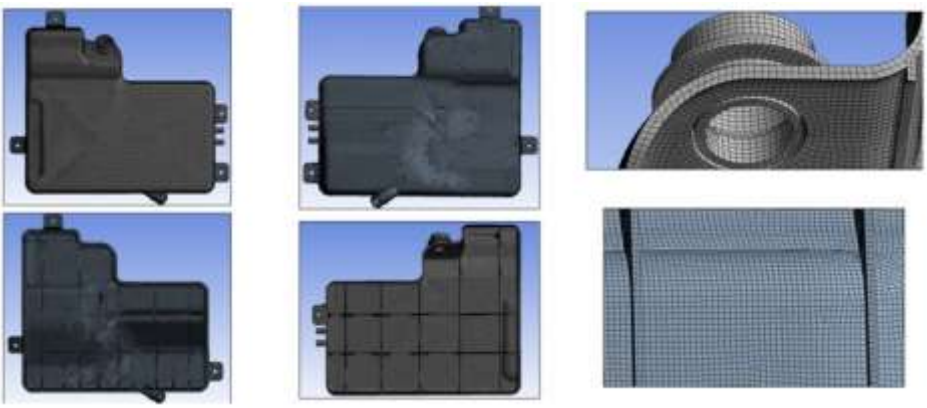
4.2. Analiz Çalışmaları

Çalışmada kullanılan su genleşme deposunun bazı fiziksel özellikleri şekil 7'de tanımlanmıştır. İlk tasarım çalışmalarında oluşturulan model görünümü alttaki gibidir. Basınç testlerinin sonuçlarının görülmesi amacıyla ilk analizler bu model üzerinden yapılmıştır.



Şekil 7. Su deposu 3D Cad data görseli

Şekil 8'de gösterilen analiz çalışmalarında ise ikinci derece Hexa elemanlar kullanılarak oluşturulmuş ve et kalınlığında en az iki sıra eleman olmasına dikkat edilmiştir. Node sayısı 1.527.108 iken elaman sayısı ise 393.741 olarak tanımlıdır.

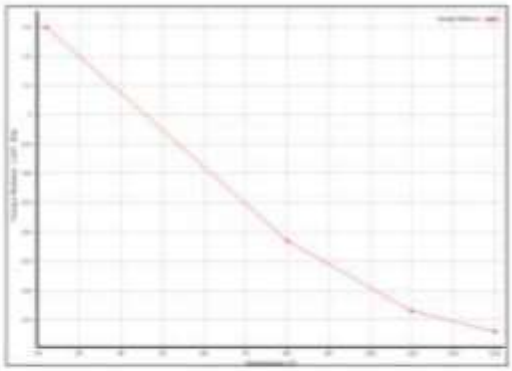


Şekil 8. Mesh çalışmaları

Elastik modülünün sıcaklığa bağlı eğrisi ANSYS programında tablo-1 ve şekil 9'da ki gibi tanımlanmıştır.

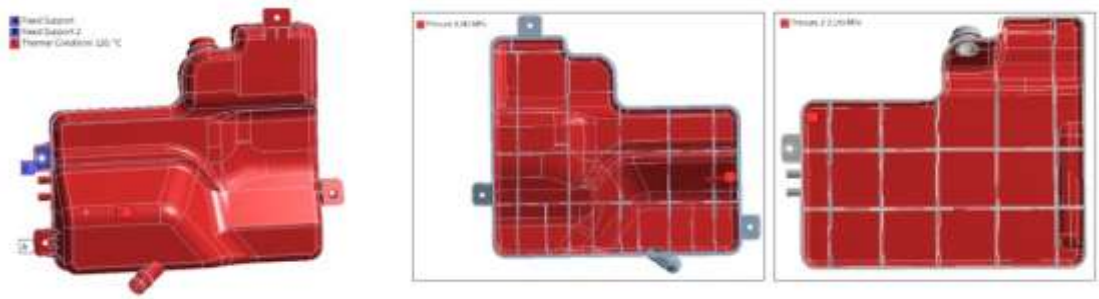
Tablo 1. Malzeme Özellikleri

Malzeme	PP H1850
Elastik Modül	1300 [MPA]
Poisson oranı	0.42
Yoğunluk	910 [kg/m^3]



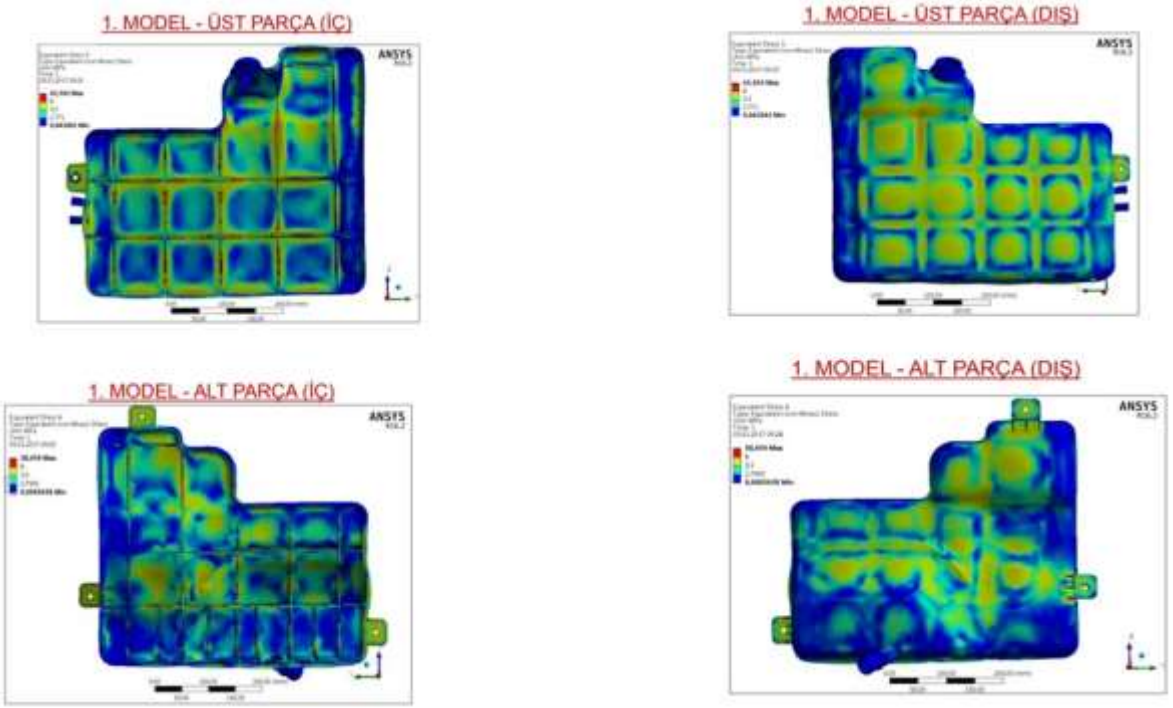
Şekil 9. Elastisite Modülü – Sıcaklık Eğrisi

Depo, Şekil 10'da gösterildiği gibi 3 adet alt parçadan ve 1 adet üst parçadan olmak üzere toplam 4 adet braket bölgelerinden sabitlenmiştir. Sıcaklığı 120 ° C olan su ve 0.145MPa basınç depoya uygulanmıştır.



Şekil 10. Sınır Koşulları

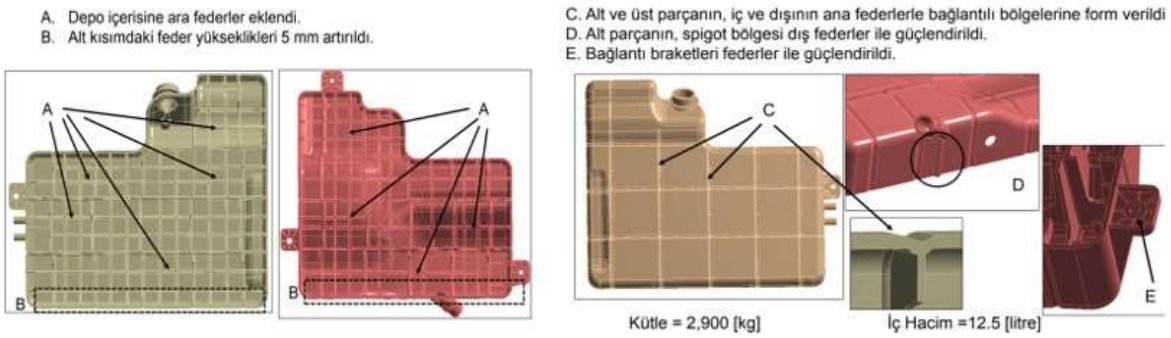
Depo malzemesi PP H1850'nin oda sıcaklığındaki akma gerilmesi 33 MPa'dır. Ancak deponun çalışma sıcaklığının 120°C olması durumu göz önüne alındığında malzemenin akma gerilmesi 8 MPa olmaktadır. Parçada nominal et kalınlığı (3 mm) üzerinde olduğu durumlarda 5-6 MPa gerilme değeri aşılmamalıdır. (Feka Automotive) [6].Şekil 11'de görüldüğü gibi birinci modele ait sonuçlar incelendiğinde çıkan değerler bu limitleri aştığı için riskler ortaya çıkmıştır. Kaynak bölgesi için de izin verilen maksimum gerilme 5-6 MPa olarak alınmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, kaynak bölgesinin alanın artırılması uygun olacaktır.



Şekil 11. İlk Analiz Sonuçları

4. İYİLEŞTİRME ADIMLARI

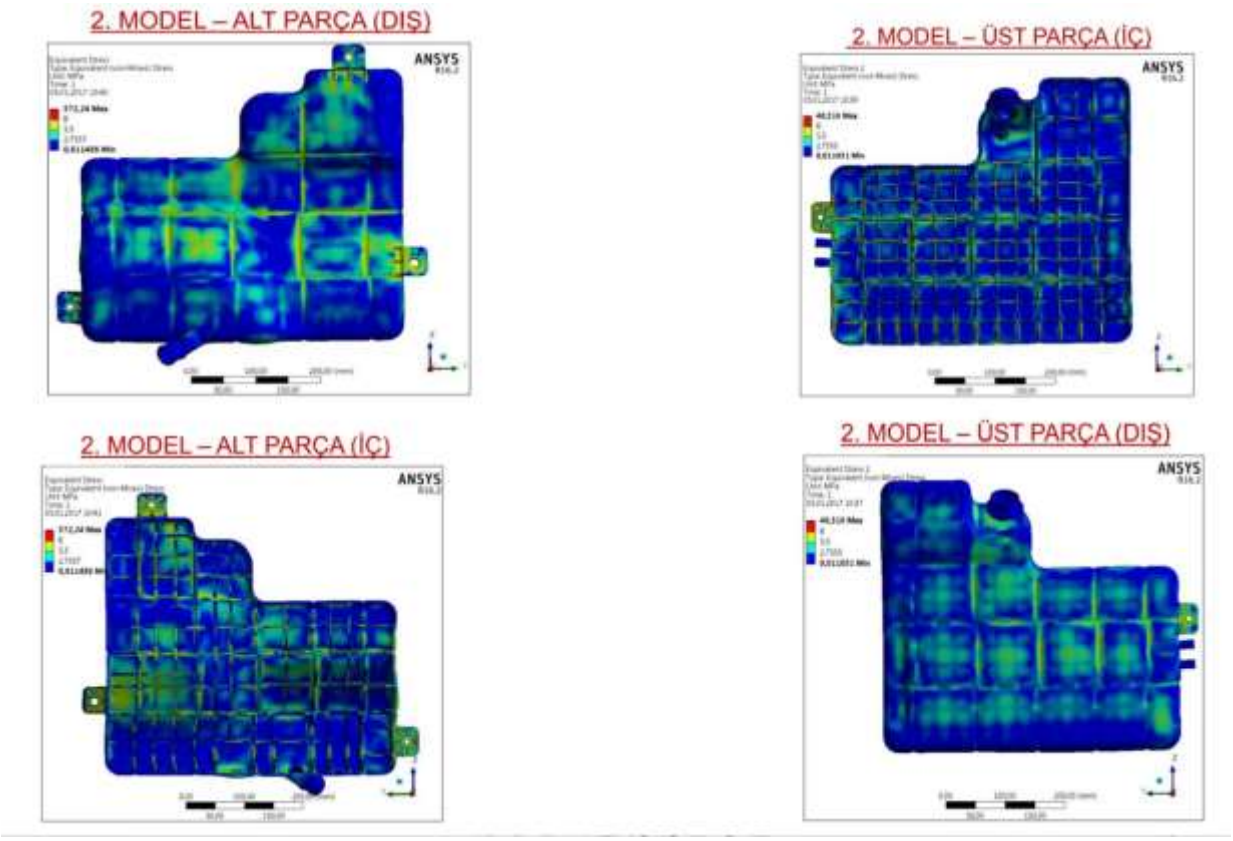
Yapılan ilk analiz sonuçlarına göre bazı deforme görülen bölgelere göre iyileştirmelerin yapılması planlanmıştır. Bunlar; A bölgesi ile tanımlı olan oklarla belirtilen yönlere ara federlerin eklenmesi ve B ile gösterilen alt kısımda bulunan tüm federlerin yüksekliklerinin 5 mm arttırılması şeklindedir. Ayrıca C,D ve E bölgelerinde güçlendirme çalışmaları yapılmıştır .



Şekil 12. İyileştirme çalışmaları

Yapılan iyileştirme çalışmalarına bağlı olarak aynı mesh çalışmaları yapılarak analiz tekrarlanmıştır. Şekil-13'deki gibi

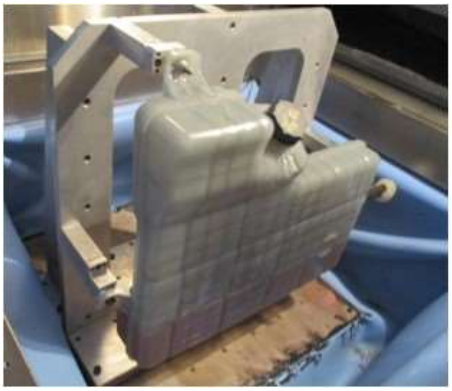
analiz sonuçlarında çıkan gerilme değerleri malzemenin akma değerinden düşük olduğu görülmüştür.



Şekil 13. İkinci Analiz Sonuçları

5.SONUÇLAR

Feder yüksekliklerinin arttırılması, iç ara federler eklenmesi, ana feder bağlantılarının iç ve dış bölgelerine form verilmesiyle ve lokal güçlendirmelerle gerilme değerleri hedeflenen mertebelere düşmüştür. 2.modelde 1.modele göre deponun kütlesi 574 [gr] artmış ve iç hacimde 0.5 [lt] azalma gerçekleşmiştir. Bu sonuçlar hedeflenen değerler içerisindedir. İlk yapılan çalışmalarda depo iç basınç değerleri 8 MPa malzeme gerilmesinin üstünde çıktığından dolayı yapılan iyileştirmeler ile birlikte 8 MPa altında sonuçlar elde edilmiştir. Bu değerler Şekil 14'te gösterildiği üzere fiziksel testler üzerinden de kontrol edilmiştir ve herhangi deformasyon görülmemiştir



Şekil 14. Fiziksel Test Koşulları

6.KAYNAKLAR

[1] Yurci, M.E.(1998) "Plastik İmalat Teknolojisi, Malzemeler ve Hatalar", TMMOB Makine Mühendisleri Odası Seminer Notları'' ,İstanbul, s.8.

[2] Eruslu , S (2007), "İnce cidarlı basınçlı tüplerin sonlu elemanlar yöntemiyle analizi. "

[3] Çayıroğlu, İ (2017), "İnce Cidarlı Basınçlı Kapların dış yükler altında mekanik davranışlarının deneysel ve Sayısal Olarak incelenmesi"

[4] Akyüz, Ö (1999),Plastikler ve Plastik Enjeksiyon Teknolojisine Giriş, Pagev Yayınları , İstanbul,Sayfa 29-33.

[5] Feka Automotive (2013), Su deposu tasarım normu, 25. sayfa .

[6] Feka Automotive (2016), Plastik parça tasarım dokümanları, 13. Sayfa

EFFECT OF BATTERY MODULE ON THE BODY-IN-WHITE GLOBAL STATIC STIFFNESS AND MODAL FREQUENCY FOR TYPICAL SEDAN CLASS ELECTRIC VEHICLE

[1]Ünal Kağan Zengi, [2]Dr.Kıvanç Şengöz

[1]FEV Turkey, Vehicle CAE, İstanbul, Turkey
[1] Ünal Kağan Zengi, zengi@fev.com
[1]FEV Turkey, Vehicle CAE, İstanbul, Turkey
[1] Dr.Kıvanç Şengöz, sengoz@fev.com

ABSTRACT

Electric vehicles (EV) are becoming more popular than internal combustion engine (ICE) vehicles. In addition to this, the structure of the vehicle body is changing. Body-in-white (BIW) which is the base of vehicle, is the most important factor influencing the stiffness of the full vehicle. Stiffness determine characteristics of vehicle dynamics, comfort and reliability.
In electric vehicles, the battery adds considerable rigidity and mass to the overall vehicle. In this study, modal and stiffness analysis of an electric sedan vehicle was performed using the finite element method over two computational models which are BIW with battery and BIW without battery. Thus, the effect of the battery on global torsion frequency, global bending frequency, torsional stiffness and vertical bending stiffness of electric sedan vehicle with a Li-Ion battery pack which is housed along the chassis in a skateboard configuration under the body was investigated.

Keywords: electric vehicle, BIW global stiffness, modal frequency, Optistruct FEM analysis, battery pack

1. INTRODUCTION

It is a known fact that the global automotive industry has been working mainly on electric vehicles in recent years. In this direction, it is inevitable to update and change the structure of the vehicles. While there is competition among manufacturers on the one hand, customers' expectations for NVH, reliability and vehicle dynamics are increasing on the other.
Designing a vehicle to have superior NVH performance is a task that should start very early in the development process, with careful analysis of the main sources of noise and vibration as well as many possible propagation paths. At this point, CAE (Computer Aided Engineering) programs help reduce both development cost and time and play an important role in establishing numerical models of vehicles or components and evaluating their behavior in areas such as noise, vibration and harshness. Two of the design features of a vehicle body that have the greatest impact on NVH performance are stiffness and BIW global natural frequencies and vibration modes.
Battery packs, which are quite heavy and stiff in electric vehicles, have become one of the basic parts of the body. This study is about how the battery influences torsion natural frequency, bending natural frequency, torsional stiffness and bending stiffness on the electric sedan vehicle body. In order to examine the effect of the battery, two models have been prepared, with and without battery. Optistruct was used as a solver for modal analysis and static stiffness analysis. Modal and global static stiffness analysis were run for both models and BIW global bending and torsion stiffness, modal frequency results were compared.

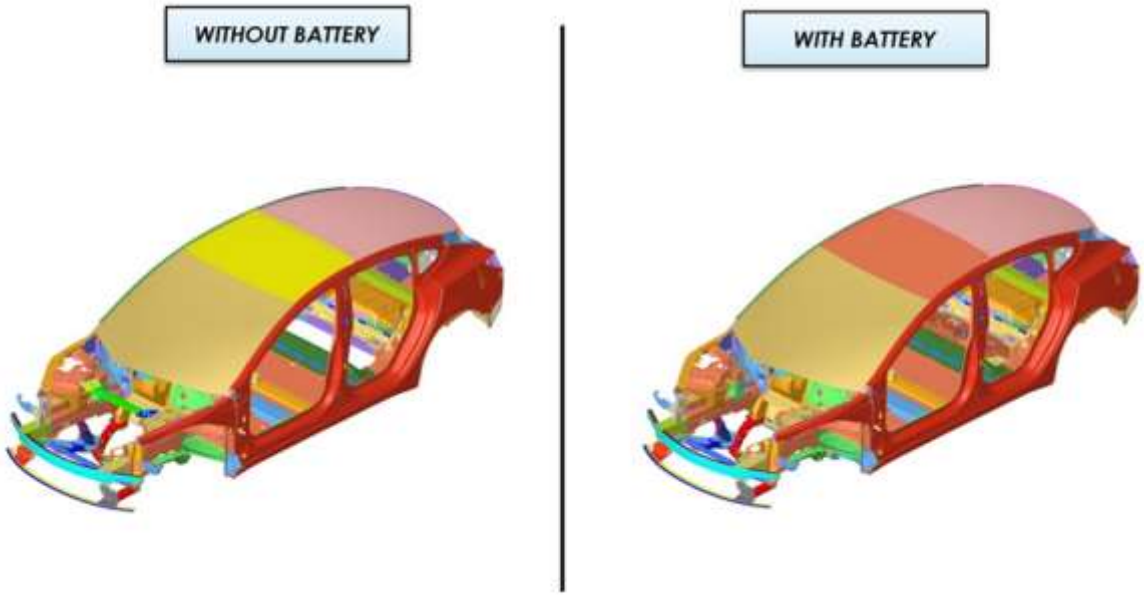


Figure 1. FEM model of sedan EV

The electric sedan vehicle FEM model used in this study is shown in figure 1 and includes windshield, front crash management system and front subframe in addition to the BIW. With these add-ons, the integrity of the vehicle has been ensured and the modal shapes have become easier to examine. Since the information of the battery cells is not available, they have been added to the model in mass. For component connections, spots and rivets are simulated as RB3 spot ACM (shell gap), adhesives as RBE3 hexa adhesive (shell gap) and bolts are simulated as beams. The information data of the fem model is given in table 1, and the information about the element type is given in table 2.

Table 1. FEM model data information

Data Type	BIW without Battery	BIW with Battery
Total # of Grids (Structural)	1603697	1922661
Total # of Elements	1385110	1685413
Total # of Rigid Elements	301102	322770
Total # of Rigid Element Constraints	1490556	1776822
Total # of Degrees of Freedom	9207462	11095398
Total # of Non-zero Stiffness Terms	260305719	312397137

Table 2. FEM model element type information

Element Type	BIW without Battery	BIW with Battery
CBEAM	632	909
CHEXA	109028	117335
CPENTA	880	912
CONM2	0	4
CQUAD4	1231289	1515245
CTRIA3	43281	51008

2. STIFFNESS ANALYSIS

2.1 Basic theory of Torsional Stiffness

When both sides of the car are landed with different loads, body will twist. For example, when driving on uneven roads, the effects of the bumps and pits will be transmitted to the suspension through the tires on both sides, and then transmitted to the body by the suspension. Currently, the body also is subject to torsional deformation. Only when the torsional stiffness of the body is sufficient, the torsional deformation will be within the limits of NVH requirements. When an asymmetrical vertical load is acting on the body, i.e there is a reversed load on both sides, the body is under torsion, and these asymmetrical loads will cause torsional deformation. The calculation diagram of torsional stiffness of body-in-white is shown in Figure 2 and the torsional stiffness can be calculated using equation 3.[1]

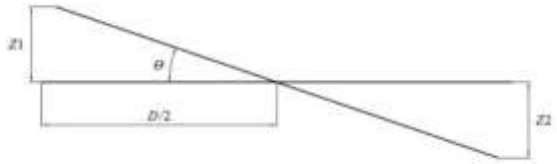


Figure 2. Simplified schematic diagram of torsional stiffness [1]

$$GJ = \frac{FD}{\theta} \tag{1}$$

Torsion angle calculation formula is as follow,

$$\theta = arctan\left(\frac{Z1-Z2}{D}\right) \tag{2}$$

Where Z1 and Z2 are the relative deformation of the left and right, longitudinal beams, D is the distance between the left and right measuring points.

2.2 Basic theory of Bending Stiffness

In order to calculate the bending stiffness of the body, the vertical force is applied on it, and thus the front and rear suspension mounts are constrained. This way, they can be considered a beam structure in simple terms.
The bending load acting on the body is also considered a point load for ease of calculation and understanding shown in figure 3. This point load is acting on the simple supported beam. By conducting the equilibrium equation and combining the boundary conditions and continuous conditions, the formula for the bending stiffness of the body and maximum vertical deflection can be obtained. [1]

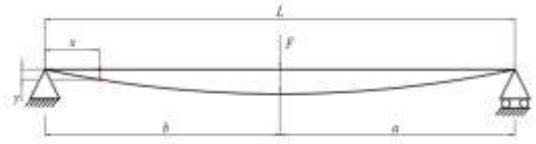


Figure 3. Simplified schematic diagram of bending stiffness [1]

$$EI = \frac{Fax(L^2-x^2-a^2)}{6Ly} \tag{3}$$

However, calculating the bending stiffness via tha above formula is fairly complicated. So, generaly, in order to simplify things, the stiffness value of the bending condition can be obtained via the following equation.

$$EI = \frac{\Sigma F}{\delta_{max}} \tag{4}$$

Where ΣF is total bending load (N) and δ_{max} is the maximum deformation of bending condition.

2.3 Torsional Stiffness Analysis

In torsional stiffness analysis, a load of 3000 Nm is applied to the front shock mount on the body. 3106N is applied in the z-dirction on the left, and 3106N is applied in the -z-direction on the right side, and the boundary conditions are shown

in figure 4. Degree of freedom of the right rear shock mount is constrained in the x,y,z direction, the left rear shock mount is constrained in the x,z direction, , and the lower middle of body is constrained in the z direction.[2]

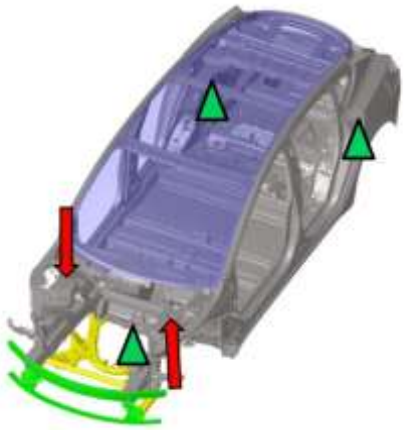


Figure 4. Torsional stiffness constrains

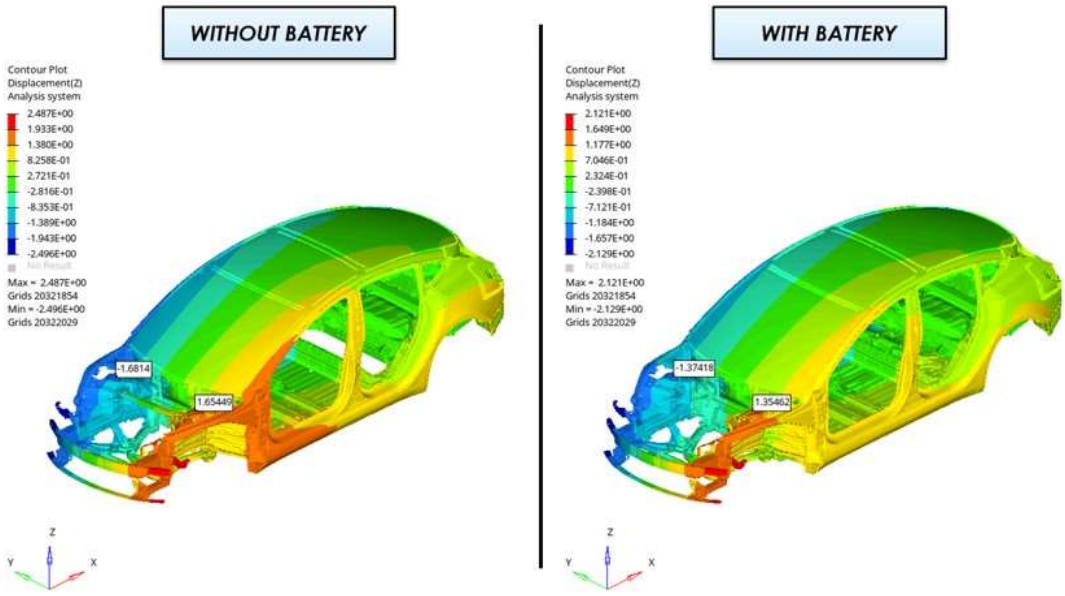


Figure 5. Torsional stiffness analysis result

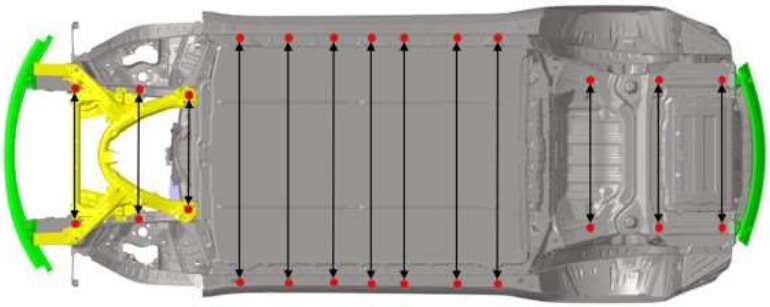


Figure 6. Points for calculating torsion angle

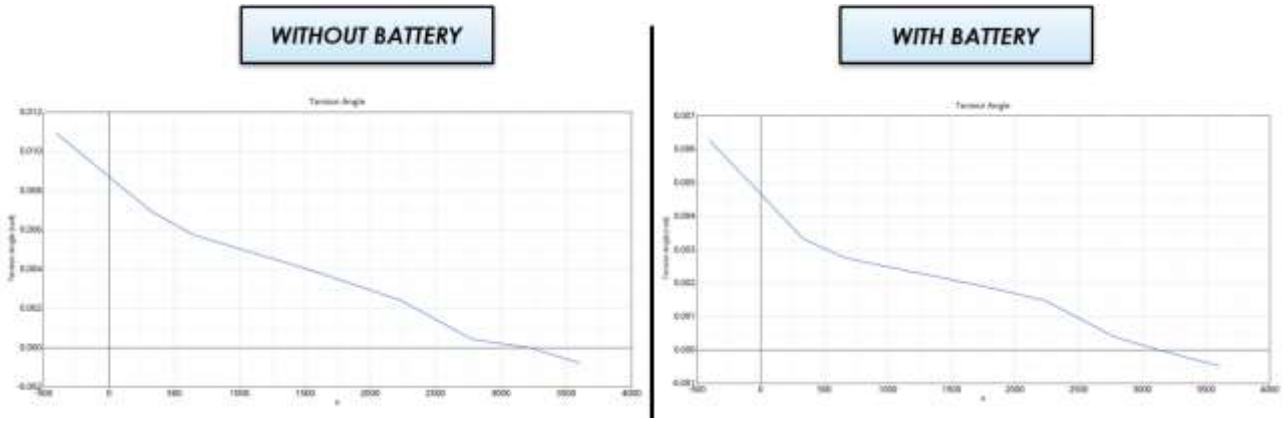


Figure 7. Torsion angle vs longitudinal x-axis graph

The torsional stiffness Z-displacement contour of body was calculated. Figure 5 shows the torsional rigidity Z-displacement contour of body. Figure 6 shows the locations of the measuring points for calculating torsion angle. Figure 7 shows the torsion angle of without battery and with battery model. Relative torsion angle of body along the longitudinal axis is 0.62 deg. for without battery model and 0.35 deg. for with battery model. When we compare the two models, torsion angle is decreased by 77 percent with the addition of the battery. Torsional rigidity of without battery is 868.8 kNm/rad for with battery model is 1062.2 kNm/rad. As the result show, with battery model 22. percent higher torsional stiffness than without battery model.

2.4 Bending Stiffness Analysis

In bending stiffness analysis, the load is applied as 1000N to each seat position and 4000N in total, and the boundary conditions are shown in figure 8. Degree of freedom of the right rear shock mount is constrained in the x,y,z direction, the left rear shock mount is constrained in the x,z direction, the right front shock mount is constrained in the y,z direction, and the left front shock mount is constrained in the z direction.[2]

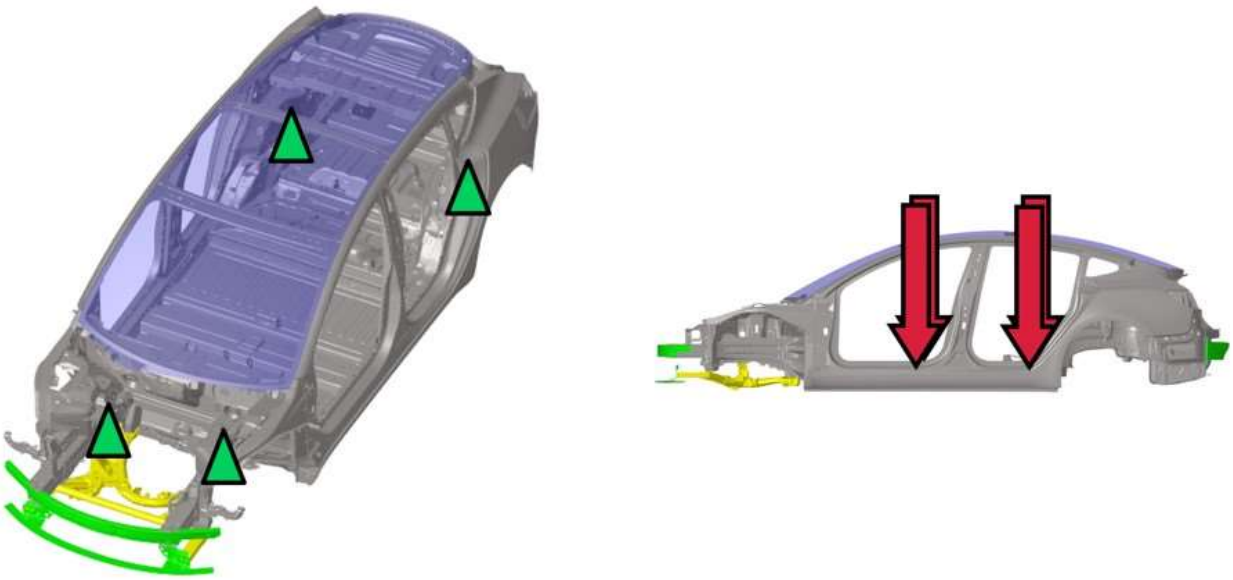


Figure 8. Bending stiffness constrains

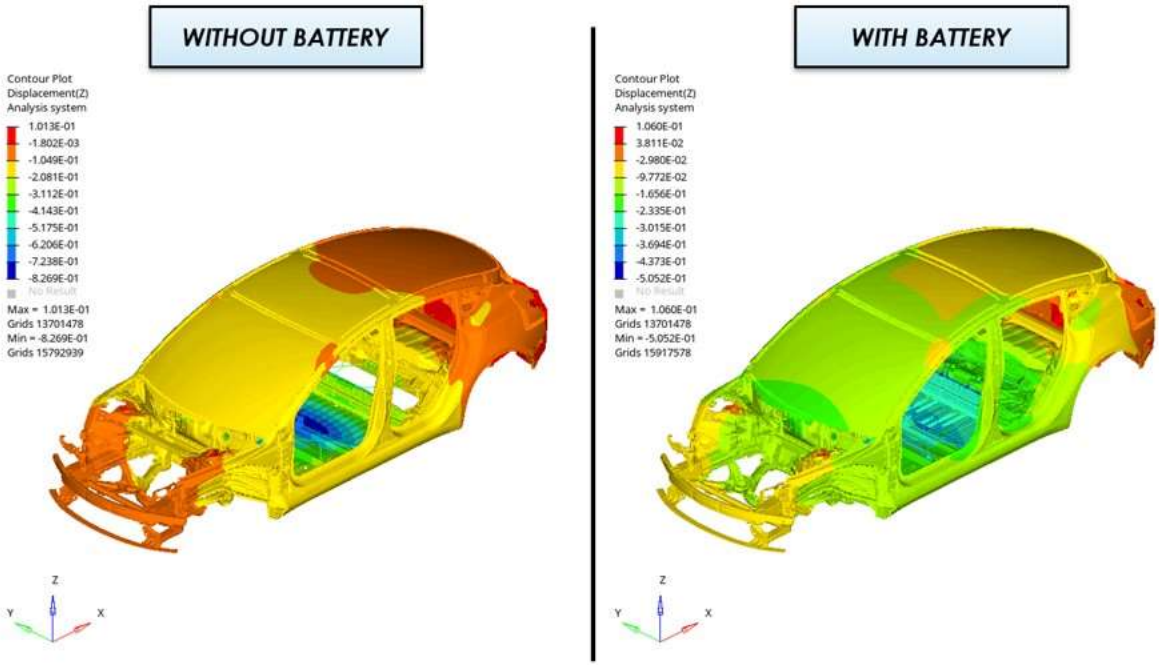


Figure 9. bending displacement contour of body

Bending stiffness of body was calculated. Figure 9 shows the bending in Z-displacement contour of body. In the figure 10, the maximum Z-displacement of the rocker side in the bending condition was given. The maximum z-direction displacement was taken rocker side of driver and its 0.224 mm, and the bending stiffness was calculated 17.8 kN/mm for without battery model. For the with battery model, the maximum z-direction displacement was taken as 0.179 mm on the rocker side of the driver, and the bending stiffness was calculated as 22 kN/mm for the model without battery. When we compare the two models, bending stiffness increased by 23 percent with the addition of the battery. Summary of the static stiffness analysis results are given in table 3.

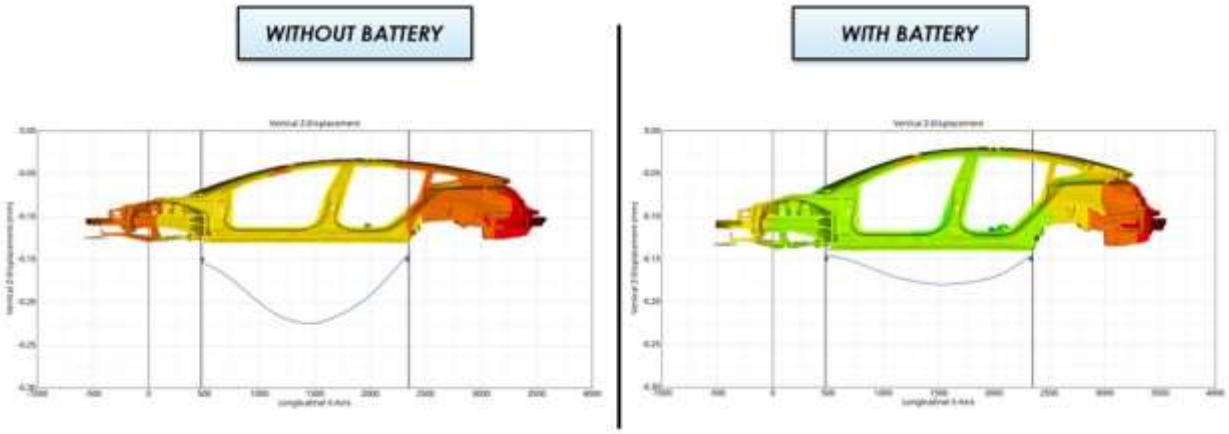


Figure 10. Maximum Z-displacement of body

Table 3. Static stiffness analysis results

Load Case Name	without Battery	with Battery	Change [%]
Torsional Stiffness [kNm/rad]	**868,8**	**1062,1**	**22**
Bending Stiffness [kN/mm]	**17,8**	**22**	**23**

3. MODAL ANALYSIS

3.1 Theory of Finite Element Modal Analysis

Modal analysis is the method of determining the dynamic characteristics of a structure, which contain many components connected by non-mass and rigid links. Each structure has its own vibration frequency, and this is called resonance frequency. When a structure's resonance frequency is triggered, it generates a vibration mod. The objective of modal analysis is to identify the modal parameters of the system, providing a foundation for dynamic characteristics. In the finite element modal analysis process, the computational model is created, and then numerical analysis is performed. For a vibration system with one degree of freedom, the differential equation of motion is

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (5)$$

Where $[M]$ is system matrix, $[C]$ is damping matrix and $[K]$ is stiffness matrix.[3] For modal analysis the damping matrix is usually ignored. Damping is often neglected for modal calculations at FE methods, as the damping inside the body is very small and the contribution of the damping to the modal frequencies and shapes of the body is negligible.[4] When we arrange the equation according to free vibration and harmonic motion, we obtain:

$$([K] - \omega_i^2[M])\{x_i\} = \{0\} \quad (6)$$

Where ω_i^2 is eigenvalues, $\{x_i\}$ is eigen vectors and i shows the value between 1 and degrees of freedom. Furthermore, the square root of the eigenvalues gives the natural circular frequencies. Eigenvectors refer to the mode shape. Lanczos method was developed for diagonalizing matrices. After the coefficient matrix is diagonalized, the eigenvalues and eigenvectors can be calculated effectively. [5]

3.1.1 Natural Frequency of Cantilever Beam

When given an excitation and left to vibrate on its own, the frequency at which a cantilever beam will oscillate is its natural frequency. This condition is called Free vibration. The value of natural frequency depends only on system parameters of mass and stiffness. When a real system is approximated to a simple cantilever beam, some assumptions are made for modelling and analysis (Important assumptions for undamped system are given below):

- The mass (mm) of the whole system is considered to be lumped at the free end of the beam

- No energy consuming element (damping) is present in the system i.e. undamped vibration
- The complex cross section and type of material of the real system has been simplified to equate to a Cantilever beam[6]

The governing equation for such a system (spring mass system without damping under free vibration) is as below:

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \tag{7}$$

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0 \tag{8}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{9}$$

k , the stiffness of the system is a property which depends on the length (l), moment of inertia (I) and Young's Modulus (E) of the material of the beam and for a cantilever beam is given by:

$$k = \frac{3EI}{l^3} \tag{10}$$

3.2 Modal Analysis Results

Finite element model was solved free-free condition on Optistruct for both models which are with battery pack and without battery pack. The effect of the battery on the global torsion and global bending frequencies was examined.Global torsional frequency results are shown in figure 11 and global bending frequency results are shown in figure 12.

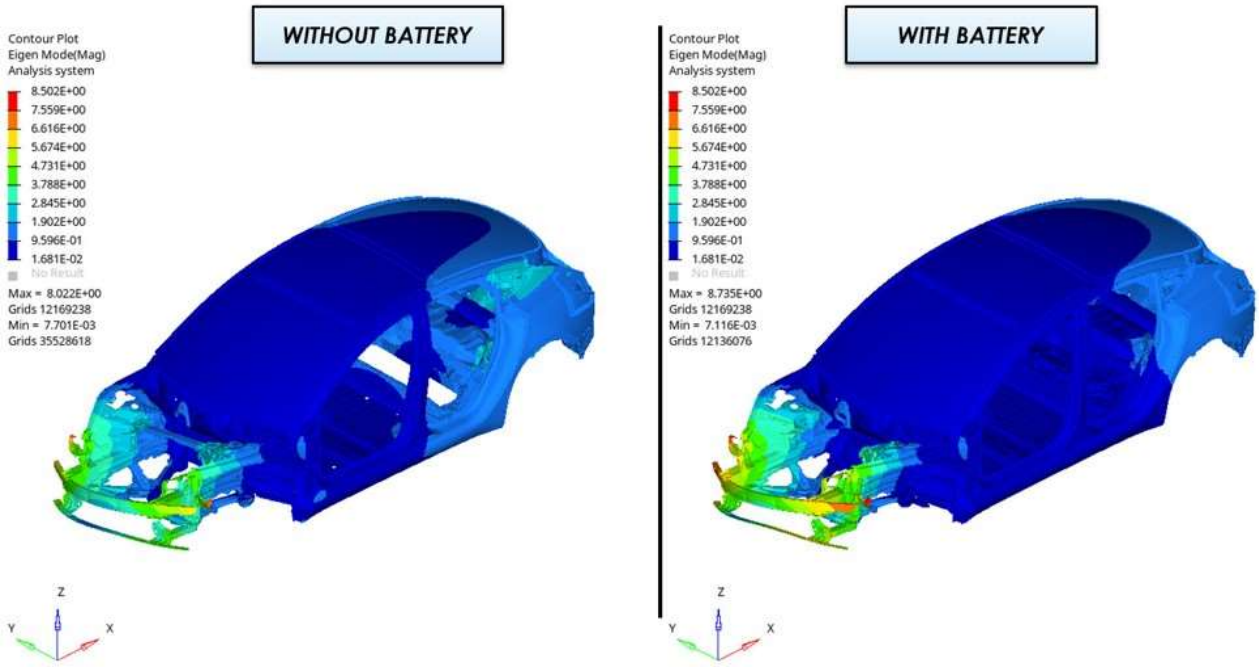


Figure 11. Global torsional frequency of sedan EV

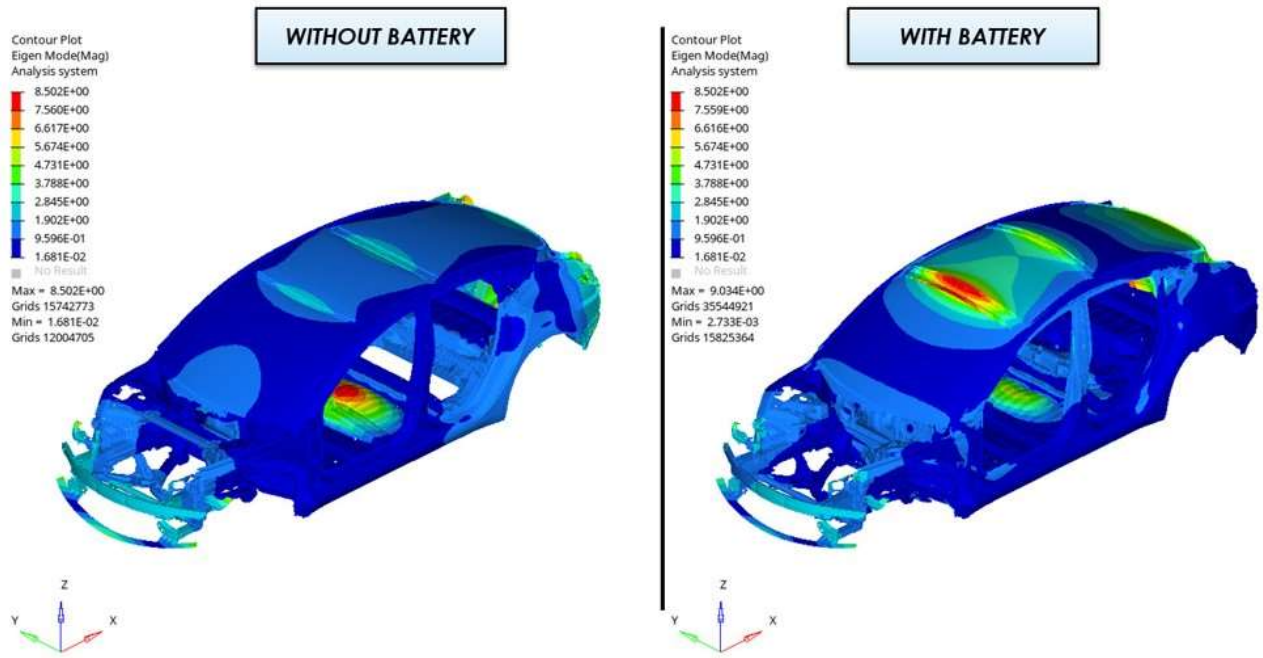


Figure 12. Global bending frequency of sedan EV

Table 4. Modal analysis results

Load Case Name	*without Battery*	*with Battery*	*Change [%]*
Global Torsional Mode Shape	**40,36 Hz**	**39,91 Hz**	**1**
Global Bending Mode Shape	**65,45 Hz**	**75,66 Hz**	**16**

The modal analysis results are shown in Table 4. Effect of mass and frequency change with respect to model without battery cancel each other and final global BIW torsional frequency does not change considerably in a modal with battery. Bending stiffness of a model with battery increases 23 percent with respect to model without battery. Combination of mass and stiffness increase results in 16 percent increase in total for global BIW bending frequency.

4.CONCLUSION

In conclusion, Hypermesh was used to create the finite element model of the sedan EV and Optistruct was used as a solver. Modal and static stiffness analyzes were performed and the effect of the battery was examined. As a result of modal analysis, the battery has almost no effect on the global BIW torsional frequency but 16 percent increase on the global BIW bending frequency. As a result of the static stiffness analysis, it has been determined that the effect of the battery pack on the torsional stiffness is more than the effect on the bending stiffness. While the battery pack provided a 22 percent increase in torsional stiffness compared to the model without battery, bending stiffness also provided an increase of approximately 23 percent. Finally, battery pack indicates dominant effect in global BIW torsional and bending stiffness, bending frequency, on the other hand there is no considerable effect of battery pack in global BIW torsional frequency compare to model without battery.

5.REFERENCES

[1]Ji1 H., Zhang1 J. and Yan X.” Simulation and Verification of the Body-in-white Finite Element Model Based on Static Stiffness”, 2020 5th International Conference on Electromechanical Control Technology and Transportation (ICECTT), China

[2] Pang, Jian (2018),“Noise and Vibration Control in Automotive Bodies”, Wiley, pp 54-59

[3] Zhao, Y. and Wang, L., “The Modal and Stiffness Analysis of the White Body of the Truck Cab by Using the Finite Element Method,” SAE Technical Paper 2020-01-0484, 2020.

[4] Pang, Jian (2018),“Noise and Vibration Control in Automotive Bodies”, Wiley, p 89

[5] Ferhat, D.D. (2004) “Bir toplu taşıma aracının sonlu elemanlar metodu ile dinamik analizi”, Istanbul Technical University, Mechanical Engineering Department, MSc. Thesis.

[6] URL : http://rtlabs.nitk.ac.in/?q=article/free-vibration-cantilever-beam

BİYODİZEL YAKITLARA İLAVE EDİLEN NANO-PARTİKÜL MADDELERİN MOTOR PERFORMANSI VE EMİSYONLARINA ETKİSİ

Hasancan TERZİ[1,3], Mehmet ÇELİK[2]

[1] Karabük Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Karabük, Türkiye
[2] Karabük Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Karabük, Türkiye
[3]Sorumlu Yazar: Hasancan TERZİ, terzihasancan@gmail.com

ÖZET

Günümüzde dizel motorların en büyük sorunlarından biri yüksek egzoz emisyonlarıdır. Egzoz emisyonları azaltılması adına birçok çalışma yapılmaktadır. Bu çalışmaların başında biyodizel yakıtların dizel motorlara ilavesi gelmektedir. Biyodizel yakıtlar petrol ürünlerine olan bağımlılığı azaltmak için bir fırsat olarak görülmektedir. Biyodizel kullanımının olumlu etkileri olduğu kadar olumsuz etkileri de bulunmaktadır. Bu olumsuz etkiler biyodizel kullanım oranlarının arttırılmasını engellemektedir. Biyodizel kullanımı ile termik verim azalmakta, özgül yakıt tüketimi artmaktadır. Emisyonlar özelinde incelendiğinde biyodizel kullanımı ile NOx emisyonu ve is emisyonlarında artış görülmektedir. Motor performans ve emisyonlarında ortaya çıkan bu olumsuz etkilerin giderilmesi için dizel-biyodizel karışımlarına ilave katkı maddeleri eklenerek deneyler yapılmaktadır. Bu katkı maddelerinin başında nanopartikül maddeler gelmektedir. Nanopartikül katkı maddeleri, geliştirilmiş yüzey alanı/hacim oranı, atomizasyonu arttırması ve daha kısa tutuşma gecikmesi süresini sağlaması gibi özelliklerinden dolayı yakıt özelliklerini geliştirmek amacıyla ideal bir katalizör görevi görmektedir. Bu çalışma, Dizel-Biyodizel karışımlarına ilave edilen nanopartikül maddelerin motor performansına ve emisyonlarına olan etkisi üzerine yapılan çalışmaların derlenmesiyle oluşturulmuştur. Bu derleme çalışmasında farklı oranlarda dizel-biyodizel yakıt karışımlarına eklenen çeşitli nanopartikül katkı maddelerinin motor performans ve emisyonlarına etkisi incelenmiştir.

Anahtar Kelime: Biyodizel, Nanopartikül Katkı Maddeleri, Dizel Motor Performansı, Dizel Motor Emisyonları

EFFECT OF NANO-PARTICLE SUBSTANCES ADDED TO BIODIESEL FUELS ON ENGINE PERFORMANCE AND EMISSIONS

ABSTRACT

Today, one of the biggest problems of diesel engines is high exhaust emissions. Many studies are carried out to reduce exhaust emissions. The most important of these studies is the addition of biodiesel fuels to diesel engine fuel. Biodiesel fuels are seen as an opportunity to reduce delendense on petroleum products. The use of biodiesel has not only positive effects but also negative effects. These negative effects prevent the increase in the rate of biodiesel use. With the use of biodiesel, brake thermal efficiency decreases and specific fuel consumption increases. When the emission characteristics are examined, it is seen that NOx emissions and soot emissions increase with the use of biodiesel. Additional additives can be added to diesel-biodiesel blends to eliminate these negative effects on engine performance and emissions. Nanoparticle substances come first among these additives. Nanoparticle additives act as an ideal catalyst to improve fuel properties due to their properties such as improved surface area / volume ratio, good atomization and shorter ignition delay time. This study was created by compiling the studies on the effect of nanoparticle substances added to Diesel-Biodiesel blends on engine performance and emissions. In this review, the effects of various nanoparticle additives added to diesel-biodiesel fuel mixtures on engine performance and emissions were investigated.

Keywords: Biodiesel, Nanoparticle Additives, Diesel Engine Performance, Diesel Engine Emissions

1.GİRİŞ

Alternatif bir yakıt seçeneği olan biyodizel, motorlar kaynaklı ortaya çıkan zararlı emisyonları azaltma potansiyeline sahip olması ve içten yanmalı motorlarda kullanılması nedeniyle diğer kaynaklar arasında en çok tercih edilen yakıtlardan biridir. Ekonomik ve çevre dostu olan biyodizel, petrol bazlı yakıtlar için önemli bir alternatiftir (Ganesan vd. 2020). Biyodizel kullanımı, Dizel motorlara belirli oranlarda eklendiğinde emisyonları azaltıcı etki göstermektedir. Ek olarak, yapılan çalışmalar gösteriyor ki biyodizel kullanımının, motor performansını olumsuz yönde etkilediği ve yakıt tüketiminde artışlara neden olduğu belirtilmiştir. Biyodizel kullanımının içeriğinde bulunan yüksek oksijen oranı nedeniyle NOx emisyonlarını arttırdığı literatürde belirtilmiştir. Olumlu etkilerinin yanında sıralanan bu olumsuz etkilerin giderilmesi adına dizel-biyodizel karışımlarına ilave katkılar katılarak deneysel çalışmalar gerçekleştirilmektedir. Bu katkılardan biri yakıtlara su ilavesidir ki bu ilave NOx emisyonlarının azaltılmasında önemli rol oynarken su kullanımı yanma odasında yanma sıcaklığını azalttığından dolayı tutuşma gecikmesi süresinde uzamalara neden olabileceği belirtilmiştir (Sezer vd. 2018). Biyodizel ile ilgili sıralanan olumsuz etkenlerin üstesinden gelmek adına organik ve inorganik metallerden elde edilen yakıt katkıları gibi kimyasal maddeler deneylerde kullanılmıştır. Kullanılan yakıt katkılarının genel amacı yanma verimini arttırmak ve kirliliği azaltmaktır. Hidrokarbon yakıtlar için yanma katalizörü olarak yardımcı olan katkı maddeleri demir, bakır, manganez, baryum, kalsiyum ve platin gibi metalik esaslı bileşiklerdir. Nanoteknolojideki gelişmeler, nano enerjik malzemelerin üretimine, kontrolüne ve karakterizasyonuna izin vermektedir. Nano-parçacıklar daha yüksek yüzey/hacim oranına sahiptir ve daha yüksek yüzey alanı, kütle formlarına kıyasla katalitik reaktivite ve geliştirilmiş manyetik özellikler için daha önemlidir. Gelişmiş nano malzemeler, daha yüksek yüzey alanı nedeniyle metalik tabanlı malzemelere göre daha etkilidir. Nano partikülün bir diğer önemli yararlarından biri de boyutudur, mikron boyutundaki partiküllerde olduğu gibi filtre tıkanması ve yakıt enjektörü tıkama olasılığı bulunmamaktadır. Bu bağlamda dize-biyodizel yakıt karışımlarına nano partikül maddelerin ilave edilmesi ile ilgili yapılan çalışmaların bir araya getirilerek değerlendirilmesi, daha sonra yapılacak olan motor performans iyileştirme ve emisyon azaltma çalışmalarına ışık tutacaktır (Ganesan vd. 2020). Dizel-biyodizel yakıtlara nano partiküllerin eklenmesi konusunda literatürde birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada, metal, metal oksit, manyetik, karbon nano tüp, nano organik katkı maddeleri ve karışık nano katkı maddeleri gibi çeşitli nano katkı maddelerinin motor performansı ve emisyonları üzerindeki etkilerine ilişkin literatür taraması yapılarak raporlanması yapılmıştır.

2. NANOPARTİKÜL MADDELER

Nanopartikül Maddeler, boyutları 1–100 nm arasında değişmekte olup yakıt katkısı olarak nano materyaller arasında Al, Ag, Cu, Mg, Ni, Ti, Zn gibi metaller, bor gibi yarı metaller ve Al_2O_3, CeO_2, TiO_2, Fe_2O_3 Fe_3O_4 CuO, MnO, MgO gibi metal oksit nano akışkanlar sıralanabilir (Sezer vd. 2018). Nanopartikül katkı maddeleri, uluslararası yakıt standartlarının karşılanmasında ve biyodizel ile ilgili sorunların aşılmasında çok önemli bir rol oynamaktadır. Nanopartikül katkı maddeleri yardımıyla egzoz emisyonlarınının azalması sağlanırken aynı zamanda motor performansını arttıran dizel-biyodizel yakıt karışımları oluşturulabilir (Madiwale, Karthikeyan, ve Bhojwani 2017). Nanopartikül katkı maddeleri, geliştirilmiş yüzey alanı/hacim oranı, ani buharlaşma ve daha kısa tutuşma gecikmesi süresi gibi özelliklerinden dolayı yakıt özelliklerini geliştirmek amacıyla ideal bir katalizör olarak düşünülmektedir (Sezer vd. 2018).

3. NANOPARTİKÜL MADDELERİN MOTOR PERFORMANS VE EMİSYONLARINA ETKİSİ

3.1 Termik Verim

Silindire girmiş olan karışımın yanması ile oluşan enerjiye karşılı, motorun bu enerjiyi faydalı işe çevirme oranına denir. Termik verim, motor performansının önemli bir ölçütüdür. Termik verim, yakıtların yanma kabiliyetini yansıtır. Başka bir deyişle, enerjinin ne kadar verimli bir şekilde mekanik işlere dönüştürüldüğünü gösterir (Özdamar ve Yelken 1986).

$$Termik\ Verim = \frac{Pex3600}{bexHu} \qquad Fren\ Gücü = \frac{Mexn}{9549} \qquad Moment = F \times L \times Df$$

Hu: Alt Isıl Değer(kj/kg)
Be: Özgül Yakıt Tüketimi(gr/kWh)
Pe: Efektif Motor Gücü (kW)
Me: Motor Momenti
N: Motor Devri (Devir/dk.)
F: Dinamometre Kuvvet Değeri
L: Dinamometre Kol Uzunluğu
Df: Moment Düzeltme Faktörü

Sanjeevarao ve ark., yapmış oldukları çalışmada dizel yakıtını, farklı oranlarda pamuk yağı (%20 ve %50) ve farklı oranlarda Al_2O_3 (50 ve 100 ppm) karıştırıp deneyler yaparak motor performans ve emisyonlarını incelemişlerdir.

Sonuçlar, 100 ppm Al_2O_3 nano katkılı biyodizel karışımı B20'nin, eklenen alümina Nano katkı maddeleri sayesinde maksimum yüklerde D100'e kıyasla daha yüksek termik verim sağladığını göstermektedir. Bu Al_2O_3 nanopartiküllerinin, yakıt ve yanma özelliklerini iyileştirmesinden kaynaklandığı belirtilmiştir (Sanjeevarao vd. 2020). Kumar ve ark., dizel yakıtına farklı oranlarda (%20, %30, %40) atık yemek yağı biyodizeli ilavesine ek olarak hacimce %2 dietil eter ve 80 ppm CeO_2 ilavesi yapılarak çalışmalarda bulunmuştur. Genel olarak katkılı yakıtların katkı ilavesiz yakıtlara göre daha yüksek verimlilik gösterdiği görülmektedir. Oksijenli yakıt DEE ve CeO_2 nanopartiküllerinin birleşik etkisi termik verimde ki bu artışa katkıda bulunduğu belirtilmiştir. Yüksek uçuculuk, daha yüksek setan sayısı ile DEE, CeO_2 nanopartikülleri tarafından desteklenen tutuşma gecikmesi azaltılmasına yardımcı olmuştur. B30'un yoğunluğu B20 harmanına göre daha yüksek olmasına rağmen, nanopartiküllerin eklenmesi ile hava ile biyodizel arasında daha iyi ısı transferi meydana geldiği ve bunun da tutuşma gecikme süresinin azaltılmasının nedeni olduğu belirtilmiştir (Kumar vd. 2020). Kumar ve ark., dizel yakıtına %20 oranında pamuk yağı biyodizeli eklemiş ve bu karışımlara ek olarak farklı oranlarda (40, 80, 120 ppm) ZnO ekleyerek motor performans ve emisyon özelliklerini incelemişlerdir. ZnO ile harmanlanmış yakıtların termik verimi daha yüksek yüklerde artmıştır ve nanopartiküllerin ppm seviyesindeki artışı ile verimin arttığı görülmüştür. Bu durumun, daha iyi yüzey alanı/hacim oranına sahip nanopartiküllerin daha iyi yanma özelliklerine bağlanabileceği belirtilmiştir (Deepak Kumar, Hussain, ve Ramesha 2019). Dharmaprabhakaran ve ark., B20 biyodizel karışımına farklı miktarlarda (25, 50, 75 ve 100 ppm) CuO_2 ilave ederek bu karışımların motor performanslarını incelemişlerdir. CuO_2 nanopartikülleri içeren ve içermeyen biyodizel ve dizel karışımı, BBAME içinde yüksek oksijen içeriği sağlayarak mükemmel bir yanma nedeniyle B20'ye kıyasla çok daha iyi termik verim sergilemiştir. B20+100 ppm, atomizasyonunda kullanılan nanopartikülün yüzey/hacim oranının daha yüksek olması yanma verimini arttırdığından B20 ile kıyaslandığında daha yüksek termik verim ile sonuçlandırdığı görülmüştür (Dharmaprabhakaran vd. 2020). Abdallah ve ark., artık yemek yağı biyodizelini %30 dizel yakıta ilave edip MgO, ZnO ve Al_2O_3 nano katkıları kullanarak deneyler gerçekleştirmiş ve motor performans ve emisyonlarını incelemiştir. Saf dizele kıyasla, metal oksit nanopartiküllerin kullanılması termik verimi arttırmıştır. Metal oksitler nanopartiküller, yakıt tasarrufu ve termik verim artışı sağlamak için yanma işlemine oksijen sağlamak üzere bir katalizör görevi gördüğü belirtilmiştir (Abdallah, Abdel-Rahman, ve Elwardany 2020). Gad ve Jayaraj, dizel yakıtına %20 Jatropha bitki yağı biyodizeline ek olarak TiO_2 (25, 50 ve 100 mg), CNT (25, 50 ve 100 mg), Al_2O_3 (25, 50 ve 100 mg) nano katkı maddeleri ilave ederek motor performans ve emisyonlarını incelemiştir. Nano biyodizel katkı maddeleri için termik verim, saf dizel yakıta kıyasla artmıştır. Nanopartiküllerin eklenmesi, iyileştirilmiş yanmayı ve yakıtın faydalı işe etkili enerji dönüşümünü sağlamıştır. Bu güç artışının ana nedeni, nanopartiküllerin yüzey/hacim oranını artırarak silindir içinde üretilen ek enerjiye bağlanabilir ve böylece ısı transferini arttırabileceği belirtilmiştir. Nano katkı maddeleri, yakıtın tutuşma gecikmesini ve yanma süresini azaltır, bu da daha yüksek silindir basıncına ve daha hızlı ısı yayılım oranına yol açar. Nanopartiküllerin varlığı nedeniyle yakıt havası karıştırma ve yanma özelliklerinde gelişmeler gösterildiği belirtilmiştir (Gad ve Jayaraj 2020). Rastogi ve ark., yaptıkları çalışmada, dizel yakıtına farklı yüzdelerde (25,50,75 ve 100 ppm) CuO nanopartiküllerinin jojoba biyodizel yakıt karışımına (JB20) eklenerek bu karışımların dizel motor performansı, emisyon ve yanma özellikleri üzerindeki etkisini incelemişlerdir. JB20 biyodizel karışımı CuO nanopartiküller ile birleştirildiğinde, yanma özellikleri ve yakıt ile hava karışımındaki iyileşme nedeniyle JB20 yakıtına kıyasla termik verimin artmasıyla sonuçlanır. CuO nanopartiküllerinin yüksek yüzey hacmi oranı nedeniyle artan yanma özellikleri, üstün yakıt oksidasyonu sağlar. Nanopartiküller, oksijen tamponuna benzer şekilde hareket eder, dolayısıyla yakıtın daha iyi yanmasına neden olan A/F'nin karışım oranını artırır. CuO nanopartiküllerinin miktarının artmasıyla termik verimin arttığı ve bunun yanma işlemi sırasında daha hızlı ısı açığa çıkmasına bağlı olduğu görülmüştür (Rastogi, Sharma, ve Kumar 2021). Thirugnanam ve ark., dizel yakıtına, %20 oranında palmiye tohumu yağı biyodizel karıştırarak, bu karışıma ilave 25, 50, 75, 100 ppm NiO eklenerek motor performansını ve emisyon özelliklerini incelemişlerdir. Motorun termik verimliliği, nano katkı maddelerinin ısı transferi hızı ve ısıl iletkenlik üzerindeki olumlu etkisi ile artırılmıştır. Nano katkılı harmanlanmış yakıtların termik verimin, tüm yük koşullarında daha yüksek ısı yayılım oranı nedeniyle B20'ninkinden daha yüksek olduğu görülmüştür (Thirugnanam vd. 2021).

Yapılan çalışmalar incelendiğinde çeşitli nanopartikül maddelerinin farklı konsantrasyonlarda ilavelerinin termik verimi iyileştirdiği gözlemlenmiştir. Nanopartikül madde ilaveleri ile atomizasyon artmış, daha iyi buharlaşma gerçekleşmiş ve bu da iyi yanmayı destekleyerek termik verimin artmasında önemli rol oynamıştır. Artan oksijen yoğunluğu iyi yanma iyileşmiş ve termik verimin artmasında önemli rol oynamıştır. Nanopartikül madde ilavesi ile artan yüzey/hacim oranı sayesinde yanmanın iyileştiği ve termik verimin arttığı gözlemlenmiştir. Nanopartikül maddelerin ilavesi tutuşma gecikmesini azaltarak daha yüksek silindir basınçları oluşturur ve bu durum termik verimin iyileşmesinde önemli rol oynamaktadır. Nanopartikül maddeler potansiyel bir katalizör görevi görerek reaktiviteye yardımcı olur, bu da daha iyi karışım ve yanmak demektir. Bu da termik verimde ki artışta önemli rol oynamaktadır.

3.2 Fren Özgül Yakıt Tüketimi (FÖYT)

Fren özgül yakıt tüketimi (FÖYT), içten yanmalı bir motorun tüketmiş olduğu yakıta karşılık krank mili üzerinde ürettiği gücün verimini ifade etmektedir. Özgül yakıt tüketiminin "fren" kelimesi ile kullanılmasının temel nedeni iste, dinamometre üzerinde içten yanmalı bir motorun karakteristik özelliklerinin belirleyen parametreler belirlenirken

frenleme gücünün kullanılmasıdır. İçten yanmalı bir motor güç üretebilmesi için havaya ve yakıta ihtiyaç duymaktadır. Motorun ne kadar yakıt harcadığı genellikte dinamometre üzerinde kütle debisi olarak ölçülmektedir. Fakat bu değer motorun verimini saptamak için yeterli değildir. Çünkü harcanan yakıttan ne kadar mekanik güç elde edildiği belli değildir. Bu nedenle anlık olarak tüketilen yakıt miktarı [kg/s], motor çıkışında elde edilen güce [W] bölünür ve böylelikle fren özgül yakıt tüketimi [kg/J] elde edilmiş olur (URL 1).

$$FÖYT = \frac{Be \times 10^3}{Pe}$$

.

Be [kg/s] – Yakıt Kütle Debisi [Motor Dinamometresi üzerinde ölçülen]
Pe [W] – Motor Çıkış Gücü
FÖYT [kg/J] – Fren Özgül Yakıt Tüketimi

Sanjeevarao ve ark., yapmış oldukları çalışmada dizel yakıtını, farklı oranlarda pamuk yağı (%20 ve %50) ve farklı oranlarda Al_2O_3 (50 ve 100 ppm) karıştırıp deneyler yaparak motor performans ve emisyonlarını incelemişlerdir. Sonuçlar, nano katkı numunelerinin FÖYT'sinin, alümina nanopartiküllerin eklenmesi nedeniyle daha yüksek yüklerle azaldığını göstermektedir. Bunun nedeni nanopartiküllerin yakıtı yakmak için yeterli oksijen içeriğini sağladığı gösterilmiştir (Sanjeevarao vd. 2020). Ağbulut ve ark., dizel yakıtı içerisine ilave edilen çeşitli metal oksit bazlı nanopartiküller ve biyodizel karışımlarının motor performans ve emisyonlarına etkisini incelemiştir. Test yakıtlarından $B10Al_2O_3$, en yüksek ısıtma değerine sahip olduğu için her motor yükü için en düşük FÖYT değerine sahip yakıt türüdür. Bununla birlikte, nanopartiküllerin eklenmesi, biyodizel-nanopartikül karışımlarının ısıtma değerini artırmıştır. Bu durum, FÖYT 'nin azaltılmasında bir avantaj sağlamıştır (Ağbulut vd. 2020). Kalaimurugan ve ark., B20 biyodizel karışımına farklı miktarlarda (25, 50, 75 ve 100 ppm) CeO_2 ekleyerek bu karışımların motor performanslarını incelemiştir. CeO_2 nanopartiküllerinin eklenen yakıt karışımlarının FÖYT'si B20'ye kıyasla düştüğü gözlemlenmiştir. Bunun nedeni, B20 yakıtının daha düşük ısıl değeridir. CeO_2 nanopartikül katkısı, gelişmiş atomizasyonun yanı sıra gelişmiş yanmayı da etkilemiştir ve bu nedenle güç artırılırken yakıt tüketimi azalmıştır (Kalaimurugan vd. 2020). Kumar ve ark., dizel yakıtına %20 oranında pamuk yağı biyodizeli eklemiş ve bu karışımlara ek olarak farklı oranlarda (40, 80, 120 ppm) ZnO ekleyerek motor performans ve emisyon özelliklerini incelemişlerdir. ZnO, yanma sürecini hızlandıran ve yüzey/hacim oranını iyileştiren ve FÖYT 'yi azaltan bir oksitleyici katalizör görevi görür. Çinko oksitin neden olduğu kısa tutuşma gecikmesi daha iyi yanmaya yol açar ve böylece aynı miktarda yakıt ile daha fazla iş elde edilir, böylece FÖYT, ZnO karışımlarında azalır (Deepak Kumar, Hussain, ve Ramesha 2019). Abdallah ve ark., artık yemek yağı biyodizelini %30 dizel yakıta ilave edip MgO, ZnO ve Al_2O_3 nano katkıları kullanarak deneyler gerçekleştirmiş ve motor performans ve emisyonlarını incelemiştir. Metal oksit nanopartiküllerin kullanılması, saf dizele göre fren özgül yakıt tüketimini azaltır ve yanmayı iyileştirir. Nanopartiküller, yanma sürecini iyileştiren bu katalitik etkinin nedeni olabileceği belirtilmiştir (Abdallah, Abdel-Rahman, ve Elwardany 2020). Gad ve Jayaraj, dizel yakıtına %20 Jatropha bitki yağı biyodizeline ek olarak TiO_2 (25, 50 ve 100 mg), CNT (25, 50 ve 100 mg), Al_2O_3 (25, 50 ve 100 mg) nano katkı maddeleri ilave ederek motor performans ve emisyonlarını incelemiştir. Bir dizi yük boyunca nano konsantrasyonlar için fren özgül yakıt tüketimleri, Jatropha biyodizel karışımı (J20) ve saf dizelden daha düşüktür. Fren özgül yakıt tüketimindeki azalma, muhtemelen nanopartiküllerin yakıtın fiziksel özellikleri üzerindeki etkisine ve bunun sonucunda tutuşma gecikme süresinin azalmasına bağlanabilir. Nanopartiküllerin varlığı nedeniyle yakıt havası karıştırma ve yanma özelliklerinde gelişme göstermiştir. Nano boyutlu parçacıklar, potansiyel bir katalizör olarak reaktiviteye yardımcı olan reaktif yüzeylere sahiptir. Biyodizel karışımlarında nanopartiküllerin varlığı, daha iyi katalitik etki ve daha iyi yanma için yüzey alanı hacim oranını artırarak daha az yakıt tüketimine yol açmıştır. Nanopartiküllerin dozlama seviyesinin artması ile özgül yakıt tüketimleri azalmıştır (Gad ve Jayaraj 2020). Gad ve ark., dizel yakıtına %20 oranında atık yemek yağı biyodizel ilave etmiş, bu karışıma ayrı ayrı 25, 50, 100 mg CNT ve CNS katarak bu karışımların motor performansını, emisyonları üzerine etkilerini incelemişlerdir. Biyodizel karışımına karıştırılan nanopartiküllerin buharlaşma ısısı, yakıt-hava karışımını, katalitik aktiviteyi ve ısı transfer katsayısını iyileştirmiştir. Yakıt molekülleri arasındaki momentum değişimi ve ısı transferindeki gelişme, baz yakıta kıyasla daha düşük FÖYT ile sonuçlanmıştır. Nano katkı maddelerinin ısı transfer hızı ve ısıl iletkenlik üzerindeki olumlu etkisi, motorun termik verimini arttırmıştır (Gad, Kamel, ve Anjum Badruddin 2021). Thirugnanam ve ark., dizel yakıtına, %20 oranında palmiye tohumu yağı biyodizel karıştırarak, bu karışıma ilave 25, 50, 75, 100 ppm Nikel oksit eklenerek motor performansını ve emisyon özelliklerini incelemişlerdir. Nanopartikül yakıt karışımları minimum FÖYT'ye sahipken, B20 maksimum FÖYT'ye sahiptir. Bunun nedeni biyodizelin daha düşük ısıtma değeridir. Bu durumda, aynı güç üretimi için daha fazla miktarda yakıt kullanılır. Maksimum güç üretimi, en düşük FÖYT ile sonuçlanan NiO yakıt karışımlarıyla ilgilidir. Genel olarak, Biyodizel NiO eklemek gücü arttırır ve yanmayı iyileştirdiği belirtilmiştir (Thirugnanam vd. 2021).

Yapılan çalışmalar incelendiğinde çeşitli nanopartikül maddelerinin farklı konsantrasyonlarda ilavelerinin FÖYT'yi düşürdüğü gözlemlenmiştir. Nanopartikül madde ilaveleri ile karışım içerisindeki oksijen miktarı artmış ve yanma özellikleri iyileşmesi ile FÖYT azalmıştır. Nanopartikül maddelerin ilavesi ile karışımların ısıl değerleri artmış ve

FÖYT azalmasında bu durum önemli rol oynamıştır. Nanopartikül madde ilavesi ile yakıt kalitesi iyileşir, tutuşma gecikmesi azalır ve ısı yayılım oranı artar. Bu da aynı miktarda yakıttan daha fazla enerji edileceği anlamına gelir ve FÖYT düşmesinde bu sebepler önemli rol oynamıştır. Nanopartikül maddelerin ilavesi ile reaksiyon yüzey alanı iyileşir, yanma süreci hızlanır ve bu durum FÖYT düşürmede önemli rol oynamıştır. Nanopartikül maddelerin ilavesi ile daha iyi atomizasyon, yüksek ısıl değer, azaltılmış yanma süreleri ve yüksek buharlaşma oranı FÖYT düşmesini sağlamaktadır. Nanopartikül maddeler, potansiyel bir katalizör görevi görür reaktiviteye yardımcı olan reaktif yüzeylere sahiptirler. Bu da yanmayı iyileştireceğinden FÖYT azaltıcı rol oynamıştır.

3.3 CO (Karbon Monoksit) Emisyonu

Kokusuz, renksiz bir gaz olan CO çok zehirlidir. Kandaki oksijen taşıma yeteneği hemoglobine göre 200 kat daha fazladır. Bu da CO olan bir ortamda hava soluyan bir insanın boğulmasına ve zehirlenmesine yol açar. Yanma ürünleri arasında CO olmasının ana nedeni oksijenin yetersiz olmasıdır. 1 kg benzin ya da dizel yakıtının tam yanması için 14,5 kg havaya ihtiyacı vardır. Eğer hava fazlalık katsayısı 1'den küçükse yanma yetersiz oksijen ortamı içinde olacaktır ve CO, CO_2'ye dönüşemeyerek CO olarak kalacaktır. Karbon monoksit, yanmanın yan ürünlerinden biridir ve yanma odasındaki daha yüksek sıcaklık, zengin hava-yakıt oranı, yakıtın özellikleri ve yüksek hızda yanma için oksijen bulunmaması nedeniyle karbon monoksit yüzdesi artar (Kalaimurugan vd. 2020). Dizel motorlardan kaynaklanan CO emisyonu seviyesi, yanmanın eksiksiz/eksik olduğunun bir göstergesidir. Egzoz yanma gazındaki yüksek CO konsantrasyonu, sadece yakıtın eksik yanmasının bir işareti olmakla kalmaz, aynı zamanda yanma odasına sağlanan kimyasal enerji kaybını da ortaya çıkarır (Behçet 2011). Sanjeevarao ve ark., yapmış oldukları çalışmada dizel yakıtını, farklı oranlarda pamuk yağı (%20 ve %50) ve farklı oranlarda Al_2O_3 (50 ve 100 ppm) karıştırıp deneyler yaparak motor performans ve emisyonlarını incelemişlerdir. Biyodizel kullanımı ve Al_2O_3 kullanımı ile artan oksijen yoğunluğu yanmayı iyileştirerek CO emisyonlarında azalmaya neden olmuştur (Sanjeevarao vd. 2020). Shaisundaram ve ark., dizel yakıt içerisine farklı karpuz çekirdeği yağı biyodizeli oranları ile (%10, %20, %30) 20 ppm seryum oksit ilave ederek motor performans ve emisyon özelliklerini incelemiştir. CO emisyonları, CeO_2 katkı maddeleri ekleyen B10, B20 ve B30 karışımı için daha düşük değerler göstermiştir. Bu, CeO_2 eklenmesi nedeniyle yanmanın iyileştirmesi olarak belirtilmiştir (Shaisundaram ve Chandrasekaran 2020). Ağbulut ve ark., dizel yakıtı içerisine ilave edilen çeşitli metal oksit bazlı nanopartiküller ve biyodizel karışımlarının motor performans ve emisyonlarına etkisini incelemiştir. Çalışmalarda 100 ppm Al_2O_3, 100 ppm TiO_2 ve 100 ppm SiO_2 kullanılmıştır. Karışımlara ek olarak hacimce %10 metil ester eklemişlerdir. Nanopartikül ilave edilmiş atık yemek yağı biyodizel yakıtı için CO emisyonunun oranı dizel yakıtına kıyasla biraz azalmıştır. Ayrıca metal oksit bazlı nanopartiküllerin eklenmesi CO emisyonunun azaltılmasını sağlamıştır. Bu, karışımlardaki metal bazlı oksit nanopartiküllerin artan oksijen içeriğine ve nanopartiküllerin yüksek katalitik aktiviteye (nanopartiküllerin daha yüksek yüzey alanı/hacim oranına bağlı olarak) neden olan gelişmiş yanma özelliklerine bağlanmıştır (Ağbulut vd. 2020). Hoseini ve ark., 3 farklı meyve yağı biyodizel yakıtlarını farklı oranlarda (%10, %20, %30) dizel yakıtına ilave etmiş, bu karışımlara ek olarak B20 ilavesine de 60 ppm Graphane (GO) oksit ekleyerek tüm bu karışımların motor performansı ve emisyonları üzerine etkilerini araştırmışlardır. GO'nun dizel-biyodizel karışımı ile kullanılmasıyla CO emisyonu azalmaktadır. GO'nun geniş yüzey alanı kimyasal reaktiviteyi yükseltir, bunun sonucunda tutuşma gecikmesi azalır. Tutuşma gecikmesini kısaltarak yanmayı iyileştirir ve sonuç olarak, karbon monoksit (CO) emisyonu azalır (Hoseini vd. 2020). Kumar ve ark., dizel yakıtına %20 oranında pamuk yağı biyodizeli eklemiş ve bu karışımlara ek olarak farklı oranlarda (40, 80, 120 ppm) ZnO ekleyerek motor performans ve emisyon özelliklerini incelemişlerdir. Çinko oksit kullanılması ile CO emisyon oranının azaldığı gözlemlenmiştir. Çinko oksit, iyileştirilmiş ısıl değer nedeniyle yanma odasının ortalama sıcaklığını arttırır, bu da karışımda daha fazla oksijenin reaksiyona girmesine neden olarak daha düşük CO ile sonuçlanır. ZnO ayrıca oksijen veren bir katalizör görevi görür ve CO oksidasyonu için oksijen sağlar (Deepak Kumar, Hussain, ve Ramesha 2019). Gad ve Jayaraj, dizel yakıtına %20 Jatropha bitki yağı biyodizeline ek olarak TiO_2 (25, 50 ve 100 mg), CNT (25, 50 ve 100 mg), Al_2O_3 (25, 50 ve 100 mg) nano katkı maddeleri ilave ederek motor performans ve emisyonlarını incelemiştir. Nanopartiküller, kimyasal reaktiviteyi artıran ve tutuşma gecikmesini art arda kısaltan geniş bir yüzey temas alanına sahiptir. Nanopartiküller, yakıt-hava karışım oranını iyileştirir ve homojen yanma, tam yanmaya yol açar. Azalan viskozite, yakıt atomizasyonunu artırır ve CO emisyonunun azaltılmasında önemli bir rol oynar (Gad ve Jayaraj 2020). Arunprasad ve Elango, dizel yakıtına %20 biyodizel ilavesi ve bu karışıma 50 ppm ve 100 ppm MgO ilave ederek motor performansı ve emisyonlarını çalışmışlardır. B20'deki düşük oksijen içeriği ve hava-yakıt karışımının eksik yanması nedeniyle B20 yakıt karışımından kaynaklanan CO emisyonlarının MgO yakıt karışımlarından daha yüksek olduğu görülmektedir. MgO yakıt karışımlarının CO emisyonundaki düşüş, karbon monoksitin karbon dioksite oksitlenmesinin bir sonucudur. Aynı zamanda azaltılmış tutuşma gecikmesi ve karışımın geliştirilmiş yanması nedeniyledir (Arunprasad ve Elango 2020a). Rastogi ve ark., yaptıkları çalışmada, dizel yakıtına farklı yüzdelerde (25, 50, 75 ve 100 ppm) CuO nanopartiküllerinin jojoba biyodizel yakıt karışımına (JB20) eklenerek bu karışımların dizel motor performansı, emisyon ve yanma özellikleri üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Bunun nedeni JB20 içeriğinde çok daha fazla oksijen bulunması ve CuO nanopartikülünün reaksiyon yüzey alanını artırarak yakıt yanma sürecini artırması ve CO emisyonlarının azalmasına yol açmasıdır. Düşük CO emisyonunun arkasındaki sebeplerden biri CuO nanopartikülün karıştırılması ile test yakıtlarında artan oksijen olabilir, bu da daha az CO emisyonunu ve daha iyi kimyasal reaksiyonları beraberinde getirecektir (Rastogi, Sharma, ve Kumar 2021). Thirugnanam ve ark., dizel yakıtına, %20

oranında palmiye tohumu yağı biyodizel karıştırarak, bu karışıma ilave 25, 50, 75, 100 ppm Nikel oksit eklenerek motor performansını ve emisyon özelliklerini incelemişlerdir. NiO nano materyalinin eklenmesi ile tutuşma gecikmesinin kısalması ile tam yanma meydana gelmiş ve CO emisyonlarında azalma gözlenmiştir. NiO miktarı arttıkça CO emisyonu azalmış ve 100 ppm de en az olarak gerçekleşmiştir (Thirugnanam vd. 2021). Vali ve ark., dizel yakıtına %10 etanol ekleyip, bu karışıma 25 ppm AL_2O_3, TiO_2 ve 50 ppm AL_2O_3, TiO_2 karışık nano katkı maddeleri ekleyerek dizel motorun performansını ve emisyon özelliklerini iyileştirmesi üzerine çalışmışlardır. Karışık nanopartiküller harmanlanmış test yakıtları ile CO emisyonlarında daha fazla azalma gözlemlenmiştir. Bu, yanmayı iyileştiren nanopartiküllerin daha yüksek katalitik aktivitesinin bir sonucudur (Hussain Vali ve Marouf Wani 2021).
Yapılan çalışmalar incelendiğinde çeşitli nanopartikül maddelerinin farklı konsantrasyonlarda ilavelerinin CO emisyonunu düşürdüğü gözlemlenmiştir. Nanopartikül madde ilaveleri ile karışım içerisindeki oksijen miktarı artmış ve yanma özellikleri iyileşmesi ile CO azalmıştır. Nanopartikül maddelerin ilavesi ile nanopartiküllerin sahip olduğu yüksek katalitik aktiviteye bağlı olarak gelişmiş yanma özellikleri sayesinde CO seviyesi azalmıştır. Nanopartikül maddelerin yüksek setan sayısı ve iyi ısı yayılım oranı daha iyi yanmayı destekler ve CO emisyonunu azaltıcı yönde etki uygular. Nanopartikül maddeler kimyasal reaktiviteyi arttıran ve tutuşma gecikmesini kısaltan geniş yüzey alanına sahiptir. Bu da homojen ve tam yanmayı sağlar ve CO emisyonu azaltılmasında önemli rol oynar.

3.4 NO_x (Azot Oksit) Emisyonu

Azot oksitler (NO, NO_2, N_2O_2 vb.) CO gibi kandaki hemoglobin ile birleşmektedir. Ancak azot oksitlerin en önemli zehirleyici etkisi ciğerlerde nemle birleşerek nitrik asit oluşturmasıdır. İçten yanmalı motorlarda yanma odası sıcaklık değeri 1800 K'ni aştığında, havanın içerisindeki azot ve oksijen kimyasal olarak birleşerek, insan sağlığına ve¸ çevreye zararlı azot oksitlere dönüşür (Kutlar 1998).
Ağbulut ve ark., dizel yakıtı içerisine ilave edilen çeşitli metal oksit bazlı nanopartiküller ve biyodizel karışımlarının motor performans ve emisyonlarına etkisini incelemiştir. Çalışmalarda 100 ppm Al_2O_3, 100 ppm TiO_2 ve 100 ppm SiO_2 kullanılmıştır. Yakıta metal oksit bazlı nanopartiküllerin eklenmesi, yanma odasında oksijen veren bir katalizör görevi gördüklerinden tam yanmaya yol açar. Sonuçlar, nanopartiküllerin B10 yakıtına eklenmesi sonucunda NO_x'in biraz arttığı görülmektedir. Bu makalede kullanılan nanopartiküller arasında bunların özgül ısı kapasiteleri şu şekilde sıralanmıştır: SiO_2> AL_2O_3> TiO_2. Düşük özgül ısı kapasitesine sahip malzemelerde hem ortalama kinetik enerji hem de sıcaklık daha fazla artar. TiO_2 harmanlanmış yakıtta diğer nanopartiküllere kıyasla yüksek NO_x emisyonunun görülmesinin nedeni bunlar olduğu belirtilmiştir (Ağbulut vd. 2020). Maleni ve ark., saf dizel, B10 yakıtı, B10 biyodizel yakıtı içerisine farklı oranlarda (%2-4-6-8) ethanol ilave etmiş, ethanol ilave edilen B10 karışımlarına ekstra 30 ppm grafen kuantum nokta (GQD) nano parçacığının ilave ederek bu yakıtların motor performansı ve emisyonları üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Sonuçlar, D100 yakıtının diğer yakıtlara kıyasla tüm motor hızlarında en düşük NO_x emisyonuna sahip olduğunu göstermektedir. B10 yakıtı aynı zamanda diğer yakıtlara kıyasla en yüksek NO_x emisyonuna sahiptir. Doymamış bileşikler ve aktif atom oksijen içeriği gibi biyodizelin bazı özellikleri, saf dizele kıyasla daha yüksek NO_x oluşumunu açıklamaktadır (Heidari-Maleni vd. 2020). Hoseini ve ark., 3 farklı meyve yağı biyodizel yakıtlarını farklı oranlarda (%10, %20, %30) dizel yakıtına ilave etmiş, bu karışımlara ek olarak B20 ilavesine de 60 ppm Graphane oksit ekleyerek tüm bu karışımların motor performansı ve emisyonları üzerine etkilerini araştırmışlardır. Nanopartiküllerin kullanılması, yanmayı iyileştirir ve silindir gaz basıncını artırır, bu da yanma sıcaklığını artırır ve sonuç olarak, nitrojen oksit (NO_x) emisyonları artar (Hoseini vd. 2020). Arunprasad ve Elango, dizel yakıtına %20 biyodizel ilavesi ve bu karışıma 50 ppm ve 100 ppm La_2O_3 ilave ederek motor performans ve emisyonlarını gözlemlemişlerdir. NO_x oluşumu, yüksek sıcaklık, reaksiyon sonrası için mevcut fazla oksijen ve mevcut reaksiyon süresinden kaynaklanmıştır. NOx'in bu geliştirilmiş eğilimi, önceden karıştırılmış yanma aşamasında tam karıştırmanın ardından daha yüksek silindir içi sıcaklığa neden olan La_2O_3 harmanlanmış yakıtların geliştirilmiş oksijen içeriği ile ilişkili olduğu belirtilmiştir. NO_x' de ki bu eğilim, test yakıtlarının viskozite, yoğunluk ve yüksek hava-yakıt oranları derecelendirmesinden gelen test yakıtlarının daha iyi oksijen içeriği ile ilişkilidir. La_2O_3 harmanlanmış yakıtların artan oksijen içeriği, yanma sırasında gaz sıcaklığını yükseltti ve bu da yüksek seviyelerde NO_x oluşumunu teşvik etmiştir (Arunprasad ve Elango 2020b). Rastogi ve ark., yaptıkları çalışmada, dizel yakıtına farklı yüzdelerde (25,50,75 ve 100 ppm) CuO nanopartiküllerinin jojoba biyodizel yakıt karışımına (JB20) eklenerek bu karışımların dizel motor performansı, emisyon ve yanma özellikleri üzerindeki etkisini incelemişlerdir. NO_x emisyonlarının oluşumu egzoz gazı sıcaklığına ve test yakıtının setan sayısına bağlıdır. NO_x emisyonları, nano katkı maddesinin eklenmesiyle artırılmıştır çünkü nano partiküller yakıtın yanmasını alır ve daha fazla motor silindiri sıcaklığı ile sonuçlanır. JB20 baz test yakıtına CuO nanopartikül eklemenin bir başka nedeni, daha kısa tutuşma gecikmesi ve daha iyi ısı yayılım oranıdır (Rastogi, Sharma, ve Kumar 2021). Sunil ve ark., dizel yakıtına, %20 oranında süt tozundan elde edilen biyodizel ile değişik oranlarda (125, 250, 375 ppm) TiO_2 (Titanyum oksit) karıştırarak motor performansı, emisyon ve yanma özellikleri üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Nanopartikül harmanlanmış numunenin NO_x emisyonundaki artış, daha yüksek sıcaklık ve oksidasyon için fazla oksijen mevcudiyeti ile sonuçlanan gelişmiş yanma oranından kaynaklanıyor olabileceği belirtilmiştir (Sunil vd. 2021). Fayad ve ark., Bütanol ve Dizel karışımına (B20) farklı oranlarda Alüminyum oksit (Al_2O_3) nanopartiküller (30, 50, ve 100 mg/l) ekleyerek motor performansı ve emisyonlarını incelemişlerdir. Farklı motor yükleri için B20'ye Al_2O_3 nanopartikülleri eklendiğinde NO_X emisyonlarında önemli bir azalma gözlemlenmiştir. Al_2O_3 nanopartiküllerinin katalitik davranışı, HC bileşiklerinin minimum termal parçalanmasını

oluşturmak için yanma sürecini iyileştirmiştir. Bütanol-dizel karışımına Al_2O_3 nanopartiküllerinin eklenmesi, yakıt karışımının ısıl iletkenliğini artırmış, bu da tutuşma gecikme süresini azaltmış ve tüketimini artırmıştır. Böyle bir gelişme, CI motorlarının genel verimliliğini artırır. Nanopartiküllerin eklenmesiyle daha düşük aktif radikaller, yanma sürecinde termal NO_X oluşumu potansiyelini azaltmaya yardımcı olmuştur (Fayad ve Dhahad 2021). Thirugnanam ve ark., dizel yakıtına, %20 oranında palmiye tohumu yağı biyodizel karıştırarak, bu karışıma ilave 25, 50, 75, 100 ppm Nikel oksit eklenerek motor performansını ve emisyon özelliklerini incelemişlerdir. NiO yakıt karışımlarında NO içeriğinin yüksek değerde olduğunu göstermiştir. En iyi reaksiyon koşullarını sağlayan egzoz gazlarının sıcaklığı buna bağlanabilir. NO içeriği ile EGT modeli arasında pozitif bir korelasyon mevcuttur. Bu, EGT büyümesinin NO oluşumunda önemli bir rol oynadığını gösterir. Sonuç olarak, NiO yakıtı, en düşük CO ve en yüksek NO'ya sahip olanları en yüksek O_2 içeriğiyle birleştirmiştir (Thirugnanam vd. 2021). Vali ve ark., dizel yakıtına %10 etanol ekleyip, bu karışıma 25 ppm AL_2O_3, TiO_2 ve 50 ppm AL_2O_3, TiO_2 karışık nano katkı maddeleri ekleyerek dizel motorun performansını ve emisyon özelliklerini iyileştirmesi üzerine çalışmışlardır. Etanolün eklenmesi NO_x emisyonlarını azaltır çünkü etanol, ısıyı silindir duvarlarından emen ve daha düşük yanma sıcaklıklarını koruyan yüksek bir gizli buharlaşma ısısına sahiptir. Dizel-etanol karışımına nanopartiküller eklenerek NO_x'te daha fazla azalma gözlenmiştir. (Hussain Vali ve Marouf Wani 2021).

Yapılan çalışmalar incelendiğinde çeşitli nanopartikül maddelerinin farklı konsantrasyonlarda ilavelerinin NO_x emisyonu üzerinde farklı etkileri olduğu gözlemlenmiştir. Kimi yazarlar sonuçlarında nanopartikül madde ilavesinin NO_x emisyonlarını arttırdığını, kimi yazarlarda NO_x emisyonların azalttığını ifade etmişlerdir. Yapılan çalışmalar incelendiğinde nanopartikül maddelerin ilavesi ile NO_x emisyonunu arttığı belirtilmiştir. Bunun başlıca nedenleri, nanopartikül maddelerin iyileştirilmiş ısıl değerleri, katalitik etkisi ve yüksek setan sayıları nedeniyle silindir içi sıcaklıkları arttırması ve oksijen ile yakıtın daha çok reaksiyona girerek NO_x emisyonunu arttırması, nanopartikül maddelerin yakıt iyileştirici olarak tam yanmayı desteklemesi ile NO_x emisyonlarını arttırdığı görülse de bazı çalışmalarda bu etkenlerin azot oksit emisyonları azalttığı görülmüştür. Yapılan çalışmalar incelendiğinde nanopartikül maddelerden TiO_2, düşük özgül ısı kapasitesi nedeni ile NO_x emisyonunu arttırdığı belirtilmiştir. Bunun nedeni TiO_2'nin düşük özgül ısısı kaynaklı yüksek ortalama kinetik enerjisine sahip olması gösterilmiştir.

3.5 HC (Hidrokarbon) Emisyonu

Hidrokarbonlar karter havalandırmadan buharlaşma yolu ile egzozdan ise hatalı hava-yakıt oranı, düşük kompresyon, supap bindirmesi ve silindir içerisinde homojen olmayan sıcaklık dağılımından dolayı ya kısmen yanmış ya da yanma olayına hiç dâhil olmadan atmosfere bırakılan emisyonlardır. Atmosferde süspansiyon halinde bulunan hidrokarbon emisyonları azot oksitlerle reaksiyona girerek ‘‘fotokimyasal sismik’’ olarak bilinen bir sis tabakası oluşturup, solunum sistemi ve canlılar üzerinde olumsuz etkilere neden olmaktadırlar (Schäfer ve van Basshuysen 1995). Sanjeevarao ve ark., yapmış oldukları çalışmada dizel yakıtını, farklı oranlarda pamuk yağı (%20 ve %50) ve farklı oranlarda Al_2O_3 (50 ve 100 ppm) karıştırıp deneyler yaparak motor performans ve emisyonlarını incelemişlerdir. Eklenen nanopartiküller yeterli oksijen içeriği sağlar ve tam yanma destekler. 100 ppm ve 50 ppm örneklerle B20 ve B50 karışımı, tüm yüklerde dizele kıyasla HC emisyonlarında azalma göstermektedir (Sanjeevarao vd. 2020). Shaisundaram ve ark., dizel yakıt içerisine farklı karpuz çekirdeği yağı biyodizeli oranları ile (%10, %20, %30) 20 ppm seryum oksit ilave ederek motor performans ve emisyon özelliklerini incelemiştir. Bununla birlikte, HC emisyonlarının, yüksek ppm nano partiküllerin eklenmesiyle önemli ölçüde azaldığı bulunmuştur. Temel olarak, yakıtın oksijen içeriği, hidrokarbon emisyonlarının azaltılmasının ana nedeni olduğu belirtilmiştir (Shaisundaram ve Chandrasekaran 2020). Kumar ve ark., dizel yakıtına %20 oranında pamuk yağı biyodizeli eklemiş ve bu karışımlara ek olarak farklı oranlarda (40, 80, 120 ppm) ZnO ekleyerek motor performans ve emisyon özelliklerini incelemişlerdir. Nano katkı maddelerinin varlığı, bir bağlayıcı görevi görür ve istenmeyen yakıt birikimini ve penetrasyonunu önler, böylece HC emisyonlarını azaltır. Nanopartikül, oksijen tamponu görevi görür ve stokiyometrik karışımın oluşumuna yardımcı olan ilave oksijen sağladığı belirtilmiştir (Deepak Kumar, Hussain, ve Ramesha 2019). Arunprasad ve Elango, dizel yakıtına %20 biyodizel ilavesi ve bu karışıma 50 ppm ve 100 ppm MgO ilave ederek motor performansı ve emisyonlarını çalışmışlardır. B20 karışımının HC emisyonu, MgO nano katkı karışımlarına kıyasla artmıştır. Ayrıca, karışımda mevcut olan düşük oksijen nedeniyle B20 karışımının HC emisyonlarının arttığı, zayıf yanmaya neden olduğu ve HC emisyonlarının oluşumuna yol açtığı gözlemlenmiştir. Bağıl hava-yakıt karışımının miktarı ve daha iyi setan sayısı ateşleme gecikmesini azaltır, dolayısıyla HC emisyonu miktarı azalttığı görülmüştür (Arunprasad ve Elango 2020a). Arunprasad ve Elango, dizel yakıtına %20 biyodizel ilavesi ve bu karışıma 50 ppm ve 100 ppm La_2O_3 ilave ederek motor performans ve emisyonlarını gözlemlemişlerdir. La_2O_3 karışım oranının artmasıyla HC emisyon seviyesinin biraz azaldığı görülmüştür. La_2O_3 karışımları, tam yanmaya yardımcı olan yüzey/hacim oranını artırmıştır. La_2O_3, hidrokarbon oksidasyonunu iyileştirerek yanmayı hızlandıran oksidasyon katalizörü gibi davranır. Yüksek setan sayısı ve kendi kendine oksijenli olması nedeniyle La_2O_3 karışımlarının yanma özelliklerinin daha iyi olduğu belirtilmiştir (Arunprasad ve Elango 2020b). Jayaseelan ve ark., dizel yakıtına değişik biyodizel oranlarında (%20, %40) 25 ppm ceryum oksit ilavesi yaparak motor performans ve emisyonlarını incelemiştir. Maksimum yük koşullarında, seryum oksit eklenen biyodizel, dizele kıyasla daha az miktarda hidrokarbon emisyonu verir. B40, B20 biyodizel kıyasla daha az hidrokarbon salımı gösterir. Bir oksidasyon katalizörü olarak seryum oksit ayrıca karbon yanma aktivasyon sıcaklığını düşürür ve dolayısıyla hidrokarbon oksidasyonunu artırarak tam yanmayı teşvik eder (Antony Casmir Jayaseelan vd. 2020). Kumar

ve ark., %70 dizel yakıtı %30 limon otu yağı (LGBD) dizel-biyodizel karışımına, hacmin %5'i kadar kurkumin nanopartikül ekleyerek motor performans ve emisyonlarını gözlemlemişlerdir. Limon otu biyodizeline kurkumin nano partikül konsantrasyonu eklenerek HC emisyonu azaltılır. LGBD+C, tüm yük koşullarında LGBD ve dizele göre HC emisyonunu azaltmıştır. Çünkü LGBD+C'deki kurkumin içeriği yeterli miktarda oksijen sağlar ve bu da HC emisyonunun azalmasına neden olur. Limon otu biyodizelindeki kurkumin nanopartikül içeriği yanma oranını hızlandırır ve aynı zamanda bir tutuşmayı arttırıcı görevi görür ve tam yanmaya yol açar ve bu da HC emisyonunu azalttığı belirtilmiştir (Sunil Kumar vd. 2020). Rastogi ve ark., yaptıkları çalışmada, dizel yakıtına farklı yüzdelerde (25,50,75 ve 100 ppm) CuO nanopartiküllerinin jojoba biyodizel yakıt karışımına (JB20) eklenerek bu karışımların dizel motor performansı, emisyon ve yanma özellikleri üzerindeki etkisini incelemişlerdir. CuO nano katkı maddelerinin JB20 yakıtına eklenmesi ile HC emisyonu azalır ve bunun nedeni test yakıtlarında daha fazla oksijen molekülü bulunmasıdır. CuO Nano partikülü, daha kısa ateşleme gecikme süresine, daha iyi yakıt patlama sürecine yol açar, yanma odası içinde tam yanma sürecini destekler. CuO nanopartikül biyoyakıt kalorifik değeri artar ve viskozite azalır, bu da yakıtın uygun şekilde atomizasyonunun meydana gelmesi nedeniyle azalır, bu da HC emisyonlarını azaltma eğiliminde olduğu belirtilmiştir (Rastogi, Sharma, ve Kumar 2021). Shaisundaram ve ark., yaptıkları çalışmalarda demirhindi tohumu biyodizelinin farklı oranlarda (%10, %20, %30) (TSO) motor performans ve emisyon özellikleri incelenmiştir. Bununla birlikte, HC emisyonlarının, yüksek ppm nano partiküllerin eklenmesiyle önemli ölçüde azaldığı bulunmuştur. Temel olarak, yakıtın oksijen içeriği, hidrokarbon emisyonlarının azaltılmasının ana nedeni olduğu gösterilmiştir (Shaisundaram vd. 2020). Thirugnanam ve ark., dizel yakıtına, %20 oranında palmiye tohumu yağı biyodizel karıştırarak, bu karışıma ilave 25, 50, 75, 100 ppm Nikel Oksit eklenerek motor performansını ve emisyon özelliklerini incelemişlerdir. Nanopartiküller, hidrokarbon oksidasyon artışı ve tam yanma ile sonuçlanan bir katalizör görevi görür. HC emisyonları, maksimum yükte B20 Biyodizel karışımı için daha yüksekken, NiO katkılı yakıtlar için HC emisyonları daha düşüktür. Bu, yanma odasında yakıt-hava karışımındaki daha yüksek artış nedeniyle NiO nanopartiküllerinin tutuşmasındaki gecikmeye ve daha iyi tutuşma özelliklerine bağlanabileceği belirtilmiştir (Thirugnanam vd. 2021).

Yapılan çalışmalar incelendiğinde çeşitli nanopartikül maddelerinin farklı konsantrasyonlarda ilavelerinin HC emisyonunu düşürdüğü gözlemlenmiştir. Nanopartikül madde ilaveleri ile karışım içerisindeki oksijen miktarı artmış ve yanma özellikleri iyileşmesi tam yanmayı desteklemiş ve HC azalmıştır. Nanopartikül maddelerin ilavesi ile nanopartiküllerin sahip olduğu yüksek katalitik aktivite ve yüksek yüzey/hacim oranı ile silindir içerisinde üretilen enerji artar ve bu da eksiksiz yanma ile sonuçlanarak HC emisyonlarının azaltılmasında önemli rol oynar. Nanopartikül maddelerin küçük boyutları daha iyi bir atomizasyonu ve dolayısıyla tam yanmayı destekler ve HC emisyonlarının azaltılmasında önemli rol oynar. Nanopartikül maddeler sahip oldukları yüksek termal iletkenlik, yakıt moleküllerine daha fazla ısı aktarılmasına ve daha yüksek buharlaşma oranına neden olur. Bu da eksiksiz yanmayı destekler ve HC emisyonlarını düşürmede önemli bir rol oynar. Nanopartikül maddelerin yüksek aktivasyon enerjisi, özellikle söndürme katmanlarındaki yanmamış karbon birikimlerini yakma eğilimi göstererek HC emisyonlarının azalmasında etkili olur.

3.6 İs Emisyonu

İçten yanmalı motorlar tarafından üretilen katı taneciklerin büyük bir bölümü oluşturmaktadır. İs yanmamış karbon partikülleridir ve özellikle dizel motorlarda oluşmaktadır. İs, zararlı birleşenleri bünyesinde taşıyarak ve solunum sisteminde birikerek insan sağlığına olumsuz yönde etki etmektedir (Kutlar 1998).

Kumar ve ark., dizel yakıtına farklı oranlarda (%20, %30, %40) atık yemek yağı biyodizeli ilavesine ek olarak hacimce %2 Dietil eter ve 80 ppm CeO_2 ilavesi yapılarak çalışmalarda bulunmuştur. CeO_2 nanopartiküllerinin eklenmesi, ısı transferini teşvik ederek yanmayı artırır. Aynı zamanda oksijen tamponu görevi görürler, böylece kurum partikülünün oksitlenmesine yardımcı oldukları belirtilmiştir (Kumar vd. 2020). Kumar ve ark., dizel yakıtına %20 oranında pamuk yağı biyodizeli eklemiş ve bu karışımlara ek olarak farklı oranlarda (40, 80, 120 ppm) ZnO ekleyerek motor performans ve emisyon özelliklerini incelemişlerdir. Karışımdaki daha yüksek oksijen içeriği, yanmayı artırır ve duman emisyonlarının azalmasına neden olur. Ayrıca nanopartikül, harmanlanmış yakıtın iyileştirilmiş Kükürt ve oksijen içeriği nedeniyle, Duman opaklığında azalma oluşturduğu belirtilmiştir (Deepak Kumar, Hussain, ve Ramesha 2019). Gad ve Jayaraj, dizel yakıtına %20 Jatropha bitki yağı biyodizeline ek olarak TiO_2(25, 50 ve 100 mg), CNT (25, 50 ve 100 mg), Al_2O_3 (25, 50 ve 100 mg) nano katkı maddeleri ilave ederek motor performans ve emisyonlarını incelemiştir. Nano katkı maddeleri içeren Jatropha biyodizel karışımının (J20) duman emisyonlarındaki azalma, daha fazla oksijen molekülünün varlığından ve yakıttaki daha düşük karbon içeriğinden (saf dizele kıyasla) daha iyi yanma ile sonuçlanmasından kaynaklanmaktadır. Duman emisyonunun azaltılması, yanmanın difüzyon aşamasında daha fazla yakıt yanması ve azaltılmış ateşleme gecikmesi ve dolayısıyla daha iyi yanma nedeniyle oluştuğu belirtilmiştir (Gad ve Jayaraj 2020). Arunprasad ve Elango, dizel yakıtına %20 biyodizel ilavesi ve bu karışıma 50 ppm ve 100 ppm MgO ilave ederek motor performansı ve emisyonlarını çalışmışlardır. MgO karışımlarının duman opasitesinin B20 yakıtından daha düşük olduğu gözlenmiştir. Duman yoğunluğundaki azalma, doğal oksijen içeriğinden ve MgO karışımlarının daha yüksek setan indeksinden kaynaklanır, gelişmiş karışım oluşumunun sonucudur ve daha iyi yanma sağlar. Bunun nedeni aynı zamanda dizel yakıtla daha iyi hava-yakıt karışımının yanmayı iyileştirmesi ve duman opaklığını azaltması olduğu belirtilmiştir (Arunprasad ve Elango 2020a). Arunprasad ve Elango, dizel yakıtına %20 biyodizel ilavesi ve bu karışıma 50 ppm ve 100 ppm La_2O_3 ilave ederek motor performans ve emisyonlarını gözlemlemişlerdir. La_2O_3'ün B20

yakıt karışımları ile harmanlanmasından kaynaklanan duman emisyonları, B20'den daha azdır. Bunun nedeni, B20 ile harmanlanmış La_2O_3'ün yüksek yüzey / hacim oranının daha iyi karışım oluşumuna yol açması, daha iyi tutuşma özellikleriyle geliştirilmiş buharlaşma, kısaltılmış tutuşma gecikmesine yol açtığı gözlemlenmiştir (Arunprasad ve Elango 2020b). Gad ve ark., dizel yakıtına %20 oranında atık yemek yağı biyodizel ilave etmiş, bu karışıma ayrı ayrı 25, 50, 100 mg CNT ve CNS katarak bu karışımların motor performansını, emisyonları üzerine etkilerini incelemişlerdir. Karbon nanopartiküllerin eklenmesi, katalitik etki, reaktif yüzeyler ve iyileştirilmiş ısı transfer hızı nedeniyle yanmanın artmasına yol açmıştır. Grafen nano tabakanın iyileştirilmiş buharlaşma hızı ve ısı transfer hızı, CNT'ler hakkında duman emisyonunda daha yüksek düşüşe neden olduğu belirtilmiştir (Gad, Kamel, ve Anjum Badruddin 2021). Thirugnanam ve ark., dizel yakıtına, %20 oranında palmiye tohumu yağı biyodizel karıştırarak, bu karışıma ilave 25, 50, 75, 100 ppm Nikel Oksit eklenerek motor performansını ve emisyon özelliklerini incelemişlerdir. Duman emisyonunun, NiO nanopartikül karıştırılmış yakıtlar için B20 yakıt karışımından daha düşük olduğu bulunmuştur. Bunun nedeni, harmanlanmış yakıtlardaki NiO nanopartiküllerinin kolaylaştırdığı ateşleme gecikmesi azalması, hızlı buharlaşma hızı ve gelişmiş ateşleme özellikleri olduğu belirtilmiştir (Thirugnanam vd. 2021).
Yapılan çalışmalar incelendiğinde çeşitli nanopartikül maddelerinin farklı konsantrasyonlarda ilavelerinin is emisyonunu düşürdüğü gözlemlenmiştir. Nanopartikül madde ilaveleri ısı transferini teşvik eder ve oksijen tamponu görevi görür. U da tam yanmayı destekler ve is emisyonlarını düşürmede etkilidir. Nanopartikül maddelerin yüksek yüzey/hacim oranları silindir içinde iyi bir karışım oluşturur ve yanma veriminin artmasını sağlar. Bu da is emisyonlarının azalmasında etkilidir. Nanopartikül maddelerin yüksek katalitik etkisi, artan reaktif yüzey ve iyileştirilmiş ısı transferi yanmanın iyileşmesini sağlar ve bu da is emisyonlarının azalmasında etkilidir. Nanopartikül maddeleri ilavesi ile artan buharlaşma hızı, azalan ateşleme gecikmesi ve iyi ateşleme özellikleri yüksek yanma verimi ortaya çıkarır ve bu da is emisyonlarını azaltıcı rol oynamaktadır.

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışma, Dizel-biyodizel karışımlarına ilave edilen nanopartikül maddelerin motor performansına ve emisyonlarına olan etkisi üzerine yapılmış çalışmaların derlenmesiyle oluşturulmuştur. Biyodizel yakıtının kullanılmasıyla yakıtların ekonomik olmasının yanı sıra dizel-biyodizel karışımlarına çeşitli nanopartikül katkı madde ilavesinin, motor performansını ve emisyonlarını olumlu şekilde etkileyeceği açıkça görülmektedir. Nanopartikül yakıt katkı maddelerinin dizel-biyodizel yakıt karışımlarının termo fiziksel özelliklerini geliştirdiği ve yanma özelliklerini iyileştirdiği görülmüştür.

Yapılan çalışmalarda elde edilen bulgular aşağıda özetlenmiştir.

- Nanopartikül katkı maddelerinin Özgül yakıt tüketimi, termik verimi, fren gücü gibi motor performanslarına olumlu etkide bulunduğu görülmüştür.
- Nanopartikül katkı madde ilavelerinin motor emisyonlarına genel olarak olumlu yönde katkıda bulunduğu söylenebilir.
- Nanopartikül maddelerin yüksek setan sayısı ve iyi ısı yayılım hızları daha iyi yanmayı desteklediği söylenebilir.
- Nanopartikül maddelerin yüksek yüzey/hacim oranları silindir içinde iyi bir karışım oluşturur ve yanma veriminin artmasını sağladığı belirtilmiştir.
- Nanopartikül maddelerin yüksek katalitik etkisi, artan reaktif yüzey ve iyileştirilmiş ısı transferi yanmanın iyileşmesini desteklediği belirtilmiştir.
- Nanopartikül madde ilaveleri ile atomizasyon arttırdığı, daha iyi buharlaşma gerçekleştirdiği ve bunun da iyi yanmayı destekleyerek verimliliği arttırdığı belirtilmiştir.
- Nanopartikül maddelerin ilavesi ile yakıt içerisinde artan oksijen yoğunluğu iyi yanmayı desteklediği görülmüştür.
- Nanopartikül maddelerin ilavesi tutuşma gecikmesini azaltarak daha yüksek silindir tepe basınçlarını oluşturduğu ve yanma verimini arttırdığı belirtilmiştir.
- Nanopartikül maddeler sahip oldukları yüksek termal iletkenlik, yakıt moleküllerine daha fazla ısı aktarılmasına ve daha yüksek buharlaşma oranına neden olur. Bu da eksiksiz yanmayı destekler ve HC emisyonlarını düşürmede önemli bir rol oynadığı belirtilmiştir.

5. KAYNAKÇA

[1]Abdallah, A. M., A. A. Abdel-Rahman, and A. E. Elwardany. 2020. “2020-19Analysis of the Impact of Different Nanoparticle Metal Oxides as Fuel Additives in Compression Ignition Engine Performance.” Energy Reports 6: 99–105.

[2]Ağbulut, Ümit, Mustafa Karagöz, Suat Sarıdemir, and Ahmet Öztürk. 2020. “2020-5Impact of Various Metal-Oxide Based Nanoparticles and Biodiesel Blends on the Combustion, Performance, Emission, Vibration and Noise Characteristics of a CI Engine.” Fuel 270(January).

[3]Antony Casmir Jayaseelan, G., A. Anderson, L. Prabhu, and V. Srinivasan. 2020. "2020-26Impact of Cerium Oxide Nanoadditives on the Performance and Emission Characteristics of Candlenut Biodiesel." Materials Today: Proceedings 33: 891–94.

[4]Arunprasad, J., and T. Elango. 2020a. "2020-24Performance and Emission Characteristics of Engine Using Naviculla Sp. Algae Oil Methyl Ester with MgO Nanoparticles." Materials Today: Proceedings 33: 3164–68.

. 2020b. "2020-25Performance and Emission Analysis of Engine Using Naviculla Sp. Algae Oil Methyl Ester with La2O3 Nanoparticles." Materials Today: Proceedings 33: 3177–81.

[5]Behçet, Rasim. 2011. "Performance and Emission Study of Waste Anchovy Fish Biodiesel in a Diesel Engine." Fuel Processing Technology 92(6): 1187–94.

[6]Deepak Kumar, T., Syed Sameer Hussain, and D. K. Ramesha. 2019. "2020-12Effect of a Zinc Oxide Nanoparticle Fuel Additive on the Performance and Emission Characteristics of a CI Engine Fuelled with Cotton Seed Biodiesel Blends." Materials Today: Proceedings 26: 2374–78.

[7]Dharmaprabhakaran, T., S. Karthikeyan, M. Periyasamy, and G. Mahendran. 2020. "2020-14Combustion Analysis of CuO2 Nanoparticle Addition with Blend of Botryococcus Braunii Algae Biodiesel on CI Engine." Materials Today: Proceedings 33: 2874–76.

[8]Fayad, Mohammed A., and Hayder A. Dhahad. 2021. "2021-11Effects of Adding Aluminum Oxide Nanoparticles to Butanol-Diesel Blends on Performance, Particulate Matter, and Emission Characteristics of Diesel Engine." Fuel 286(P2): 119363.

[9]Gad, M. S., and S. Jayaraj. 2020. "2020-20A Comparative Study on the Effect of Nano-Additives on the Performance and Emissions of a Diesel Engine Run on Jatropha Biodiesel." Fuel 267(January): 117168.

[10]Gad, M. S., Bahaa M. Kamel, and Irfan Anjum Badruddin. 2021. "2021-9Improving the Diesel Engine Performance, Emissions and Combustion Characteristics Using Biodiesel with Carbon Nanomaterials." Fuel 288(October 2020): 119665.

[11]Ganesan, S., S. Mahalingam, R. Arul Shyam Daniel Raj, and S. Rajesh. 2020. "Effects of Nano Additives on Performance and Emission Characteristics of Mentha Longifolia Biodiesel." International Journal of Ambient Energy 41(3): 322–25.

[12]Heidari-Maleni, Aram, Tarahom Mesri Gundoshmian, Ahmad Jahanbakhshi, and Barat Ghobadian. 2020. "2020-8Performance Improvement and Exhaust Emissions Reduction in Diesel Engine through the Use of Graphene Quantum Dot (GQD) Nanoparticles and Ethanol-Biodiesel Blends." Fuel 267(January): 117116.

[13]Hoseini, S. S. et al. 2020. "2020-9Biodiesels from Three Feedstock: The Effect of Graphene Oxide (GO) Nanoparticles Diesel Engine Parameters Fuelled with Biodiesel." Renewable Energy 145: 190–201.

[14]Hussain Vali, R., and M. Marouf Wani. 2021. "2021-14The Effect of Mixed Nano-Additives on Performance and Emission Characteristics of a Diesel Engine Fuelled with Diesel-Ethanol Blend." Materials Today: Proceedings (xxxx). https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.11.1021.

[15]Kalaimurugan, K., S. Karthikeyan, M. Periyasamy, and G. Mahendran. 2020. "2020-10Experimental Investigations on the Performance Characteristics of CI Engine Fuelled with Cerium Oxide Nanoparticle Added Biodiesel-Diesel Blends." Materials Today: Proceedings 33: 2882–85.

[16]Kumar, Shiva, P. Dinesha, C. M. Ajay, and Poojitha Kabbur. 2020. "2020-7Combined Effect of Oxygenated Liquid and Metal Oxide Nanoparticle Fuel Additives on the Combustion Characteristics of a Biodiesel Engine Operated with Higher Blend Percentages." Energy 197: 117194.

[17]Madiwale, S., A. Karthikeyan, and V. Bhojwani. 2017. "2017-1A Comprehensive Review of Effect of Biodiesel Additives on Properties, Performance, and Emission." IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 197(1).

[18]OA Kutlar, M Ergeneman. 1998. Taşıt Egzozundan Kaynaklanan Kirleticiler. 1998th ed. ed. M Ergeneman, H Arslan, M Mutlu OA Kutlar. İstanbul: Birsen Yayınevi.

[19]Rastogi, Pankaj Mohan, Abhishek Sharma, and Naveen Kumar. 2021. "2021-4Effect of CuO Nanoparticles Concentration on the Performance and Emission Characteristics of the Diesel Engine Running on Jojoba (Simmondsia Chinensis) Biodiesel." Fuel 286(P1): 119358.

[20]Sanjeevarao, Kakala, P.N.L. Pavani, Ch. Suresh, and Pakanati Anil Kumar. 2020. "2020-1Experimental Investigation on VCR Diesel Engine Fuelled with Al2O3 Nanoparticles Blended Cottonseed Biodiesel - Diesel Blends." Materials Today: Proceedings (x): 3–8.

[21]Schäfer, Fred, and Richard van Basshuysen. 1995. Reduced Emissions and Fuel Consumption in Automobile Engines Reduced Emissions and Fuel Consumption in Automobile Engines. Springer Vienna.

[22]SEZER, İsmet et al. 2018. "2018-1 Effects of Nano Additives on Performance and Emission Characteristics of Mentha Longifolia Biodiesel." International Journal of Ambient Energy 41(3): 322–25.

[23]Shaisundaram, V. S. et al. 2020. "2021-6Investigation of Tamarind Seed Oil Biodiesel with Aluminium Oxide Nanoparticle in CI Engine." Materials Today: Proceedings 37(Part 2): 1417–21.

[24]Shaisundaram, V.S., and M. Chandrasekaran. 2020. "2020-3Investigation of Watermelon Seed Oil Biodiesel with Cerium Oxide Nanoparticle in CI Engine."

[25]Sunil Kumar, M. et al. 2020. "2020-27Influence of Curcumin Nanoparticle Blended Biofuel in Engine

Performance, Combustion and Exhaust Emission Characteristics." Materials Today: Proceedings 33: 4681–85.
[26]Sunil, S., B.S. Chandra Prasad, Shrishail Kakkeri, and Suresha. 2021. "2021-5Studies on Titanium Oxide Nanoparticles as Fuel Additive for Improving Performance and Combustion Parameters of CI Engine Fueled with Biodiesel Blends."
[27]Thirugnanam, C. et al. 2021. "2021-12Emission Analysis of Palmyrah Seed Oil Bio-Diesel with NiO Nano-Particles on CI Engine."
[28] Özdamar, İ. Ve Yelken, B., Benzin Motorları Temel Ders Kitabı, MEB Yayınları, Ankara, 1988
[29] URL 1 : https://analizsimulasyon.com/fren-ozgul-yakit-tuketimi/ Erişim Tarihi : 15.05.2021

INVESTIGATION OF NUMERICAL ANALYSIS AND EXPERIMENTAL STUDY OF A BULB VERSION FOG LAMP

Mesut Muhammet AKKAYA[1], Yasin BOYACI[2], Fahri İBİŞOĞLU[3]

[1,2,3]FEKA Automotive, R&D Center, Bursa, Turkey
[1]Uludağ Univesity, Department of Mechanical Engineering, MSc. Student, Bursa, Turkey
[2]Uludağ Univesity, Department of Polymer Materials, MSc. Student, Bursa, Turkey
[1]Correponding Author: Mesut Muhammet AKKAYA, mesut.akkaya@fekaautomotive.com

ABSTRACT

The importance of plastic materials with advantages it provides is increasing day by day in today's automotive industry. The most important advantage it provides compared to metal and other materials is weight. For this reason, it has become a preferred position in almost every field by customers in the global market. Plastic materials are preferred for fog lamps in automotive lighting products due to both weight reduction and cost improvement requirements. Therefore, automotive manufacturers choose geometries with the smallest possible volume. In these geometries where the heat source is very high, the deformations that may occur under the temperature to which the plastic materials are exposed should be examined. As a result, fog lamps should meet the regulation optical values and different customer specific requests without any thermal deformations. The geometry of the front fog lamp in this study has been designed via Siemens NX 12.0 cad program. Numerical studies of a front fog lamp with different geometries and different radiation models were figured up using Siemens FLOEFD software. Experimental and numerical results were compared each other in details in this case.

Keywords: Plastic materials, Front Fog Lamps, Thermal deformation, Radiation Models, FLOEFD

1. INTRODUCTION

Automotive lighting systems, including both the front and rear lights, are extremely important not only during the night time but also during the daytime from a vision quality [1] and safety point of view [2]. Nowadays, important design studies are carried out in every part of the vehicles in automotive with the developing technology. These innovations in optical components constitute one of the most important steps of these studies. At the same time, the difficulty level of customer requirements brings with it complex designs. One of these expectations is to provide thermal endurance according to the power of light source requirements. This situation is of big importance in the selection of the materials preferred in the products.

Heat dissipation caused by radiation, conduction, and convection heat transfers can lead to the formation of critical deformation zones in a fog lamp. For this reason, both numerical and physical tests of the front fog lamp have been done to prevent deformation caused by high temperatures. According to the deformations seen in these studies improvements are aimed in product geometry.

In this study, an experimental and numerical examinations of a front fog lamp with bulb in Figure 1 is shown. In the first phase of this study, which was carried out in two stages, the effects of the applied design improvements on the part were examined in the numerical studies. In the second step, the prototype sample taken from the injection mold was connected to the parts with thermocouples and tested in the climatic cabin in the laboratory. The test results were compared with the numerical study.

Thermal deformations were observed in the fog lamp due to the reflector geometry designed to meet the optical requirements of style surfaces. These thermal deformations have been tried to be eliminated without interfering with the optical surfaces, depending on the reflector geometry. Yet, the changes made were not sufficient because of the fact that the H8 35W bulb used in the fog lamp emits too much heat.

2. LITERATURE REVIEW

Bayraktar et al. studied the heat transfer of the P21W bulb used in automotive lighting systems numerically and experimentally. A rectangular box made of transparent polycarbonate (PC) was used during the examination. They measured the temperature by attaching thermocouples to each surface of the box. In the numerical analysis, it was accepted that the flow was in continuous regime and laminar. 3D Navier-Stokes equations are used. It has been observed that the numerical solutions and the experimental measurement results are consistent. In their work, they also examined the effect of temperature geometric dimensioning on lighting products numerically. [3]

Moore at al. developed a code that could perform combined specular radiation and flow analysis capability using a ray tracing method. The corresponding code has been applied in automotive lamp thermal analysis to accurately estimate lamp surface temperatures caused by radiation and natural convection. The numerical results were experimentally compared with an infrared thermal imager. They saw that it works with an error rate of 10%. [4]

3. MATERIAL AND METHOD

Before performing numerical and experimental thermal studies, the parts definition and design development of the fog lamp used are given under this section.

3.1 Sample Geometry and regulation definition

Front fog lamps provide a wide, bar-shaped beam of light with a sharp cutoff at the top, and are generally aimed and mounted low. They may produce white or selective yellow light, and were designed for use at low speed to increase the illumination directed towards the road surface and verges in conditions of poor visibility due to rain, fog, dust or snow[5].

They are sometimes used in place of dipped-beam headlamps, reducing the glare-back from fog or falling snow, although the legality varies by jurisdiction of using front fog lamps without low beam headlamps.

In most countries weather conditions rarely necessitate the use of front fog lamps and there is no legal requirement for them, so their primary purpose is frequently cosmetic. They are often available as optional extras or only on higher trim levels of many cars. An SAE study has shown that in the United States more people inappropriately use their fog lamps in dry weather than use them properly in poor weather as shown Figure 1 [6].

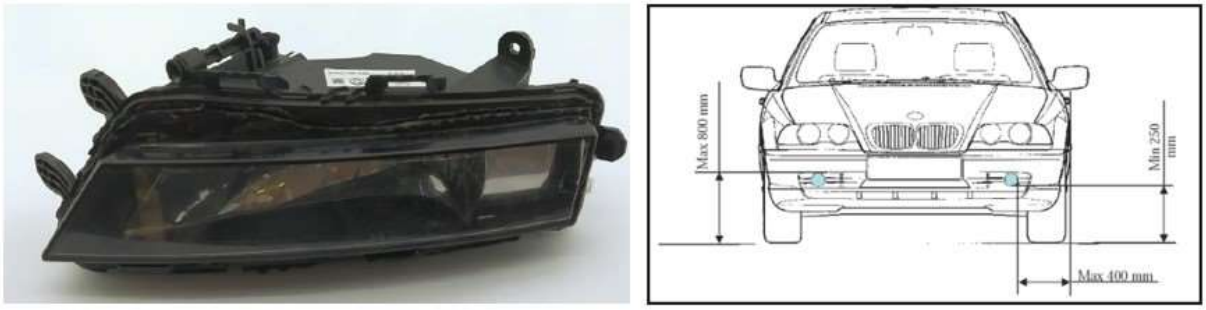


Figure 1. Sample Geometry and Regulation

The examined fog lamp consists of four main parts which are housing, lens, reflector, light bulb. The power intensity and load of the lamps increase with developments in lighting technologies such as halogen bulbs (H1, H3, H4, etc.) [7]. Single filament is used as the main heat source of the H8 bulb in the fog lamp. The aluminium metallized reflector geometry, which emits the light and provides optical regulation, is the component that is most exposed to the heat emitted by the H8 bulb. In this study, the resistance of the reflector geometry to thermal deformation was investigated. Bill of Fog Lamps' components is shown Figure-2.

Components of Fog Lamp;

1) Housing (PP GF30)

2) 2k-Lens (PC Clear and PC Black)

3) Reflector (PEI)

4) Bulb

5) Membranes

6) Adjustment Systems (PA66-GF15)

7) Gasket (Silicon)

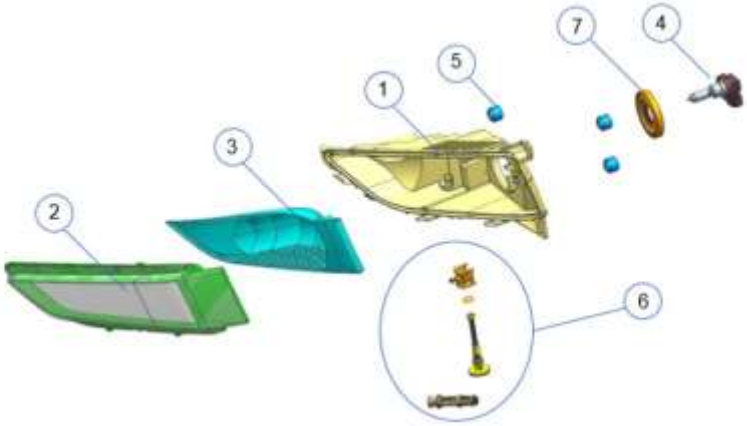


Figure 2. Component of Fog Lamp

3.2 Design Development

The design development phase took place in three stages. First of these stages, design studies have been made, ignoring the thermal requirements, and a reflector design has been made according to the style surface and optical requirements. Non-extension is made in the upper part of the reflector. In the second design stage, a reflector was designed by taking into account the style surface and optical requirements, as well as the thermal resistance requirement. There is an extension on the reflector geometry. In the latest design case, a 0.8 mm wall thickness sheet metal bulb shield has been added to the extended reflector geometry due to the high heat source is shown Figure 3.

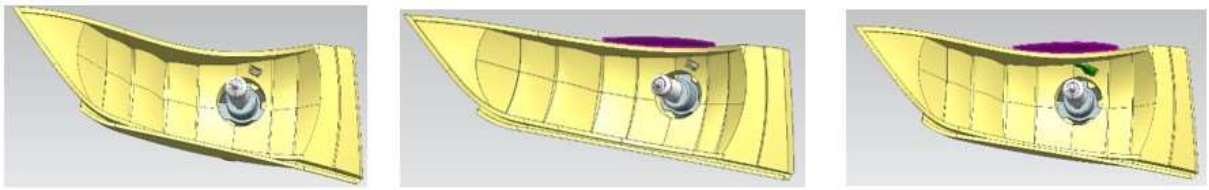


Figure 3.

Non-Extended Reflector Extended Reflector Extended with Metal Bulb Shield

3.3 Natural Convection Equation

It is a type of convection heat transfer that occurs with the natural movement of the fluid without any external influence. It occurs due to the temperature difference when a moving fluid flows over its solid surface. Rayleigh (Ra) number was defined as (1) equation Considering the diameter in the middle of the filament

$$Ra_D = \frac{g\beta\Delta T D^3}{\nu^2} Pr = GrPr \quad (1)$$

Here, ΔT is the difference between the temperature at the bulb surface temperature and the film temperature (Tf) of the ambient temperature. β = 1 / Tf is defined as volumetric thermal expansion coefficient. The Ra number can also be generated with the Grashof (Gr) number and the Prandl (Pr) number. The local Nusselt (Nu) number is defined as hD/k.

3.4 Computational Fluid Dynamics

In general, computational fluid dynamics (CFD) is a method used to analysis all kinds of fluids and flows under different conditions. Basically three main equations in this method; continuity, momentum and energy equations are taken as a basis and by solving these equations numerically, many data are obtained depending on the pressure, velocity and temperature distributions in the flow and these parameters.

In order to study a flow, continuity, momentum (Navier Stokes equations) equations must be solved with appropriate initial and boundary conditions. The most general forms of (2-5) equations are given below.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}=0 \tag{2}$$

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial t}+\mathrm{u}\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}\right)=-\frac{\partial P}{\partial x}+\rho g_x+\mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \tag{3}$$

$$\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t}+\mathrm{u}\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}\right)=-\frac{\partial P}{\partial y}+\rho g_y+\mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \tag{4}$$

$$\rho\left(\frac{\partial w}{\partial t}+\mathrm{u}\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}\right)=-\frac{\partial P}{\partial z}+\rho g_z+\mu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right)$$

(5)

Thermal energy conservation equation for fluid given by as Eq(6):

$$\frac{\partial(\rho \mathrm{u}T)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho vT)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho wT)}{\partial z}=\frac{k}{C_p}\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right)+S_e \tag{6}$$

For Solid:

$$\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right)=0 \tag{7}$$

CFD is the solution of fluid mechanics problems that require long processes by creating matrices in the computer environment. It is ensured that complex and long-term problems are solved quickly and effectively depending on the computer performance with the analysis using methods such as finite differences, finite elements, and finite volumes. [8]

3.5 Finite Volume Method

The Finite Volume Method (FVM) is a discretization method for approximation of a system of single or partial differential equations expressing the conservation or balance of one or more quantities. The finite volume method is the solution of partial differential equations by algebraic equations. These partial differential equations are often referred to as conservation laws. These can be of different nature. They are elliptical, parabolic or hyperbolic and are used as models in numerous fields, including physics, biophysics, chemistry, image processing, finance, dynamic reliability. It is quite similar to the finite difference method. Volume integrals containing the deflection term in partial differential equations in FVM are transformed into surface integrals with the divergence theorem. These terms are considered as flows across the surfaces of each finite volume. This method is especially used in computational fluid mechanics problems. Describes the relationships between partial derivatives of unknown fields such as temperature, concentration, pressure, molar fraction, density of electrons, or the probability density function, with regard to variables in the field in question. [9]

3.6 CFD Analysis Software

This study was implemented via Siemens FloEFD 2020.1 software in three steps as pre-processing, solution and post-processing. CFD method is generally used in many numerical solutions under different boundary conditions and different fluids. In the use of this method, the continuity equation, momentum and energy equations are calculated numerically depending on the pressure, temperature distribution, velocity parameters in the flow. CFD method to be used in this numerical analysis was used and Navier-Strokes equations were calculated in Siemens FloEFD software. In these calculations, Monte Carlo (MCRM) and Discrete Ordinate(DORM) Radiation Models were applied and differences between experimental studies and radiation models were compared.

The aim of the simulation is to cover the worst case that occurs during hot country tests. The virtual testing and simulation conditions are defined in the following the boundary conditions which are 70 °C ambient temperature, incompressible and buoyancy air flow without ventilation, 101.325 kPA pressure, time independent in air domain is shown figure 4.

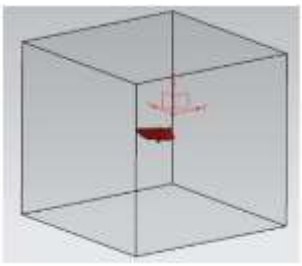


Figure 4. Air Domain

DORM is considered 2500nm Band edge, Blackbody spectrum of environment radiation. MCRM is considered 1000000 rays, blackbody spectrum of environment radiation.

The fluid volume of inside the bulb was included as Argon gas that has 202.650 Kpa. The bulb is consist of sub-parts which are filament, glass, sheet metal and bulb holder were selected as Tungsten, quartz glass, steel and PA66 GF30.Black PC material for the reflector, transparent and black PC for the Lens 2K structure, PA GF30 for the Body were identified. Filament of the bulb has comprised heat source power is 43.5Watts at 13.5 V forward voltage.

3.2 Mesh Operation

All cells 2 855 505 cells, 1 389 064 solid cells of plastic parts and bulb and 1 389 064 fluid cells of air and argon fluid domains, have been meshed via FloEFD Mesh Tool is shown figure-4. Maximum mesh refinement level has selected 9 for filament because of heat source is shown figure-5.

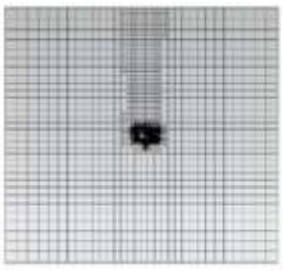


Figure 4. Mesh Operation of Domain

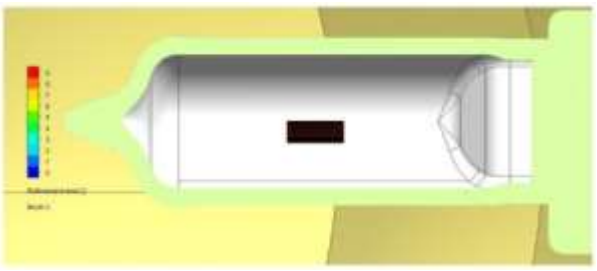


Figure 5. Refiremet Mesh Level of Filament

3.3 Experimental Study

Before testing the whole fog lamp experimentally, a thermocouple was attached to the lens surface of the fog lamp. Thermocouples were connected on this thermocouple again and errors caused by thermocouples were investigated. In

these studies, it has been observed that the differences between the values taken over the thermocouple can be neglected is shown figure 6.

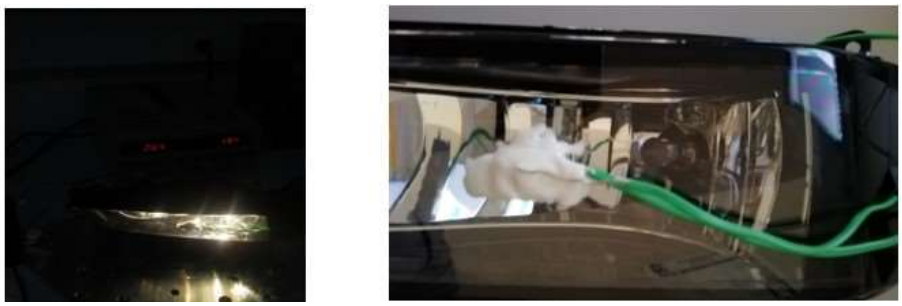


Figure 6. Thermocouple Evaluation

The fog lamp was powered by 43.5 watts at 13.5 forward voltage. The test was completed in 90 minutes. During the test, the thermocouple is connected to the subcomponents. The climatic cabin is set 70°C temperature without ventilations is shown in figure 7.



Figure 7. Climatic Cabin

4.RESULTS

The calculated numerical analysis with MCRM and DORM, and the tested fog lamp with thermocouple results have been demonstrated each all components according to reflector geometry. The error is taken into account as (8) equation.

$$\text{Error}=\frac{|(Numerical\ Result+272.15°C)-(Experimental\ Result+272.15°C)|}{(Experimental\ Result+272.15°C)} * 100 \qquad (8)$$

4.1 Experimental and numerical results with non-extended reflector geometry

The calculated numeric analyses with MCRM and DORM results of housing temperature results are 179.08°C, 183.91°C are shown figure 8, figure 9.

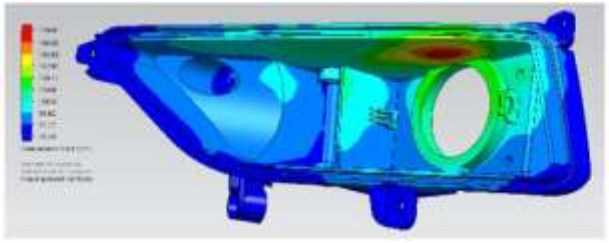


Figure 8. MCRM Result of Housing

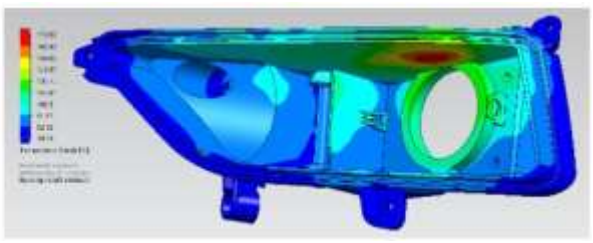


Figure 9. DORM Result of Housing

The calculated numerical results of lens temperature with MRCM and DORM are 136.09°C and 140.71°C are shown figure 10 and figure 11.

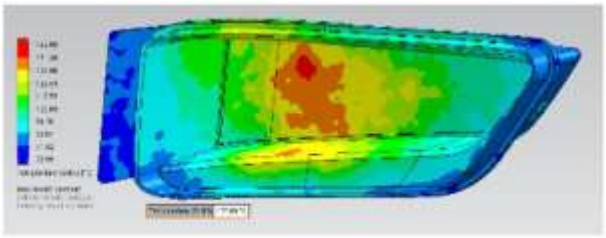


Figure 10. MCRM Result of Lens

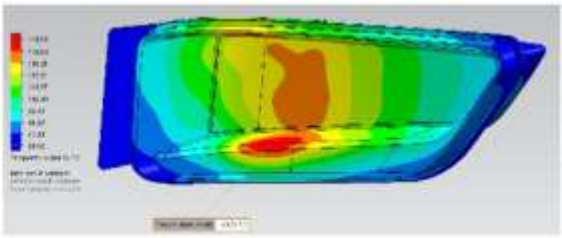


Figure 11. DORM Result of Lens

The calculated numerical result of reflector temperatures with MRCM and DORM are 214.10°C and 217.20°C are shown figure 12 and figure 13.

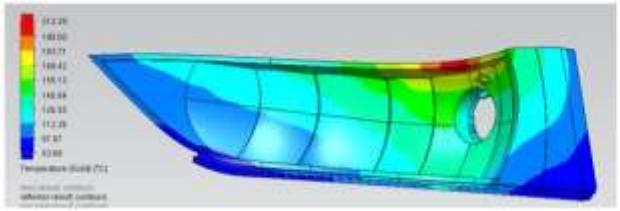


Figure12. MRCM Result of Reflector

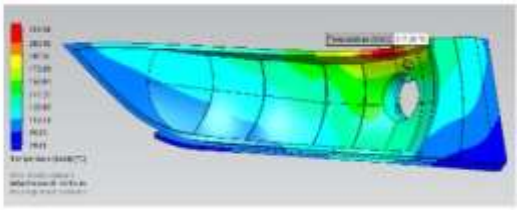


Figure 13. DORM Result of Reflector

The tested results of housing, lens, reflector temperatures are 183.1°C, 134.6°C and 217.30°C. After test, the housing is deformed is shown figure 14 and lens surface has undulation is shown figure 15.



Figure 14. Damaged Outer and Inner surfaces of Housing



Figure 15. Undulated Inner Surface of Lens

The error calculations-1 and vicat softening temperatures of all each sub-componets are demonstrated is shown table 1.

Table 1. Error calculation-1

Non Extended Reflector	Numeric Analysis Result		Test Result (°C)	Vicat Softening Temperature (°C)	Error MCRM	Error DORM
	MCRM (°C)	DORM (°C)				
Housing	179.08	183.91	183.1	155	0.883031	0.177924
Lens	136.09	140.71	134.6	141	0.366318	1.502151
Reflector	214.1	217.1	217.3	215	0.653795	0.040862

4.2 Experimental and numerical results with Extended Reflector Geometry

The calculated numeric analyses with MCRM and DORM results of housing temperature results are 168.37°C, 178.98°C are shown figure 16, figure 17.

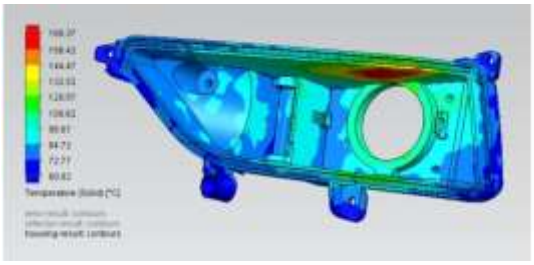


Figure 16. MCRM Result of Housing

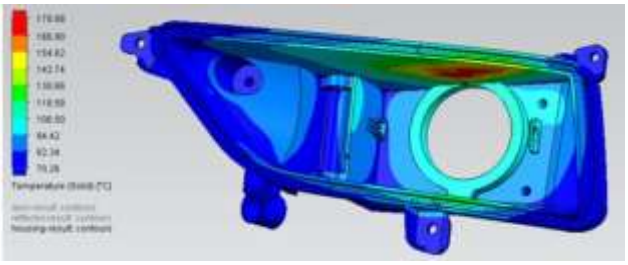


Figure 17. DORM Result of Housing

The calculated numeric analyses with MCRM and DORM results of lens temperature results are 124.67°C, 134.12°C are shown figure 18, figure 19.

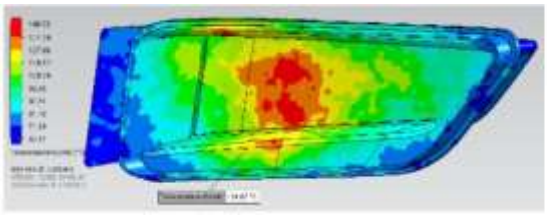


Figure 18. MCRM Result of Lens

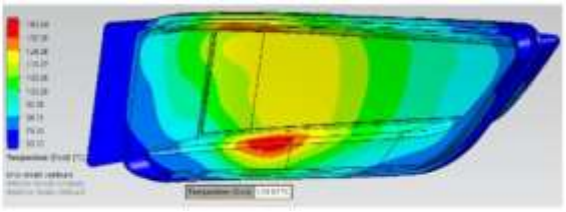


Figure 19. DORM Result of Lens

The calculated numeric analyses with MCRM and DORM results of reflector temperature results are 237.47°C, 242.01°C are shown figure 19, figure 20.

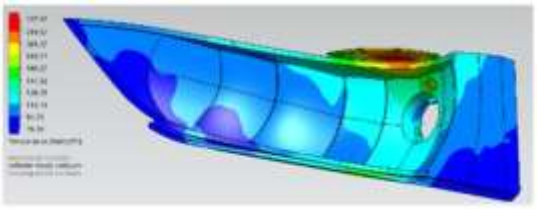


Figure 19. MCRM Result of Lens

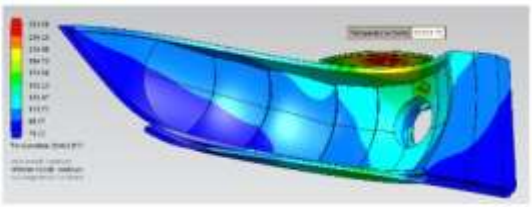


Figure 20. DORM Result of Lens

The tested results of housing, lens, reflector temperatures are 179.4°C, 121.9°C and 235.30°C. After test, the housing is deformed is shown figure 21 and extended reflector surface has undulation is shown figure 22.



Figure 21. Damaged Inner surfaces of Housing



Figure 22. Undulated surface of Reflector

The error calculations-2 and vicat softening temperatures of all each sub-componets are demonstrated is shown table 2.

Table 2. Error calculation-2

Extended Reflector	Numeric Analysis Result		Test Result (°C)	Vicat Softening Temperature (°C)	Error MCRM	Error DORM
	MCRM (°C)	DORM (°C)				
Housing	168.37	178.98	179.4	155	2.442697	0.093013

Lens	124.67	134.12	121.9	141	0.702956	3.101129
Reflector	237.47	242.01	235.3	215	0.427628	1.322298

4.3 Experimental and numerical results with extended reflector geometry and bulb shield

The calculated numeric analyses with MCRM and DORM results of housing temperature results are 158.04°C, 159.67°C are shown figure 23, figure 24.

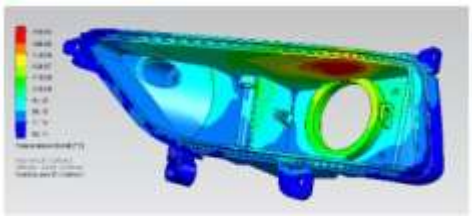


Figure 23. MCRM Result of Housing

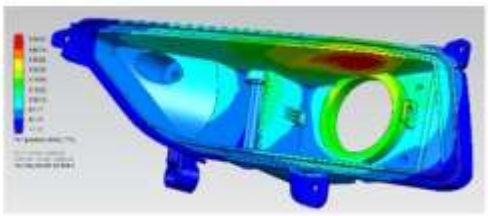


Figure 24. DORM Result of Housing

The calculated numerical analyses with MCRM and DORM results of lens temperature results are 132.83°C, 140.67°C are shown figure 25, figure 26.

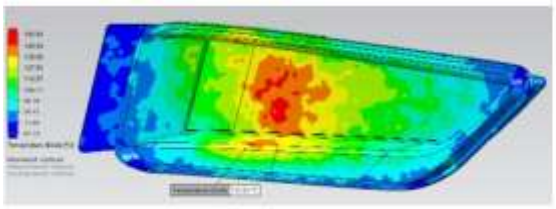


Figure 25. MCRM Result of Lens

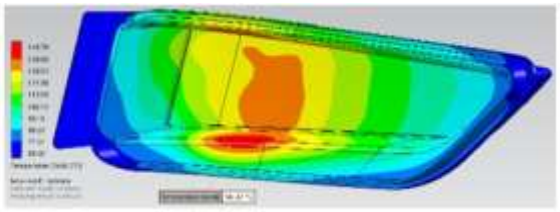


Figure 26. DORM Result of Lens

The calculated numeric analyses with MCRM and DORM results of reflector temperature results are 201.75°C, 200.06°C are shown figure 27, figure 28.

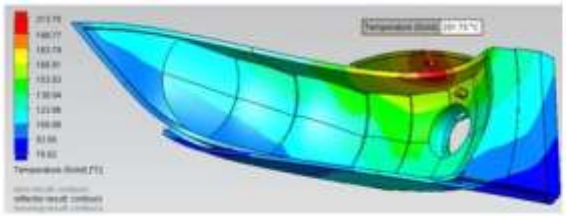


Figure 27. MCRM Result of Reflector

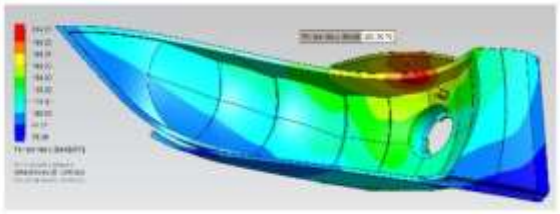


Figure 28. DORM Result of Reflector

The tested results of housing, lens, reflector temperatures are 159.4°C, 131.24°C and 204.30°C. The error calculations-3 and vicat softening temperatures of all each sub-components are demonstrated is shown table 3.

Table 3. Error calculation-3

Extended with bulb shield	Numeric Analysis Result		Test Result (°C)	Vicat Softening Temperature (°C)	Error MCRM	Error DORM
	MCRM (°C)	DORM (°C)				
Housing	158.04	159.67	159.4	155	0.315143	0.062565
Lens	132.83	140.67	131.24	141	0.394159	2.337688
Reflector	201.75	200.06	204.3	215	0.535208	0.889915

5. DISCUSSION

As can be seen from the results of the first analysis, the regions where the deformation occurred in the part were determined. By making use of these results; Improvements were made in the design of the reflector product and the heat shield was used in the parts where the heating problem occurred. It has been seen as the most effective solution that provides a more thermally uniform temperature distribution. In this respect, a complete revision study was carried out by evaluating the product and environmental conditions together.

Despite, the test temperature has exceeded over 5-6 °C of vicat softening temperature the housing have not damaged. In this investigation, vicat softening temperature can be exceeded over 5-6 °C with reinforcement glass fibres. Discrete Ordinates is support more effective results than monte carlo at opaque material in spite of the fact that Monte Carlo is support more effective results that discrete ordinates reflective and clear surfaces.The first design is not robust design for housing and lens parts according to thermal aspects.The second design is extented reflector is not robust design for housing and reflector parts according to thermal aspects.The third design is extented reflector with bulb shield is robust design for all parts according to Thermal aspects

6. ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to thank the different project partners and FEKA R&D Center (Bursa).

7. REFERENCES

[1]. Derlofske JV, Bullough JD, Gribbin C (2007) Comfort and visibility characteristics of spectrally tuned high intensity discharge forward lighting systems. Eur J Sci Res 17(1):73–84

[2]. Honeywill T (2007) Simulation sees. Automotive Engineer (-) (December) 32–33

[3]. Otomotiv Aydınlatma ürünlerindeki ısı transferinin sayısal analiz yöntemi ile incelenmesi,Mustafa Emre Bayraktar, İ Karagöz,M Aktaş,T Şenyıldız.

[4]. Thermal analysis of automotive lamps using the ADINA-F coupled specular radiation and natural convection model, William I. Moore, Eric S. Donovan, Christopher R. Powers, Pergamon, Computers and Structures 72 (1999) 17-30

[5] "SAE Standard J583, "Front Fog Lamps"". Sae.org. 8 September 2005. Retrieved 24 November 2010.

[6]. Sivak, M.; Flannagan, M.J.; Traube, E.C.; Hashimoto, H.; Kojima, S. (1997). "Fog Lamps: Frequency of Installation and Nature of Use" (paper, PDF). SAE 970657. Society of Automotive Engineers. Retrieved 14 August 2006.

[7]. Bauer H (1999) Automotive electric/electronic systems lighting technology. Editor-in-Chief: Horst Bauer Bosch GmbH Stuttgart

[8].[9].https://www.researchgate.net/publication/351552588_A_MEETING_ROOM_MODEL_FOR_INDOOR_AIR_FLOW_SIMULATION

NONLINEAR FINITE ELEMENT ANALYSIS OF EPDM RUBBER TAILGATE AND DOOR GROMMET TO DETERMINE OPTIMIZED AUTOMATIVE GROMMET DESIGN

Dr.Kıvanç Şengöz, Emre Yücel, Mustafa Kemal

[1] Dr.Kıvanç Şengöz, FEV Turkey Vehicle CAE, İstanbul, Turkey
[1] Dr.Kıvanç Şengöz, sengoz@fev.com
[2] Emre Yücel, FEV Turkey Vehicle CAE, İstanbul, Turkey
[2] Emre Yücel, yucel_e@fev.com
[3] Mustafa Kemal, FEV Turkey Vehicle CAE, İstanbul, Turkey
[3] Mustafa Kemal, kemal@fev.com

ABSTRACT

This study presents the hyperelastic deformation response of EPDM rubber grommet models subjected to prescribed kinematic motion. Studies on electrical systems in electric and internal combustion vehicles are of vital importance. Cable materials inside tailgate and door grommet that are subject to deformation due to repetitive motion of tailgate and door might experience damage and be crushed subsequently this cause fire risks on electrical systems due to the breaking effect over time. In this study, by examining the hyperelastic deformation behavior of tailgate and door grommet using finite element analysis, folding of grommets were identified. Design update on the grommet geometry was proposed and simulated using LS-DYNA in order to prevent folding failure.

Keywords: Hyper-elasticity, Automotive Grommet, Ls-Dyna, Nonlinear FEA, Folding

1. INTRODUCTION

In Automotive cars, it requires a lot of wiring harness system to distribute power from one system to other. Any low or high voltage wiring harness should have sufficient strength to withstand any abrupt situations without affecting the performance of the total system.An opening and closing member is attached to a vehicle by a hinge enabling easy opening and closing of different moving member. Such members include side door, rear door, trunklid, tailgate etc. A guide member called rubber grommet made of elastomer has an accurate portion which can be extend and contract while twisting with. A cable grommet is a tube ring through which an electric cable passes. They are usually made of EPDM rubber. The cable grommet is used to protect, improve friction or seal cables passing through it, from a possible mechanical or chemical attack, crushing and subsequent fire risk. It becomes very important to determine the optimum length of the grommet used for particular application. Bigger length will have results into folding of grommet and lesser length will yield intostretching of rubber grommet.The objective of this paper is to suggest a methodology to model the behavior of rubber grommet under specified loading conditions. For this purpose rubber grommet has been modeled with hyperelastic material properties and simulation is conducted with a non-linear commercially available FE codes LS-DYNA. First a stable hyperelastic material model is selected using LS-DYNA Explicit then explicit hyperleastic simulation is performed.



Figure1. EPDM rubber tailgate grommet sample

2. THEORITICAL BACKGROUND OF LARGE STRAIN, LARGE ROTATION HYPER-ELASTICITY for RUBBER TYPE MATERIALS

Large deformation modes in hyper-elastic materials extend up to 200% in parts, the definition of small strain used to observe elongation levels in plastic rubber parts is not a suitable observation method for such materials. Therefore, logarithmic strain definition is used to observe deformation modes for hyper-elastic materials. Also in order to make an accurate visual comparison between all grommet models, the logarithmic strain level is fixed at the level of 0.5 (50%).

Since grommet experience large rotation and large strains during the opening-closing movement of tailgate and door, large rigid body motion should be excluded in strain definition. Accordingly two strain description is available excluding finite rotations in strain calculation: green strain and logarithmic strain. The small-strain, large-rotation approximation is often useful—especially in structural problems (shells and beams) because there the thinness or slenderness of the members often allows large rotations to occur with quite small-strains—and Green's strain is commonly used in large-rotation, small-strain formulations for such problems as shell buckling. Thus, for such cases including large rotation and large strain, logarithmic strain is a very convenient choice for computing the hyper-elastic strain which takes care of the large strain and large rotation effects accordingly.

A measure of deformation is —the stretch ratio λ. In fact, λ is itself an adequate measure of “strain” for a number of problems. To see where it is useful and where not, first notice that the unstrained value of λ is 1.0. A typical soft rubber component (such as a rubber band) can change length by a large factor when it is loaded, so the stretch ratio would often have values of 2 or more. In contrast, a typical structural steel component will be designed to respond elastically to its working loads. Such a material has an elastic modulus of about 200 × 103 MPa (30 × 106 lb/in2) at

room temperature and a yield stress of about 200 MPa (30 × 103 lb/in2), so the stretch at yield will be about 1.001 in tension, 0.999 in compression. The stretch ratio is an unsatisfactory way of measuring deformation for this case because the numbers of interest begin in the fourth significant digit. To avoid this inconvenience, the concept of strain is introduced, the basic idea being that the strain is zero at λ=1, when the material is "unstrained." In one dimension, along some "gauge length" dX, we define strain as a function of the stretch ratio, λ, of that gauge length:

$$\varepsilon=f(\lambda). \tag{1}$$

The objective of introducing the concept of strain is that the function f is chosen for convenience. To see what this implies, suppose ε is expanded in a Taylor series about the unstrained state:

$$\varepsilon = f(1) + (\lambda - 1)\frac{df}{dx} + \frac{1}{2!}(\lambda - 1)^2\frac{d^2f}{d\lambda^2} + \cdots. \tag{2}$$

We must have f(1)=0, so ε=0 at λ=1 (this was the main reason for introducing this idea of "strain" instead of just using the stretch ratio). In addition, we choose df/dλ=1 at λ=1 so that for small strains we have the usual definition of strain as the "change in length per unit length." This ensures that, in one dimension, all strain measures defined in this way will give the same numerical value to the order of the approximation when strains are small (because then the higher-order terms in the Taylor series are all negligible)—regardless of the magnitude of any rigid body rotation. Finally, we require that df/dλ>0 for all physically reasonable values of λ (that, is for all λ>0) so that strain increases monotonically with stretch; hence, to each value of stretch there corresponds a unique value of strain. (The choice of df/dλ>0 is arbitrary: we could equally well choose df/dλ<0, implying that the strain is positive in compression when λ<1.

With these reasonable restrictions (f=0 and df/dλ=1 at λ=1, and df/dλ>0 for all λ>0), many strain measures are possible, and several are commonly used. Some examples are Nominal strain (Biot's strain), Logarithmic strain, and Green's strain.

Nominal strain (Biot's strain) follows:

$$f(\lambda) = \lambda - 1 \tag{3}$$

In a uniformly strained uniaxial specimen, where l is the current and L the original gauge length, this strain is measured as (l/L)−1. This definition is the most familiar one to engineers who perform uniaxial testing of stiff specimens.

Logarithmic strain follows:

$$f(\lambda) = \ln(\lambda) \tag{4}$$

This strain measure is commonly used in metal plasticity. One motivation for this choice in this case is that, when "true" stress (force per current area) is plotted against log strain, tension, compression and torsion test results coincide closely. Later we will see that this strain measure is mathematically appropriate for such materials because, for these materials, the elastic part of the strain can be assumed to be small.

Green's strain follows:

$$f(\lambda) = \frac{1}{2}(\lambda^2 - 1) \tag{5}$$

This strain measure is convenient computationally for problems involving large motions but only small strains, because, its generalization to a strain tensor in any three-dimensional motion can be computed directly from the deformation gradient without requiring solution for the principal stretch ratios and their directions.

All of these strains satisfy the basic restrictions. Obviously many strain functions are possible: the choice is strictly a matter of convenience. Since strain is usually the link between the kinematic and the constitutive theories, the convenience of this choice in the context of finite elements is based on two considerations: the ease with which the strain can be computed from the displacements, since the latter are usually the basic variables in the finite element model, and the appropriateness of the strain measure with respect to the particular constitutive model. For example, as mentioned above, it appears that log strain is particularly appropriate to plasticity, while large-strain elasticity analysis (for rubbers and similar materials) can be done quite satisfactorily without ever using any "strain" measure except the stretch ratio λ.

3. FE SIMULATION and MODEL INFORMATION

Rubber door grommet has been modeled with very fine solid reduced integration hexa elements. One end of the grommet is connected to the plastic connector and then attached to the door and other end of the rubber grommet is connected to the door. Node of the rubber are rigidly ties to the plastic connector. To simplify the problem and reduce the computational time, door sheet metal is modeled as a rigid. Similar modeling is applied to tailgate grommet.

Hinge location of the door is fixed in all degrees of freedom. A local coordinate system is defined (whose one axis is made parallel to the hinge axis) and the door is rotated 68 degrees along the hinge axis. Explicit simulation is performed by making sure that kinetic energy is way less than internal strain energy and automatic general contact definition is used to define the contact.

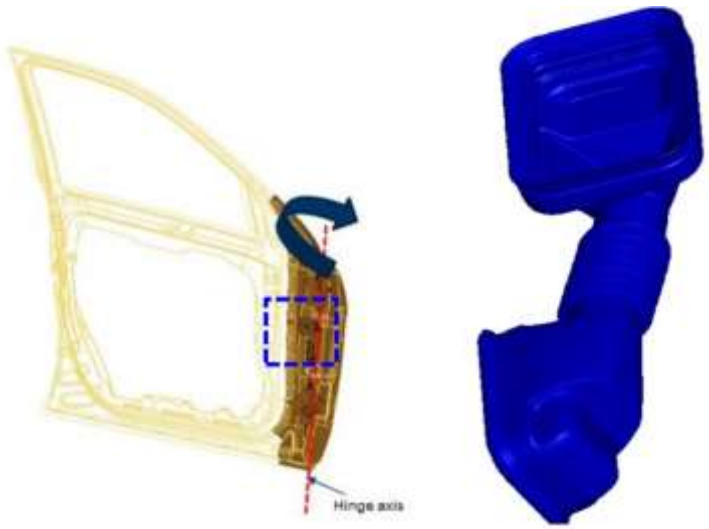


Figure 2. Typical Hinge Axis on Door and FE Model of Door Grommet

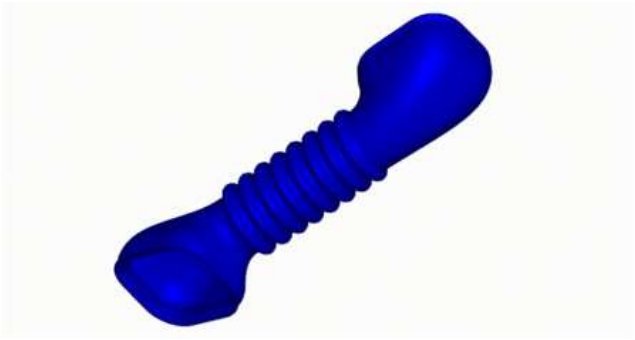


Figure 3. FE Model of Tailgate Grommet

EPDM material using SIMPLIFIED RUBBER MAT181 in LS-DYNA model was used for the grommet models used in the study and the simulation was completed in 2 load steps for each model. The angle of rotation depends on the hinge positions of the moving parts of the vehicle. Kinematic simulation of the grommet models and the position of the tailgate takes place in multiple stages as shown in the picture. All simulation model results are shown as logarithmic strain and the maximum limit is kept as 0.5.



Figure 4. Boundary conditions of Grommet and rigid parts

All grommet models have plastic parts and grooves for both mouth points.While the kinamatic movement of the grommet model occurs, the plastic parts provide the movement and fixation task. Therefore, the channel regions determine the fixed and moving points of the grommet models.

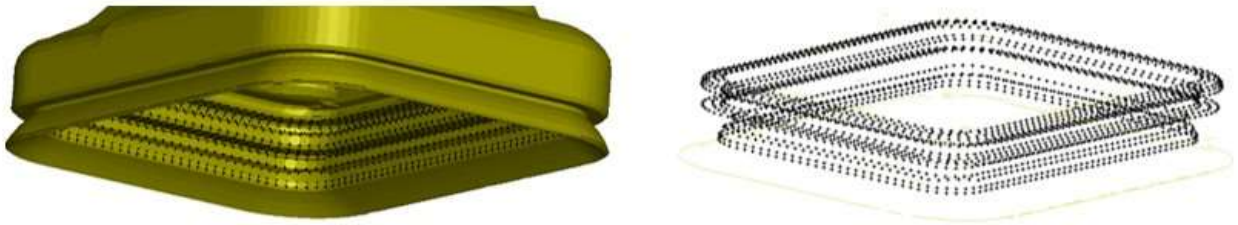


Figure 5. Fixed and Movement points at grommet parts

Number of elements for both grommet models are listed in table 1 and table 2.

Table 1. FEM model data information for Tailgate Grommet

Data Name	Initial Model	Final Model
Total # of Elements	17504	76711
Total # of Nodes	26544	21400
Total # of Rigid Elements	2537	402

Table 2. FEM model data information for Driver Door

Data Name	Initial Model	Final Model
Total # of Elements	58191	117539
Total # of Nodes	18301	34045
Total # of Rigid Elements	23645	10539

Unlike plasticity data, test data for hyper-elastic material must be given as engineering stress and strain values. For hyper-elasticity elasticity, the fitting procedure may be carried out for polynomial representations of incompressible materials. The significance of (non-equivalent) multiple tests for material modeling cannot be overemphasized.

In general, a combination of uniaxial tension/compression and simple shear is required in the very least. Data from biaxial tension or planar shear may also be needed depending on the deformation modes of the structure. Volumetric data must be included for materials undergoing large compressible deformations. The quality of the results from a simulation using hyper-elastic materials strongly depends on the material test data provided to LS-DYNA. It is always recommended to have more than one deformation state to form accurate and stable material model.

For our grommet simulation uniaxial tension and compression data is enough to capture the physics of the grommet behavior. It is common for the material model determined from the test data to be unstable at certain strain magnitude. Following Figure 6 shows the compression (negative engineering strain) and tension data (positive engineering strain) for the EPDM elastomer used for rubber grommet simulation.

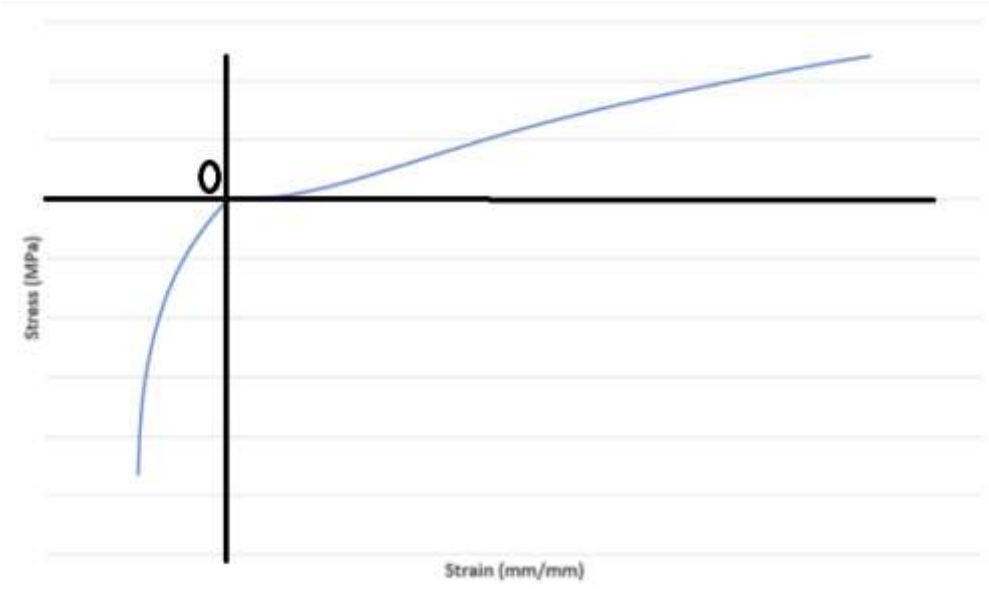


Figure 6. EPDM material tension-compression behavour

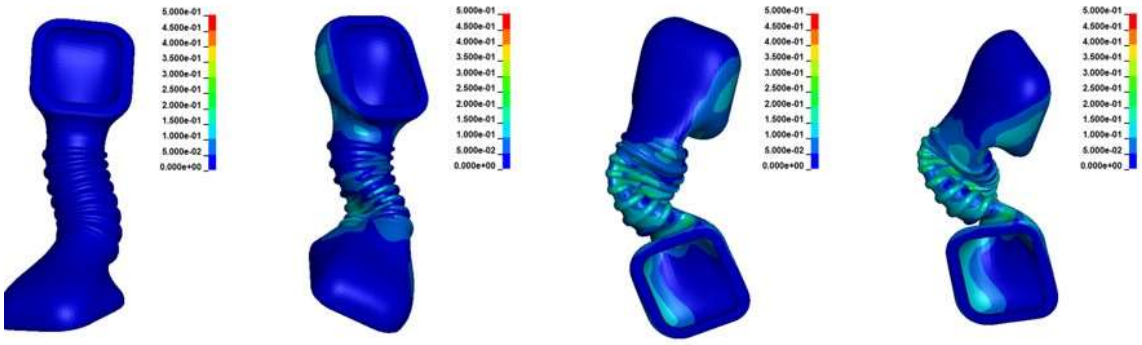


Figure 7. Logarithmic Strain of Initial Tailgate Grommet Design during Rotation

On the tailgate grommet model, breakages that will have an effect on the cable after kinematic movement were observed. All breakdown scenarios that will occur on the grommet cause deformations in the cable material that will pass through the grommet over time. For this reason, after the design updates on the existing models, the thickness on the grommet model has been increased and the distance between the rib areas and the throat area has been reduced in order to create the most optimum design model. Optimized final model is shown in figure 8. Maximum %100 logarithmic strain is observed in the initial tailgate grommet while logarithmic strain level is reduced to %70 in the final optimized tailgate grommet. Strain contours shown here is kept at maximum 50% strain deliberately for ease of visualization.

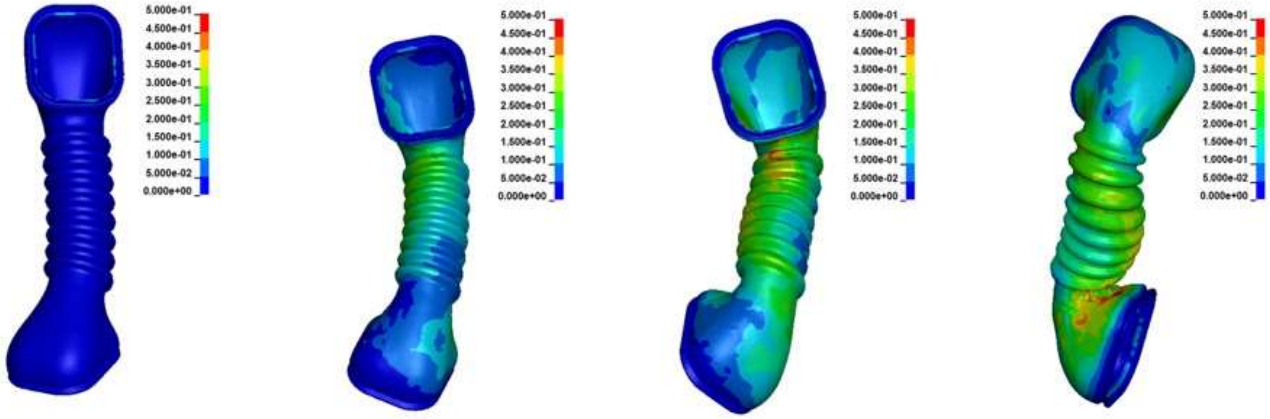


Figure 8. Logarithmic Strain of Final Tailgate Grommet Design during Rotation

Folding failure is a sign for possible low or high voltage cable crushing and damage inside the grommet pipe. Folding failure of initial tailgate grommet design is shown in figure 7. On the other hand, final optimized Tailgate grommet model shows no folding behavour as shown in figure 8 below.



Figure 9. Folding failure of Tailgate Grommet Design during Rotation



Figure 10. Final Optimized Tailgate Grommet Design during Rotation - No Folding

As a result of the simulation studies performed on the door grommet models, no folding problem was encountered that would cause deformation or crushing of the cable material on the models. Maximum logarithmic strain observed in the model is around % 58. However, as a result of the movement, interferences were observed on the peripheral components on the model. Design updates have been made on the models to prevent deformation of the plastic materials on the grommet models due to fatigue over time and the friction contact of the cable material with the grommet. The interference surface of the grommet model with peripheral components is shown in Figure 13.

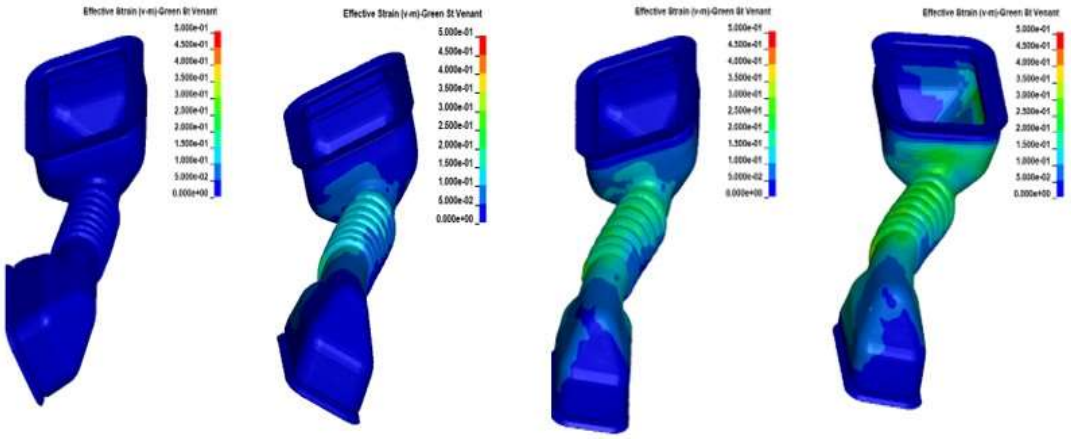


Figure 11. Logarithmic Strain of Door Grommet Initial Design during Rotation

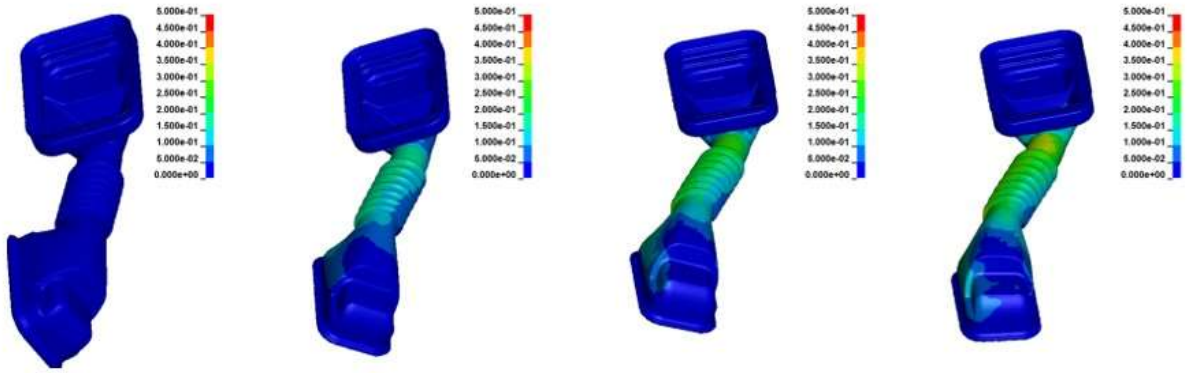


Figure 12. Logarithmic Strain of Door Grommet Final Design during Rotation

Cross sectional visualization comparison between initial and final door grommet design model is shown in Figure 13. There were no local breaks that would cause serious tension on the model and deformation on the cable material. Also, no contact areas were observed between the grommet pattern and surrounding components.

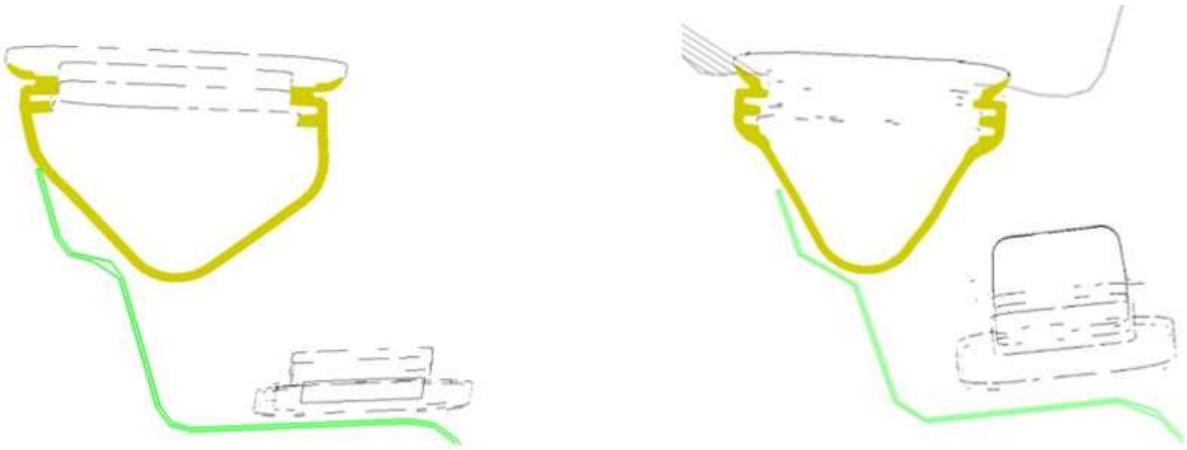


Figure 13. Door models post-collision design update

4. CONCLUSION

In conclusion, Hypermesh and Ls-Prepost was used to create the finite element model of the Grommet parts and LS-DYNA was used as a solver. In all grommet models, it is aimed that the grommet designs minimizes cable deformation at the end of the kinematic movement without folding failure and prevent contact with sheet metal plate surfaces. Various grommet profiles are created based on the simulation results. By performing the simulation with different designs with varying shape of the grommet length, thickness and rib structure, it becomes easy to find out the optimum design shape of the grommet without folding failure and fire risk.

Rubber grommet profile is not uniform. With the accurate hyper-elastic materials modeling become easy to have the precise results. With the CAE simulation it is easy for designer to design an optimized shape and size of the rubber grommet. In the development phase of the automobile vehicle this simulation will help to avoid

any last moment surprise at the end of the vehicle development cycle. This gives engineering direction to designer to do necessary changes in the beginning of the design phase freeze which leads into save of time and money.

REFERENCES

[1] Erkek, M. Y. (2018). Kauçuk ürünlerin gerilme-gevşeme davranışının modellenmesi, analizi ve optimizasyonu.

[2] Güven, C. (2014). *Kauçuk burcun hiperelastik modellenmesi ve şekil optimizasyonu* (Master's thesis, Uludağ Üniversitesi).

[3] Kim, Y. S., Kim, Y. T., & Jeon, E. S. (2019). Optimization of accelerator mixing ratio for EPDM rubber grommet to improve mountability using mixture design. *Applied Sciences*, *9*(13), 2640.

[4] Shin, D. S., Jeon, E. S., & Kim, Y. S. (2020). Numerical Estimation of Bonding Force of EPDM Grommet Parts with Hollow Shaft Geometry. *Applied Sciences*, *10*(9), 3169.

[5] ERKEK, M., Necmettin, K. A. Y. A., & GÜVEN, C. (2015). Kauçuk Burçların Hiperelastik Modellenmesi ve Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi. *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering*, *20*(1), 65-74.

[6] Wu, Y., Wang, H., & Li, A. (2016). Parameter identification methods for hyperelastic and hyper-viscoelastic models. *Applied Sciences*, *6*(12), 386.

[7] Yücel, Ö. (2018). *Araç aydınlatma sistemlerinde sızdırmazlık contası tasarımı ve optimizasyonu* (Master's thesis, Uludağ Üniversitesi).

[8] Erkek, S. (2016). *Kauçuk kapı stoperinin hiperelastik ve viskoelastik modellenmesi ve sonlu elemanlar yöntemi ile analizi* (Master's thesis, Uludağ Üniversitesi).

[9] Application of Predictive Engineering Tool (Abaqus) to Determine Optimized Automotive Rubber Door Harness Grommet Design Praveen Mishra Mercedes Benz India R & D Pvt Ltd, Abaqus berlin conference 2015

INVESTIGATION OF WOVEN FABRIC DEFORMATION IN AUTOMOTIVE SEAT COVER FORM

Sevgi Çakmak[1], Binnaz Meriç Kaplangiray[2], Murat Dal[3]
[1,2] Uludağ University, Textile Engineering, Bursa, Turkey
[3] Uludağ University, Mechanical Engineering, Bursa, Turkey
[1] Correponding Author: Sevgi Çakmak, sevgi.cakmak@marturfompak.com

ABSTRACT

In this study a tension and tearing of deformations modes are investigated with actual strength test and FEA simulation of laminated fabric. Tri laminar fabric is adhered by flame and composed by weaved fabrics that are plain and twill 2/2 with PU foam and PA circular knitted scrim. The fabrics are subjected to uniaxial stress with opposite forces in real test and FEA simulation carried on constructed fabric geometrically into KTEX software. The assumption of tri laminated fabric is to be linear and elastic for composites in FEA, although the composites are non-linear and viscoelastic in real. Simulation outputs has been compared with the result of the real test and its graph. Geometrical construction of tri laminar fabrics is crucial to obtain beneficial results. The tensile and tearing strength results of simulations have a good agreement with actuals coherently although the strain- stress graphs among actual and virtual may differ in several zones. The consistency of actual test results and simulation may conduce a model for surface deformation for further studies.

Keywords: Automotive seat fabric, tensile strength, modelling, simulation, finite element analysis (FEA)

1. INTRODUCTION AND MAIN SECTIONS

In the scope of this paper, tensile and tear deformations of laminated fabric as seat cover is simulated with finite element analysis.

Textile materials are used as garments which cover to inner parts of automobile. Weaving, knitting, nonwoven, braiding are the production techniques that generate cover, carpet, strap, airbag fabric as being functional and aesthetical properties. Automotive textile is a fitting garment and there is no space between covered parts and fabric.

The performance that are physical, chemical, strength and constructional properties of textile materials have been mentioned and identified in OEM's specifications with test methods. Issued specifications are determined by end user's behaviors and safety regulations. No doubt that the priority of requirement is safety, textile materials strength might be significant requirement afterwards. Fabric should have specific strength of breaking to obtain facility in the cutting, sewing, assembly process and usage period to avoid any damages because of tensions and compressions on the multi direction during the life long.

Based on all requirements of strength that fabrics are undergirded by lamination of foam and scrim for the seat cover and named as laminated fabric in textile jargon. Laminated fabric that is processed in flame lamination consist of tri layers as face fabric, foam and scrim respectively. Foam and scrim improve the stress and strain properties meanwhile aesthetical appearance. All strength tests of laminated fabric are performed in the unconstrained form and a bunch of tests as being seat. The behaviors of laminated fabric can be predicted and evaluated since to take in account test results in fabric design period and research and development phases.

In the presence of OEM's requirements of strength, designers and engineers have to chase through their targets in the short run to be in frontline among the competitors and simulations studies with software programs can be used efficiently so as to achieve their goals without many trials to reduce the cost of design, research and development, tests.

In automotive industry finite element analysis (FEA) is used in scope of simulations for the components as virtual tests. Simulation steps contain geometrical modelling to construct virtual materials as a macroscale and transferring to FEA

via interface software for the further steps that stress- strain analysis. Some of geometrical modelling as KTEX, TEXGEN, SOLIDWORK software are used for the fabrics and mechanical behavior is studied with FEA software that trademarks are called ABAQUS, LS-DYNA, ANSYS, RADIOSS. Long, Lin, Modi, Endruweit, Clifford, 2008 in their studies geometric modelling of fabric on TEXGEN and structural compaction was applied in FEA. Lin, Choi, Luximon, Yao, Hu, Li, 2008 studied compression behavior of fabric that modelled nonlinear and linear elastic as orthotropic material in ABAQUS software.

In this paper, face fabric's geometric modelling is generated KTEX software and deformation types that tensile strength behavior with the specified tests are performed experimental and simulation. The results of test and their graphs are compared. The consistency of virtual and experimental results could enable to finite element analysis mechanical behavior prediction of fabrics without experimental test. It provides to minimum production and design trials to develop expected design in a short run.

Fabric construction and its mechanics are the subject of researches and fundamental knowledges have been come out. Fabric material is classified a nonlinear and anisotropic. Constructional parameters and its variables are determined for geometrical modelling that affects mechanical properties. To prediction of mechanical behavior with empirical equations is complicated. Hearle, Potluri, Thammandra, 2001 emphasized about complexity of mechanic modelling of fabric with mathematical equations and expressions and mentioned that 3D modelling can be eliminate issued complexity. It is aimed to simulate of tensile strength of laminated fabrics under uniaxial loads by finite element analysis and to enlighten those studies for multiaxial loads and abrasion behavior of fabrics. Shen, Meir, Cao, Adanur, 2015 simulated to tensile strength of fabric that constructed monofilaments yarn in FEA. 3D geometrical modelling was created based on Pierce geometry in software. FEA analysis performed with material properties and good agreement was obtained between experimental results and simulation.

Deformation of fabric can be expressed as the displacement of yarns and shape changes of yarns in fabric constructions with external forces. Yarns assume one-dimensional and intersection of yarns construct two-dimensional fabric. Laminated fabric is named as a three-dimensional. Fabric in the maximum stress where the yarns shifting and breaking in the condition of tearing and tensile deformation is observed.

Fabric construction parameters have been identified as density of warp and weft, yarn's diameter crimp and length, space between yarns in the geometric models by Pierce 1937, Kemp 1958, Hearle 1978 for the plain fabrics. Non- plain fabrics have a floating and geometric modelling has been studied and improved in a narrow scope by take in account race- track model which belongs Kemp. Undoubtedly all studies in the past are feeding current geometric modelling software but some empirical equations of parameters may different. Complex 2D and 3D weaved models as like satin and twill can be generated with software.

2. MATERIALS AND METHOD

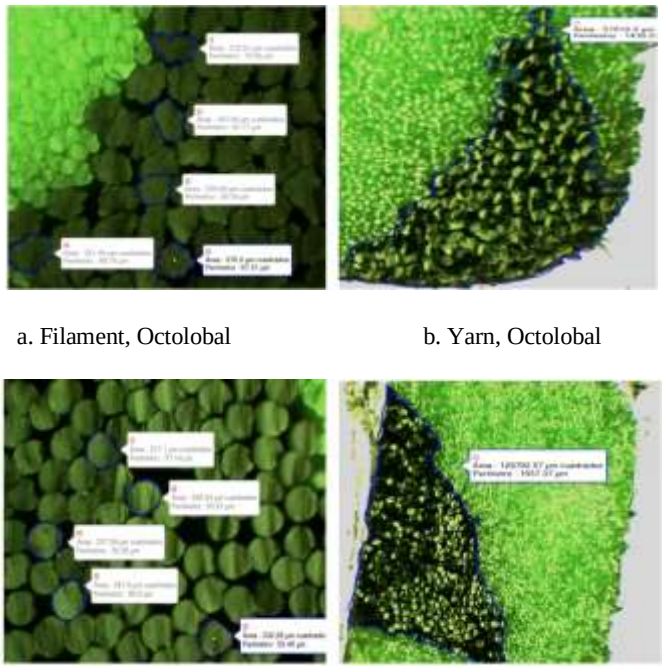
In this simulation study, the yarn parameters have been specified and a geometrical model is generated in the KTEX interface software. Force-elongation graphs and values are obtained by under uniaxial forces in FEA in accordance with mentioned standards and methods for tensile test. The result of experimental and simulation studies is compared within themselves. The fabrics that will be modelled are available in assembled vehicles concrete the moment.

2.1. Yarn and filaments parameters

In automotive industry Polyester filaments originated yarn is commonly used as raw material in presence of processibility, abrasion and strength, cleanability and soiling, flammability behaviors, color fastness and fading durability, elongation and creases behaviors.

The two types of yarn have been worked out hence are used for some automotive brands in upholstery currently, 55 tex friction textured, octolobal cross sectioned and 110 tex air-texturized, round cross sectioned yarns that contain 144 and 270 continue filaments respectively. Inputs of yarn parameters for geometrical modelling as the area and the perimeter of yarn and filaments measuring and stress-strain attitude of yarn have been tested. Yarn density, filament and yarn diameter, filament volume fraction, material properties as young moduli, shear moduli, poisson ratio have been calculated based on related empirical data.

Yarn and filament diameter measured by the method of process imaging analyses that performed in MOTIC BA-310 MET-T TRIOLCULAR Microscope have been used to identify areas and perimeters that in Figure 1 is presented with yarn and filament border line.



a. Filament, Octolobal b. Yarn, Octolobal

c. Filament, Round d. Yarn, Round

Figure 1. The areas and perimeters measurements of filaments and yarns

Geometrical formula with 1 provide to work out diameters from area and perimeter value that measured. The notations of D, A, P are diameter, area and perimeter respectively and indicated in Table 1 with shape factor (k) that determines to circularity of cross sections. In the condition k = P / (π * D) is equal to 1, the cross section of yarn or filaments is round. Shape factor gives significant information about how to be the cross section of yarn into fabric construction in the phase of geometric modelling. The shape factor of yarn that contains round filaments is higher than 1as a result of filaments number which surround to centered filaments.

$$A = \pi * D^2/4,\ P = \pi * D \quad (1)$$

Table 1. The area and the perimeters of filaments and yarns and their diameters

Yarn and Filament	Area of cross section (μm^2)	Perimeter of cross section (μm)	Diameter on area (μm)	Diameter on perimeter (μm)	Shape factor
Octolobal filament	297,77	68,98	19,44	21,97	1,13
Round filament	258,60	56,94	18,13	18,13	1
Yarn of octolobal filaments	53.755,20	1329,29	261,52	423,34	1,62
Yarn of round filaments	128.332,23	1567,54	404,08	499,21	1,24

The inputs of geometric modelling involve density and volume fraction of filaments in Table 2, calculated with equations contains diameters of filaments. The formula 2 where c, A, ρ are linear density, area, density respectively, volume fraction symbolled as TV_f, in equitation 3 where V_f, V_y are specific volume of filament and yarn respectively.

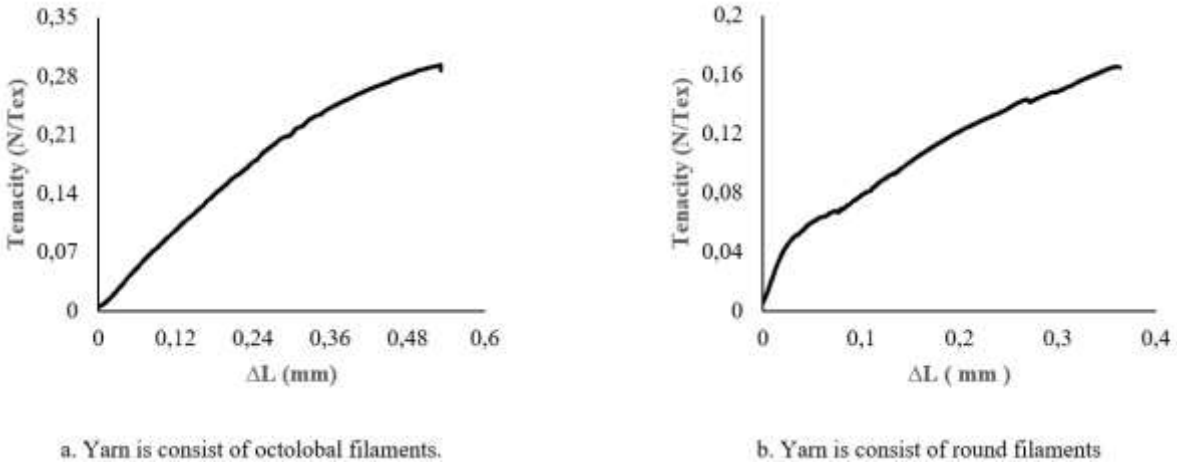
$$c = A * \rho \quad (2)$$

$$TVf = Vf / Vy \quad (3)$$

Table 2. Filaments density linear density, volume fraction results.

Filament	Density (g/cm^3)	Filament Quantites for yarn (piece)	Volume Fraction (V_f/V_y)
Octolobal filament	1,30	144	0,73
Round filament	1,47	270	0,54

The breaking force and elongation test specification is DIN EN ISO 2062 gives force-strain curve and stress-strain curve is obtained corresponding the tenacity-strain which is specified for yarn. Test equipment is ZWICK provide all data with the graph in Figure 2 and enables to determine young moduli E with equation 4 that contains stress (σ), strain (Ɛ).



a. Yarn is consist of octolobal filaments.

b. Yarn is consist of round filaments

Figure 2. Yarn tensile – elongation test graph, test specification is DIN EN ISO 2062

The other material property is shear moduli and can be obtained with equation 5 presence of the young moduli. Poisson ratio is resulted in equation 6, nevertheless yarn is assumed unidimensional material that is why values of poisson should be predicted between -1 and 1/2. Table 3 presents yarn mechanical properties that mentioned above.

$$E = \sigma / \varepsilon \quad (4)$$

$$G = E / (2\,(1 + v)) \quad (5)$$

$$v = -\varepsilon y / \varepsilon x \quad (6)$$

Table 3. Yarn mechanical properties

Yarn	Young Moduli (E), Mpa	Shear Moduli (G), Mpa	Poisson Ratio (v)
55 tex, friction texturized	424,60	147,4	0,44
110 tex, air texturized	264,01	101,5	0,30

Coefficient of friction, yarn to yarn is specified with ASTM D 3412 and results in for the 55 tex friction textured yarn is 0,82, 110 tex air texturized yarn is 0,83.

2.2 Woven property and pattern

In general definition that the fabric is constructed of yarns as warp and weft intersections at 90° and parallel each other at 180° except special conditions. Intersections of unidimensional yarn as warp and weft transform fabric two dimensional and consequently weaved in numerous pattern. Friction of filaments provide to be in form of yarns and afterwards fabric.

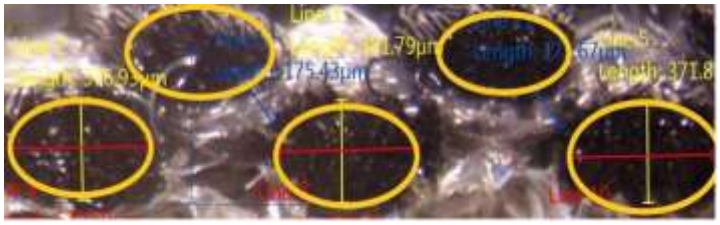
The twill and plain weave are continually used as upholstery in vehicle. Hence abrasion reaction to subject to external multi direction forces and simplicity in processability is presented in this study in scope of weaving pattern as plain with air texturized yarn and twill 2/2 with friction textured yarn are modelled geometrically to do so FEA analysis.

The warp and weft densities and its cross angles are shown in Table 4.

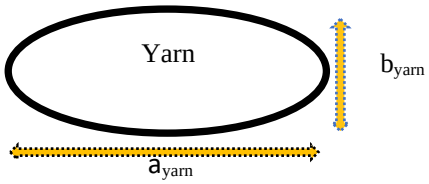
Table 4. Yarn densities and cross angles

Fabric weave parameters	Warp density (piece / cm)	Weft density (piece / cm)	Crossing angle between warp and weft (°)
Twill 2/2 (friction textured yarn)	26	16	90
Plain (air texturized yarn)	14	11	90

The yarn cross section into fabric construction is shaped elliptical than through round in Figure 3a. The diameter will be defined with two items as major (symbolled with a) and minor (symbolled with b) in case elliptical geometry in Figure 3b.



a. Elliptical yarn diameter in image of microscope



b. Minor and major diameter of yarn

Figure 3. Yarn geometry in fabric construction

Hence elliptical geometry of yarns brings out the flattening ratio that is indicated as R_{ab} and equals to a_{yarn}/b_{yarn}. The subscript of yarn for a and b are transformed as being warp and weft and calculated volume fractions are existed as well in Table 5.

Table 5. Minor and major diameter of filaments, flattening ratio, volume fraction inside fabric construction

Yarn diameters inside fabric consturction	a_{warp} mm	b_{warp} mm	R_{ab}, warp	Volume Fraction (V_f/V_y)	a_{weft} mm	b_{weft} mm	R_{ab}, weft	Volume Fraction (V_f/V_y)
Twill 2/2 (friction textured yarn)	0,28	0,24	1,15	0,795	0,48	0,14	3,43	0,79
Plain (air texturized yarn)	0,57	0,30	1,90	0,53	0,62	0,27	2,29	0,65

The yarns' volume fraction ratio that lied up weave as a result of warp and weft density which tends by jamming and settlement, is higher than free form of yarn. Equation 7 provides the value of a_{yam} with a relation among volume fraction, flattening constant, dimension of yarn and filaments by interactions in KTEX software. Elliptical area formula is enabled to obtain b_{yarn} consequently.

$$A_{yarn} = \sqrt{} (R_{ab} * \text{Filamemt Quantity} / (V_f / V_y)) * D_{filament} \quad (7)$$

The yarn quantity in direction of warp and weft in 10 mm is mentioned as the yarn density and restricts a_{yam}. The sum of major diameters of warp and weft yarns horizontally should be equal to 10 mm with total space between yarns. Spacing between the yarns depends on the yarn density as well. KTEX regulates that spacing between two weft yarns should be equal or higher than minor diameter of warp, reversely is available too. Vertically yarn minor diameter is significant parameter to determine to thickness of weave as the dimension which is affected by yarn crimps that are occurred with volume fraction and density of warp and weft. In this study the thickness of Twill 2/2 and Plain weaves have been measured and crimp height is computed in terms of KTEX software in allowed way that is identified in next title.

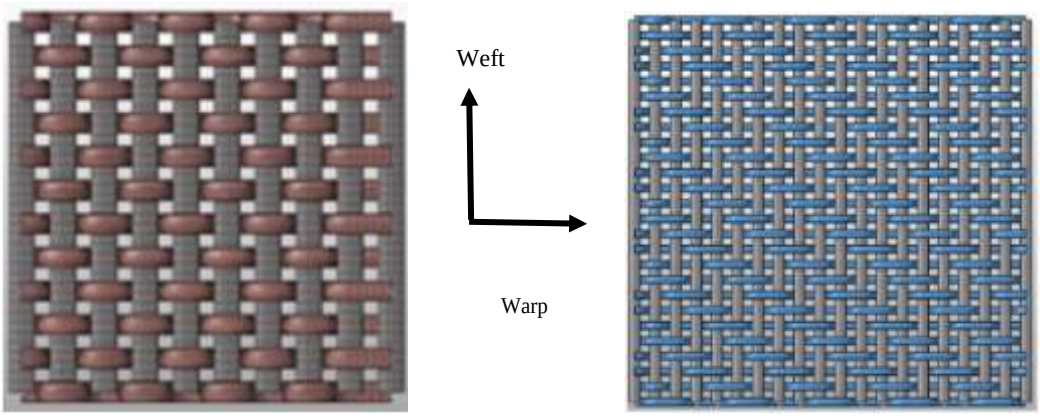
2.3 Geometric modelling of weave with yarn

KTEX is modelling the weave with macroscopic mechanical properties that are given in tables above. It has been developed by CEDREM and graphic interface is coded in Tcl/Tk, calculation of the equivalent mechanical properties is coded in C language. Studying with another complex weaves and knits is possible for example like satin, interlock…etc. The inputs except spacing between warp and yarn are given in previous chapter. Table 6 that is following contains the spacing of yarns and pattern code (array).

Table 6. The spacing of yarns and pattern codes.

Yarn spacing into fabric construction and pattern code	Unit spacing between warp yarns mm	Unit spacing between weft yarns (in xy direction) mm	Unit spacing between weft yarns (along to thickness direction) mm	Pattern code (array)
Twill 2/2 (friction textured yarn)	0,187	0,310	0,27	0-0-1-1 0-1-1-0 1-1-0-0 1-0-0-1
Plain (air texturized yarn)	0,155	0,321	0,27	0-1-0-1 1-0-1-0 0-1-0-1 1-0-1-0

With all input files material chart of two weaves have been set in interface. KTEX assumes two hypothesis and one of them is to consider the yarn cross sections as elliptical, the second one is to consider to ratio of minor and major as depending only its material. Running software generates twelve output files with graphic interface so to process in FEA software. Figure 4 demonstrate the weaved structure of plain and twill 2/2.



a. Plain weave pattern

c. Twill 2/2 weave pattern



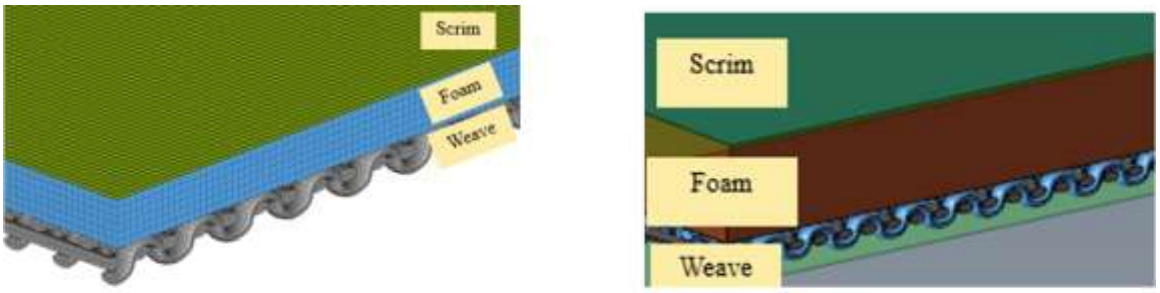
b. Cross sections of Plain weave

d. Cross section of Twill 2/2 weave

Figure 6. KTEX Geometrical models of Plain and Twill 2/2

2.4 Laminated fabric modeling with subcomponents in FEA

Weaved material that is called face fabric is laminated with flame so to adhere PU foam and PA circular knitted scrim in actual process. The scrim and the foam are tested with the standard of TSL 2104G tensile strength, stress-strain datums leads to identify mechanical properties for inputs of laminated conditions. The subcomponents have been virtual modelled as 3 layered and assumption that cannot be peeled from each other in FEA. Figure 7 is modelling of laminated construction besides the foam is a solid element and scrim is a shell. 3D composite and 6 – element cross section meshing is chosen for the frame of model and material chart is gathered in MAT/LAW12 to perform tensile analysis. FEA meshing is presented in Figure 7 as well.



a. Laminated fabric,Plain weave – foam - scrim

c. Laminated fabric, Twill 2/2 weave – foam -scrim

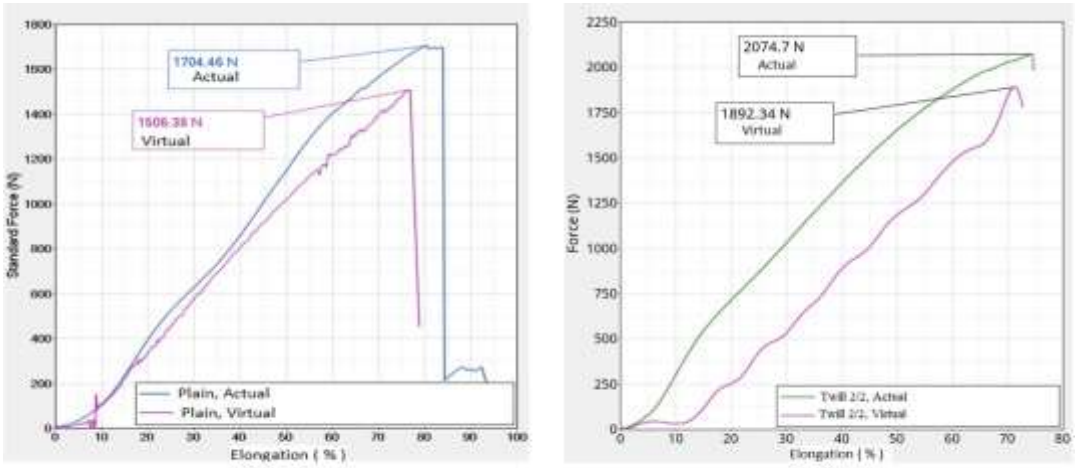
Figure 7. FEA Model of **l**aminated weave with foam and scrim

In laminated fabric, the foam and the scrim are modelled in joint nodes and it is assumed that not to be any shearing between layers. On the other hands the fabric and the foam contacts have been identified as tied nodes and ideal adherence exist between layers is the assumption.

2.5 Tensile strength analysis in FEA

The fabric properties as being textile material are anisotropic and nonlinear that means deformable in low stress simply. Non homogenous material brings to complexity in modelling and simulation. In FEA analysis laminated fabric is modelled to be elastic and linear, orthotropic.

Tensile strength test is TSL 2104G includes 1,96N pre-stress, 200 mm/min. stress speed applying to dimension of 50*200 mm sample in uniaxial direction. The actual test has been performed in ZWICK test equipment and quantified the numerical data of breaking force and obtained graphic of curves that belongs to force - elongation. The test method has been defined in FEA and processed the test condition in a manner of test condition, in a consequence the results of actual and virtual tests have been compared in Figure 8.



a. Laminated plain fabric

b. Laminated Twill 2/2 fabric

Figure 8. Tensile test results and graphs of force – elongation for laminated plain fabric and laminated twill 2/2

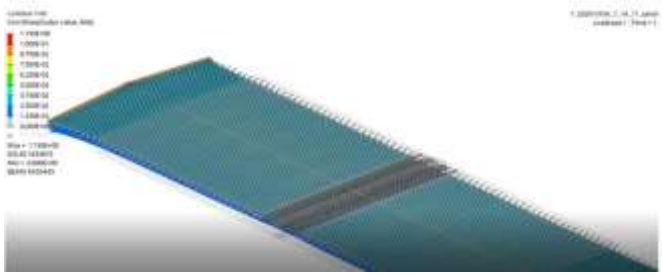
Real weave construction subjected to tensions in all stages of production in order to processibility. The tensions lead to the yarns to be arranged evenly into weave structure and are compacted to gain attitude of fabric. No doubt to virtual studies demands a compaction step to be more realistic in warp and weft direction and along the thickness, too. In this study compaction is initiated with set off the test starting.

The breaking forces of virtual test is lower than actual test for plain and twill 2/2 fabric as laminated. The plain fabric breaking test for actual results in 1704,46N, virtual test results in 1506,38N and the twill fabric breaking test for actual results in 2074,47N, virtual test results in 1892,34N. Force – strain curve for actual and virtual are resembled. The initial of curves are not exactly compatible. The virtual curves have some fluctuation.

Breaking line in virtual sample is occurred in middle of samples as similar as actual test, nevertheless linearity through the breaking line can be discussed as the virtual test demonstrated in Figure 9. The breaking line placement can vary in specimen in period of testing.



a. Breaking line of actual plain fabric in the middle of specimen



b. Breaking line of virtual plain fabric in the middle of specimen



c. Breaking line of virtual twill 2/2 fabric in the middle of specimen

Figure 9. Breaking line placement in actual test specimen and virtual specimen for plain and twill 2/2 fabric

3. CONCLUSION

In this study the yarns that contains octolobal and round filaments have been studied for simulation of deformation with tensile strength. The software KTEX accomplishes to generate of weave with inputs of yarn parameters, subsequently it can be improved with theories which are studied by Pierce and the others. Yarn parameters is determined by tensile strength test datums and computing material properties as young moduli, shear moduli and poisson ratio. Besides to be nonlinear and anisotropic material for textile, determined value of properties can be deviate in different bulk samples that belongs to one production batch in real. Virtual model of fabric is created with constant material properties homogeneously although actual fabric is not. Therefore, simulation's findings may differ with actual results and deviation tolerances can be clarified with more studies for the specific weave.

The virtual test results in lower than actual for the plain and twill 2/2 laminated fabric and deviation are 10% and 8,8%. Force – elongation curve for the plain fabric is more similar according to twill 2/2. The initial curve of virtual test differs due to compaction step. Although deviation from actual condition, virtual tests conform with actual results in high rate.

Tensile strength simulation and available results can encourage to simulate of deformation modes as tearing and abrasion test.

ACKNOWLEDGEMENTS

This work has been carried out with collaboration of MARTURFOMPAK INTERNATIONAL through doctorate thesis "Investigation of Woven Fabric Deformation in Car Seat Cover Form" is in progress.

REFERENCES

[1] Cedrem, KTEX Wovenproperty user's guide, Neung Sur Beuvron, pp.14

[2] Cedrem, KTEX Pattern user's guide, Neung Sur Beuvron, pp.13

[3] Chen, X. (2010), Modelling and predicting textile behavior, Cambridge, New Delhi, Boca Raton, 536 pages.

[4] Grossberg, P., Hearle, J.W.S., Backer, S. (1969), Structural Mechanics of Fibers, Yarns and Fabrics, Volume 1, John Wiley & Sons, New York, London, Sydney, Toronto, 469 pages.

[5] Hearle, J.W.S., Potluri, P., Thammandra, V.S. (2001) "Modelling fabric mechanics" Journal Textile Institute, 92, Part3

[6] Hu, J. (2004), Structure and Mechanics of Woven Fabrics, Woodhead Publishing Limited, Cambridge, 307 pages.

[7] Lin, Y., Choi, K., Luximon, A., Yao, L., Hu, J., Li, Y. (2011) "Finite element modelling of male leg and sportswear: contact pressure and clothing deformation" Textile Research Journal, 81(14), pp. 1470-1476.

[8] Long, A., Lin, H., Modi, D., Endruweit, A., Clifford, M. (2008) "Finite element modelling of compaction for textile reinforcements using automatically generated unit cell models" The 9th International Conference on Flow Processes in Composite Materials: (FPCM-9), 7-8 July 2008, Montréal Québec, Canada

[9] Morton, W.E, Hearle, J.W.S (2008), Physical Properties of Textile Fibres, Woodhead Publishing Limited, Cambridge, 746 pages.

[10] Pierce, F.T., Womersley, J.R (1937) "Cloth geometry" Journal of The Textile Institute, Vol.28, 3, pp.45-112.

[11] Shen, Y., Meir, A.J., Cao, Y., Adanur, S. 2015 "Finite element analysis of monofilament woven fabrics under uniaxial tension" The Journal of the Textile Institute, Vol.106, No. 1, pp.90-100

EGZOZ MANİFOLD MALZEMESİ OLARAK GELİŞTİRİLMİŞ YÜKSEK SİLİSYUMLU SÜNEK DÖKME DEMİRLERİN MİKROYAPISAL VE ISIL ÖZELLİKLERİNİN İNCELENMESİ

Gülşah Aktaş Çelik[1,3], Ş. Hakan Atapek[1], Şeyda Polat[1]
[1,2] Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Metalurji ve Malzeme Mühendisliği Bölümü Kocaeli, Türkiye
[2] Corresponding Author: Gülşah Aktaş Çelik, gulsahaktas@gmail.com

ÖZET

Manifold malzemesi olarak tercih edilen demir esaslı alaşım grupları çalışma sıcaklıklarına göre sınıflandırılır. Yüksek sıcaklık uygulamalarında östenitik matriksli dökme paslanmaz çelik ve dökme demirler tercih edilirken nispeten düşük sıcaklıklarda ferritik matriksli olanlar kullanılır. Artan sıcaklık talepleri nedeniyle östenitik alaşımların dizaynı önem kazanmasına rağmen, yeterli oksidasyon direnci ve yüksek sıcaklık mukavemeti sağlayan ferritik matriksli yüksek silisyum ve molibden içerikli küresel grafitli dökme demirler (SiMo) düşük maliyeti ve dökülebilirliğiyle hala tercih edilmektedir. Bu çalışmada, egzoz manifold malzemesi olarak geliştirilmiş, silisyum içeriği yüksek, Nb ve W katkılı, 6Si1Nb (3.0 C, 6 Si, 1 Nb ağ.%) ve 6Si1W (3.0 C, 6 Si, 1 W ağ.%) alaşımlarının mikroyapısal ve ısıl özellikleri ticari olarak kullanılan SiMo ferritik sünek dökme demir ile karşılaştırılmıştır. Mikroyapısal karakterizasyon çalışmaları, tüm dökme demirlerin esas olarak ferrit, küresel grafit ve kompozisyona bağlı olarak değişen bileşimde karbürlerden oluştuğunu göstermiştir. Termal analiz çalışmaları sonucunda ise SiMo alaşımının en düşük A_1 sıcaklığına (825 °C) sahip olduğu tespit edilmiş, artan silisyum miktarı sonucunda A_1 sıcaklıklarının yaklaşık 120 °C artarak 6Si1Nb ve 6Si1W döküm alaşımları için sırasıyla 951 °C ve 946 °C sıcaklık değerlerine ulaştığı belirlenmiştir. Deneysel çalışmalar kapsamında elde edilen sonuçlar, geliştirilen alaşımların özellikle yüksek sıcaklıklarda egzoz manifoldları için aday malzemeler olabileceğini göstermiştir.

Anahtar kelimeler: Egzoz manifoldu, SiMo dökme demir, alaşım dizaynı.

1. GİRİŞ

Otomotiv üreticileri gün geçtikçe tolere aralığı daralan emisyon standartlarına uyum sağlayacak, artan yüksek motor gücü ihtiyacını karşılayacak ve yakıt tasarrufuna katkı sağlayacak tasarımlar ile bu tasarımları mümkün hale getirecek yeni nesil malzemelere ihtiyaç duymaktadır. Bu ihtiyaçlar doğrultusunda motor sistemi, taşıyıcı unsurlar ve egzoz sistemi gibi bileşenler için yeni teknolojiler ve yeni malzemeler geliştirilmektedir [1-5]. Örneğin egzoz emisyon standartları sonucu egzoz sisteminde gaz emisyonunu azaltan tasarımlar geliştirilirken [6], artan motor gücü ihtiyacı sonucu turboşarjör sistemleri ile yüksek sıcaklık koşullarına uygun egzoz manifoldu tasarımları ve malzemeleri geliştirilmiştir [7]. Yapılan çalışmalar artan motor gücü ile yanma sonucu oluşan egzoz gazının 1000 °C sıcaklığa ulaşabildiğini göstermektedir. Gaz sıcaklığındaki bu artış sonucu özellikle motor bloğu ile temasta çalışan egzoz manifoldu yüksek termal ve termomekanik gerilmelere maruz kalmaktadır [8]. Egzoz manifoldunun bu koşullar altında uzun süre çalışabilmesi için yüksek sıcaklık mukavemeti, yüksek sıcaklık korozyon direnci, mikroyapısal ve fiziksel özelliklerin kararlılığı, ısıl şok direnci ve termomekanik yorulma direnci sağlayan uygun alaşım dizaynına sahip alaşımlardan üretilmesi gerekmektedir [9, 10].

Egzoz manifoldu olarak tercih edilen demir esaslı alaşım grupları servis sıcaklıklarına göre sınıflandırılır. Yüksek sıcaklık uygulamalarında östenitik matriksli dökme paslanmaz çelikler ve dökme demirler tercih edilirken nispeten düşük sıcaklıklarda ferritik matriksli olanlar kullanılır [11-13]. Artan sıcaklık talepleri nedeniyle östenitik alaşımların dizaynı önem kazanmasına rağmen, yeterli oksidasyon direnci ve yüksek sıcaklık mukavemeti sağlayan ferritik matriksli yüksek silisyum ve molibden içerikli küresel grafitli dökme demirler (SiMo) düşük maliyeti ve dökülebilirliğiyle hala tercih edilmektedir [14-16]. Yapılan çalışmalar ferritik matriksli dökme demir ve paslanmaz çeliklerin östenitik matriksli olanlara göre daha yüksek ısıl iletkenliğe, daha düşük ısıl genleşme katsayısına ve daha yüksek elastik modüle sahip olduğunu göstermiştir [17]. Yüksek ısıl iletkenlik manifoldun daha hızlı soğumasını dolayısıyla çıkılan sıcaklığa daha kısa süre maruz kalmasını sağlar [18]. Çıkılan sıcaklığın egzoz sistemi üzerindeki etkisini azaltmak amacıyla Volkswagen, 1800 cc hacimli motorlarında egzoz manifoldlarını su soğutmalı olarak tasarlamıştır [19]. Düşük ısıl genleşme katsayısı ise ısınma-soğuma çevrimi sırasında oluşan hacimsel değişim (genleşme/büzülme) nedenli çatlakların oluşumunu engeller. Egzoz manifoldunda oluşan çatlaklar yolcu kabinine CO salınımına neden olabilir. Reuters ve CNBC'nin 13 Ekim 2017 tarihli haberine göre Ford F150 araçlarında egzoz

sisteminde oluşan sorunlar nedeniyle yolcu kabinine CO salınımı gerçekleşmiş ve bu nedenle Ford F150 araçlarını geri toplatmıştır [20, 21]. Ferritik matriksin sağladığı bu yüksek ısıl ve mekanik özellikleri ile daha yüksek sıcaklıklarda kullanılabilmesi ancak ferrit-östenit dönüşüm sıcaklığı olan A_1 sıcaklığının arttırılarak ferrit fazının daha yüksek sıcaklıklarda kararlı hale getirilmesi ile mümkündür. Bu sıcaklık artışı ise ferritik sünek dökme demir kompozisyonlarının Al, Si, Cr, Nb, W gibi alaşım elementleri ile modifiye edilmesi ile sağlanabilmektedir [1, 13, 17, 22-23].

Bu çalışmada yüksek silisyum miktarına sahip, niyobyum ve tungsten alaşım elementlerinin ilavesi ile geliştirilmiş 6Si1Nb ve 6Si1W ferritik sünek dökme demirlerin mikroyapısal ve ısıl özellikleri incelenmiş ve elde edilen sonuçlar ticari egzoz manifoldu malzemesi olarak kullanılan SiMo sünek dökme demirin özellikleri ile karşılaştırılmıştır.

2. DENEYSEL ÇALIŞMA

Deneysel çalışma kapsamında kum kalıba döküm yöntemi ile üretilmiş ticari SiMo ve geliştirilen 6Si1Nb ve 6Si1W alaşımlarının mikroyapısal ve ısıl özellikleri karakterize edilmiştir. Tüm alaşımlar ASTM A 536 - 84 standardına göre kum kalıba döküm yöntemi ile Y blok olarak üretilmiştir. Ticari SiMo alaşımı yerli bir firmadan temin edilmiş olup, geliştirilen alaşımların dökümü için 25 kg kapasiteli 35 KW Inductotherm indüksiyon ocağı kullanılmıştır. Alaşımların kimyasal kompozisyonu optik emisyon spektrometresi (OES, Foundary Master) kullanılarak belirlenmiştir. Deneysel çalışma kapsamında kullanılan alaşımların kimyasal kompozisyonları Tablo 1'de verilmiştir. Tabloda ticari SiMo alaşımı için SiMo kodu kullanılırken, geliştirilen 6Si1Nb ve 6Si1W alaşımları sırasıyla SiNb ve SiW olarak kodlanmıştır.

Tablo 1. Döküm alaşımlarının kimyasal kompozisyonları (ağ.%)

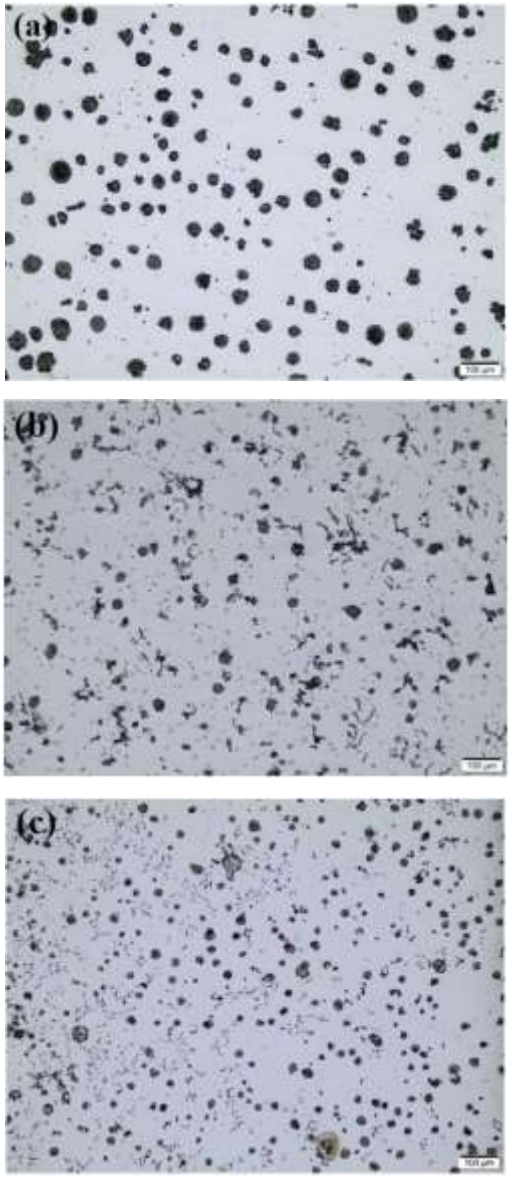
Alaşım	C	Si	Nb	W	Mo	Mg
SiMo	3,42	3,62	-	-	0,81	0,04
SiNb	3,08	6,04	1,06	-	-	0,08
SiW	3,04	6,09	-	0,99	-	0,08

Döküm alaşımları mikroyapısal incelemeler ve termal analiz yöntemleri ile karakterize edilmiştir. Mikroskobik incelemeler için alaşımlar metalografik yöntemlerle hazırlanmış ve Nital (% 3 NHO_3) ile dağlanmıştır. Alaşımların mikroyapıları ışık mikroskobu (IM, Olympus BX41M-LED) kullanılarak karakterize edilmiştir. Alaşımlarda bulunan mevcut fazlar, Cu-Kα radyasyonu ve 1.0 °/dak tarama hızı kullanılarak X-ışını kırınım yöntemi (XRD, Rigaku Ultima +) ile tanımlanmıştır. Belirlenen fazların miktarı, ISO 945-2'ye göre görüntü analiz yöntemi (Leica Las V4.12) ile ölçülmüştür. Termal analiz çalışmaları, Diferansiyel Termal Analiz cihazı (DTA, Netzsch STA 409 PG Luxx) kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu işlem sırasında numuneler 5 °C/dak ısıtma hızı ile 1460 °C' ye ısıtılmış, bu sıcaklıkta 5 dakika tutulmuş ve sonra 5 °C/dak hız ile oda sıcaklığına soğutulmuştur.

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Mikroyapısal Karakterizasyon

Dökme demirlerin içerdiği grafit miktarının ve grafit morfolojisinin dökme demirlerin mekanik ve ısıl özellikleri üzerine etkisi bulunmaktadır [24]. Alaşımların grafit miktarının ve morfolojisinin belirlenebilmesi için alaşımlar parlatılmış konumda ışık mikroskobu ile incelenmiş ve elde edilen mikroyapılar Şekil 1'de verilmiştir. Görüntü analizlerine göre SiMo, SiNb ve SiW alaşımları sırasıyla 6,4 ± 0,1 (% alan), 6,4 ± 0,4 (% alan) ve 7,4 ± 0,4 (% alan) grafit içeriğine sahiptir. Yapılan çalışmalar, silisyumun grafit kristalinde yer alarak çekirdeklenmesini desteklediğini ve silisyum miktarındaki artışın grafit nodül sayısını arttırdığını göstermiştir [25, 26]. Ayrıca niyobyumun grafit miktarını azaltıcı etkisi Bedolla-Jacuindde ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada belirtilmiştir [27]. Elde edilen verilere göre SiNb alaşımında silisyum miktarının yüksek olmasına rağmen, SiW ile SiMo alaşımlarına benzer aralıkta grafit miktarına sahip olmasının Nb ilavesinin grafit miktarına azaltıcı yönde etki etmesinden kaynaklandığını söylemek mümkündür.



Şekil 1. Alaşımların grafit morfolojilerini gösteren IM görüntüleri (a) SiMo, (b) SiNb ve (c) SiW

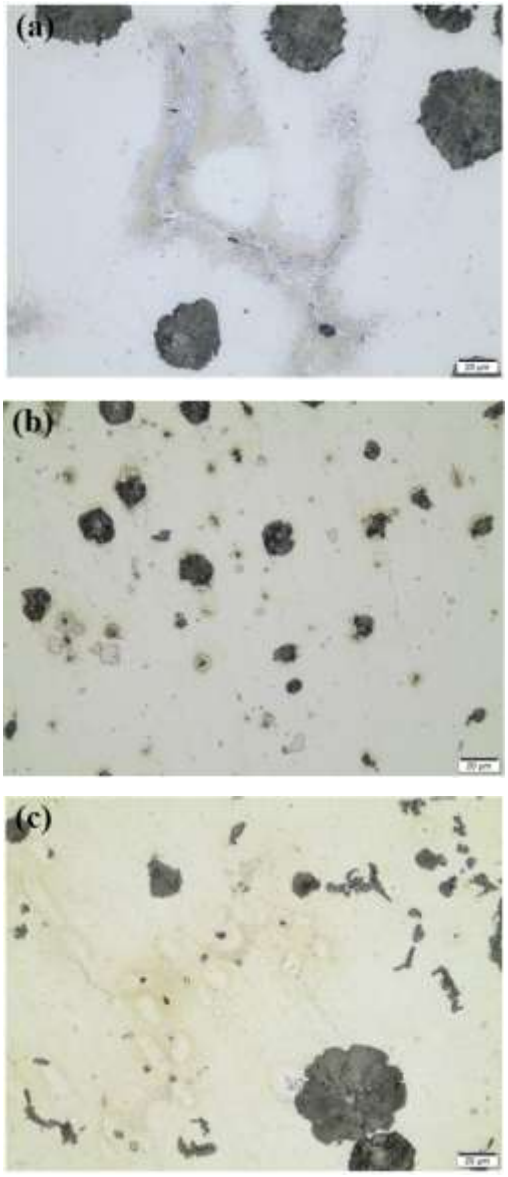
Grafit morfolojisine ilişkin görüntü analizi ile elde edilen veriler Tablo 2'de gösterilmiştir. Tüm alaşımlarda kısmi küresel grafit morfolojisi baskın olsa da, silisyum miktarının artması ile vermiküler morfolojinin (III) arttığı ve küreselliğin (V ve VI) azaldığı görülmektedir. Özellikle Nb ilavesi sonucu SiNb alaşımında vermiküler grafit morfolojisi oldukça yüksek bir değere ulaşmıştır. Yapılan çalışmalar, silisyum miktarındaki artışın soğuma hızını azaltarak grafitin küreselliğinin azalmasına ve niyobyum ilavesinin de vermiküler grafit miktarının artmasına yol açtığını göstermiştir [25-27].

Tablo 2. Grafit morfolojisi için DIN EN ISO 945-2 tarafından belirlenen görüntü analizi sonuçları (alan%).

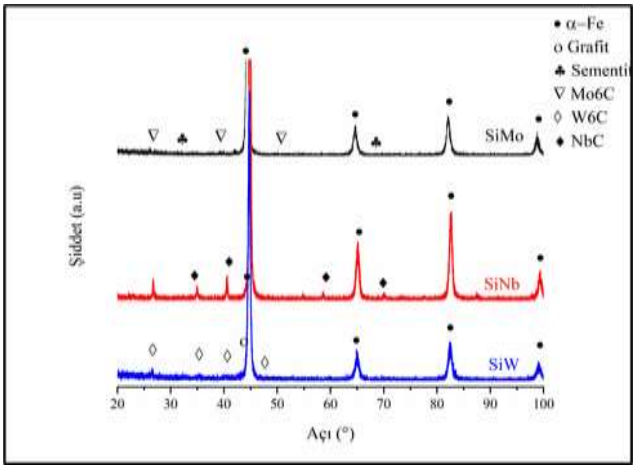
Alaşım	III	V	VI	Diğer
SiMo	7,2	55,2	35,5	2,1
SiNb	21,1	49,9	21,9	7,1
SiW	9,5	37,6	45,5	7,4

Alaşımların mikroyapısal bileşenlerinin belirlenebilmesi için alaşımlar dağlanmış konumda IM ile incelenmiş ve mikroyapı görüntüleri Şekil 2'de verilmiştir. SiMo alaşımına ait mikroyapı görüntüsünde ferritik matriks içerisinde küresel grafit (G) ve hücre sınırlarında çökelmiş ötektikvari karbür ile bu karbürün etrafında granular sementit içeren perlitik (P) yapınun varlığı görülmektedir (Şekil 2a). Niyobyum içeren alaşımın mikroyapısında ise temel olarak matriks

fazına gömülü küresel grafitler ve fasetli karbür çökeltileri yer almaktadır (Şekil 2b). SiW alaşım mikroyapısı ise küresel grafitlerin yanı sıra hücre sınırlarında çökelmiş ötektik benzeri karbürlerden oluşmaktadır (Şekil 2c). Tüm alaşımların faz bileşenlerinin belirlenebilmesi için XRD analizleri yapılmış ve elde edilen sonuçlar Şekil 3'te verilmiştir. XRD sonuçlarına göre tüm alaşımlarda ferritik matriks ve grafit fazları bulunmakta olup, karbür yapıları SiMo, SiNb ve SiW için sırası ile Mo_6C, NbC ve W_6C olarak belirlenmiştir. Ayrıca SiMo alaşımı perlitik yapının varlığını gösteren sementit pikine sahiptir. Bilindiği üzere silisyum, sementit çökelmesini geciktirmektedir [28] ve yapılan çalışmalar, küresel grafitli dökme demirlerin katılaşması sırasında silisyumun hücresel büyüme boyunca ters segrege olarak hücre sınırlarında azaldığını bu nedenle hücre sınırlarında sementit çökelmesinin oluşabileceğini göstermiştir [29]. Ancak silisyum miktarının ağ.% 6 olduğu SiW ve SiNb alaşımlarında tüm hücre boyunca çözünen silisyum miktarının artması, hücre sınırlarında sementit çökelmesini engellemiştir.



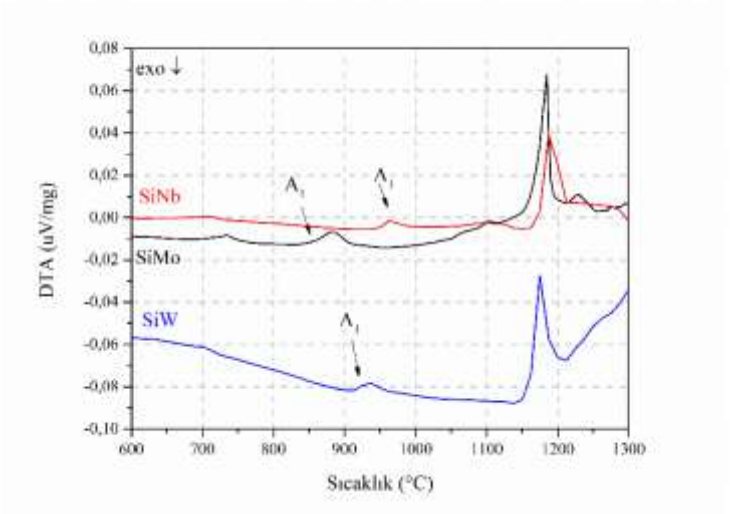
Şekil 2. Alaşımlara ait IM mikroyapı görüntüleri (a) SiMo, (b) SiNb ve (c) SiW



Şekil 3. Alaşımlara ait XRD paternleri

3.2. Termal Analiz Verilerinin Değerlendirilmesi

Alaşımların maksimum çalışma sıcaklıkları olarak nitelendirilen ferrit-östenit faz dönüşümümün gerçekleştiği A_1 sıcaklıkları DTA analizleri belirlenmiş olup Şekil 4'te verilen termogramlar üzerinde işaretlenmiştir. SiMo alaşımına ait A_1 sıcaklığı 825 °C iken, geliştirilen SiNb ve SiW alaşımlarının A_1 sıcaklıkları ise sırası ile 951 ve 946 °C olarak belirlenmiştir. Gonzales-Martinez ve arkadaşları yaptıkları çalışmada artan silisyum miktarı ile ferrit fazının daha yüksek sıcaklıklarda stabil olabileceğini ve hatta katılaşma sırasında sıvıdan ferrit çekirdeklenmesinin gerçekleşebileceğini göstermişlerdir [30]. Geliştirilen alaşımların silisyum miktarının SiMo alaşımına göre yüksek olması ile bu alaşımlarda A_1 sıcaklığı yaklaşık 120 °C artarak oldukça yüksek değerlere ulaşmıştır. Karbür yapıcı elementlerin (Nb ve W) ilavesi sonucu A_1 sıcaklığı üzerinde önemli değişim gözlenmemiştir.



Şekil 4. Alaşımların ısıtma koşulunda A_1 sıcaklıklarını gösteren DTA eğrileri

SONUÇLAR

Bu çalışmada, egzoz manifold malzemesi olarak geliştirilmiş yüksek silisyum bileşimine (6 ağ.%) sahip, Nb ve W içeren 6Si1Nb (3.0 C, 6 Si, 1 Nb ağ.%) ve 6Si1W (3.0 C, 6 Si, 1 W ağ.%) alaşımlarının mikroyapısal ve ısıl özellikleri ticari olarak kullanılan SiMo ferritik sünek dökme demir ile karşılaştırılmıştır. Mikroyapısal karakterizasyon çalışmalarına göre tüm dökme demirler esas olarak ferrit, küresel grafit ve kompozisyona bağlı olarak değişen bileşimde karbürlerden oluşmaktadır. Bu karbürlerin SiMo alaşımında molibdence zengin M_6C, 6Si1Nb alaşımında niyobyumca zengin NbC ve 6Si1W alaşımında tungstence zengin M_6C olduğu belirlenmiştir. Termal analiz çalışmaları sonucunda ise SiMo alaşımının en düşük A_1 sıcaklığına (825 °C) sahip olduğu tespit edilmiş, artan silisyum miktarı sonucunda 6Si1Nb ve 6Si1W döküm alaşımlarının A_1 sıcaklıkları ise sırasıyla 951 °C ve 946 °C olarak belirlenmiştir. Deneysel çalışmalar kapsamında elde edilen sonuçlar geliştirilen alaşımların özellikle yüksek sıcaklıklarda egzoz manifoldları için aday malzemeler olabileceğini göstermiştir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Kocaeli Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından 2017/118 no'lu proje ile desteklenmiştir. Çalışmaya olan katkılarından dolayı Kocaeli Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

[1] Zhang ve diğ., 2017 Zhang Y. H., Li M., Godlewski L. A., Zindel J. W., Feng Q. (2017), "Effective Design of New Austenitic Cast Steels for Ultra-High Temperature Automotive Exhaust Components Through Combined CALPHAD and Experimental Approaches", Materials Science & Engineering A, 683, pp. 195-206.

[2] Shingledecker, J. P., Maziasz, P. J., Evans, N. D., Pollard, M. J., (2007), 'Creep behavior of a new cast austenitic alloy', International Journal of Pressure Vessels and Piping, 84, pp. 21-28.

[3] Kühn H-J, Rehmer B., Skrotzki B., (2017), Thermomechanical Fatigue of Heat-Resistant Austenitic Cast Iron EN-GJSA-XNiSiCr35-5-2 (Ni-Resist D5S), International Journal of Fatigue, 99, 295-302.

[4] Dawi K., Favergeon J., Moulin G., High Temperature Corrosion of the Si-Mo Cast Iron in Exhaust Atmosphere, (2008), Materials Science Forum, 595-598, 743-751.

[5] Ekström M., Thibblin A., Tjemberg A., Blomqvist C., Jonsson S., (2015), Evaluation of Internal Thermal Barrier Coatings for Exhaust Manifolds, Surface & Coatings Technology, 272, 198-212.

[6] Rajadurai S., Afnas M., Ananth S., Surendhar S., Materials for Automotive Exhaust System, International Journal of Recent Development in Engineering Technology, 2014, 2(3), 82-89.

[7] Sissa S., Giacopini M., Rosi R., Low-Cycle Thermal Fatigue and High-Cycle Vibration Fatigue Life Estimation of a Diesel Engine Exhaust Manifold, Procedia Engineering, 2014, 74, 105-112.

[8] Ekström, M., Jonsson, S., (2014), 'High-temperature mechanical- and fatigue properties of cast alloys intended for use in exhaust manifolds', Materials Science and Engineering A, Vol. 616, pp. 78-87.

[9] Liu Y., Chen Y-H., Sawkar N., Xu N., Gaikwad S., Seaton P., Singh K., A Thermomechanical Fatigue Analysis on a Ductile Cast Iron Exhaust Manifold, SAE International Journal of Materials and Manufacturing, 2018, 11(4), 517-528.

[10] Öberg C., Thermal Cycling, Creep-and Tensile Testing of Cast Exhaust Materials at Elevated Temperatures, Licentiate Thesis, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 2018, ISBN 978-91-7729-822-9.

[11] Kazdal Zeytin H., Kubilay C., Aydın H., Ebrinc A. A., Aydemir B., (2009), Effect of Microstructure on Exhaust Manifold Cracks Produced from SiMo Ductile Iron, Journal of Iron and Steel Research, International, 16(3), 32-36.

[12] Brady M. P., Muralidharan G., Leonard D. N., Haynes J. A., Weldon R. G, England R. D., (2014), Long-Term Oxidation of Candidate Cast Iron and Stainless Steel Exhaust System Alloys from 650 to 800 °C in Air with Water Vapor, Oxidation of Metals, 82, 359-381.

[13] Ekström, M., Szakalos, P., Jonsson, S., (2013), 'Influence of Cr and Ni on high-temperature corrosion behavior of ferritic ductile cast iron in air and exhaust gases', Oxidation of Metals, Vol. 80, pp. 455-466.

[14] Unocic K. A., Dryepondt S., Yamamoto Y., Maziasz P. J., (2016), Creep and Oxidation Behavior of Modified CF8C-Plus with W, Cu, Ni and Cr, Metallurgical and Materials Transaction A, 47(4), 1641-1653.

[15] Åberg, L. M., Hartung, C., (2012) 'Solidification of SiMo nodular cast iron for high temperature applications', Transaction of Indian Institute of Metals, Vol. 65, No. 6, pp. 633-636.

[16] Delprete, C., Sesana, R., (2014), 'Experimental characterization of Si-Mo-Cr ductile cast iron', Materials and Design, Vol. 57, pp. 528-537.

[17] Ekström, M., Jonsson, S., (2014), 'High-temperature mechanical- and fatigue properties of cast alloys intended for use in exhaust manifolds', Materials Science and Engineering A, Vol. 616, pp. 78-87.

[18] Yang Y. L., Cao Z. Y, Lian Z. S and Yu H. X., (2013), Thermal Fatigue Behavior and Cracking Characteristics of High Si-Mo Nodular Cast Iron for Exhaust Manifolds, Journal of Iron and Steel Research, International, 20(6), 52-57.

[19] URL 1: http://www.roadandtrack.com/new-cars/car-technology/a10201136/why-volkswagen-uses-a-water-cooled-exhaust-manifold/ 12.05.2021

[20] URL 2: https://www.reuters.com/article/us-ford-motor-emissions/ford-offers-repairs-to-prevent-exhaust-leaks-in-1-4-million-explorers-idUSKBN1CI2N3, 12.05.2021

[21] URL 3:https://www.cnbc.com/2017/10/13/reuters-america-ford-to-offer-free-repairs-to-prevent-exhaust-gas-leaks-in-1-point-4-million-explorer-suvs.html, 12.05.2021

[22] Aktaş Çelik, G., Tzini, M. I. T., Polat, Ş., Atapek, Ş. H., Haidemenopoulos, G. N, (2020a), 'Thermal and microstructural characterization of a novel ductile cast iron modified by aluminum addition', International Journal of Minerals, Metallurgy and Materials, Vol. 27, No. 2, pp. 190-199.

[23] Aktaş Çelik, G., Tzini, M. I. T., Polat, Ş., Atapek, Ş. H., Haidemenopoulos, G. N, (2020b), 'Matrix design of a novel ductile cast iron modified by W and Al: a comparison between thermodynamic modeling and experimental data', Metallurgical and Materials Engineering, Vol. 26, No. 1, pp. 15-29.

[24] Liu Y., Li Y., Xing J., Wang S., Zheng B., Tao D., Effect of Graphite Morphology on the Tensile Strength and Thermal Conductivity of Cast Iron, Material Characterization, 2018, 144, 155-165.
[25] Torre U., Lacaze J., Sertucha J., Chunky Graphite Formation in Ductile Cast Irons: Effect of Silicon, Carbon and Rare Earths, International Journal of Materials Research, 2016, 107(11), 1041-1050.
[26] Baer W., (2020), Chunky Graphite in Ferritic Spherodial Graphite Cast Iron: Formation-Prevention, Characterization, Impact on Properties: An Overview, International Journal of Metalcasting, 14, pp. 454-488.
[27] Bedolla-Jacuindde, A., Solis, E., Hernandez, B., (2003), 'Effect of niobium in medium alloyed ductile cast irons', International Journal of Cast Metals Research, Vol. 16, No.5, pp. 1-5.
[28] Delagnes D., Lamesla P., Mathon M. H., Mebarki N., Levaillant C., (2005) Influence of Silicon Content on the Precipitation of Secondary Carbides and Fatigue Properties of a 5%Cr Tempered Martensitic Steel, Materials Science and Engineering A, 394, 435-444.
[29] Alhussein A., Risbet B., Bastien A., Chobaut J. P., Balloy D., Favergeon J., (2014), Influence of Silicon and Addition Elements on the Mechanical Behavior of Ferritic Ductile Cast Iron, Materials Science & Engineering A, 605, 222-228.
[30] Gonzáles-Martinez R., Torre U., Lacaze J., Sertucha J., (2018) Effects of High Silicon Contents on Graphite Morphology and Room Temperature Mechanical Properties of As-Cast Ferritic Ductile Cast Irons. Part I – Microstructure, Materials Science & Engineering A, 712, 794-802.

EGZOZ MANİFOLD MALZEMESİ OLARAK GELİŞTİRİLMİŞ YÜKSEK SİLİSYUMLU SÜNEK DÖKME DEMİRLERİN OKSİDASYON ÖZELLİKLERİNİN İNCELENMESİ

Gülşah Aktaş Çelik[1,3], Ş. Hakan Atapek[1], Şeyda Polat[1]
[1,2] Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Metalurji ve Malzeme Mühendisliği Bölümü Kocaeli, Türkiye
[2] Corresponding Author: Gülşah Aktaş Çelik, gulsahaktas@gmail.com

ÖZET

Günümüzde artan motor gücü talepleri, motor bloklarında gerçekleşen yanma sonucu oluşan egzoz gaz sıcaklıklarının artmasına neden olmaktadır. Oluşan yüksek sıcaklık ve oksitleyici gaz atmosferi koşullarında ticari egzoz manifoldu olarak kullanılan SiMo ferritik sünek dökme demirin maksimum kullanım sıcaklığı ve oksidasyon direnci yetersiz kalmaktadır. Bu nedenle maksimum çalışma sıcaklığı yükseltilmiş, oksidasyon direnci geliştirilmiş düşük maliyetli alaşımların dizaynı gerekli hale gelmiştir. Bu kapsamda, Si, Al, Cr gibi alaşım elementlerinin kullanılması ile daha yüksek kullanım sıcaklıklarında mekanik stabilite sağlayan ve koruyucu oksit tabakaları oluşturabilen alaşımların elde edilmesi mümkün olabilmektedir. Bu çalışmada, alaşım dizaynı ile geliştirilmiş 6Si1Nb (3.0 C, 6 Si, 1 Nb ağ.%) ve 6Si1W (3.0 C, 6 Si, 1 W ağ.%) yeni sünek dökme demir bileşimlerinin oksidasyon davranışları incelenmiş ve ticari SiMo sünek dökme demirin oksidasyon özellikleri ile karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışma kapsamında bir yüksek sıcaklık fırınında, 800 °C sıcaklıkta 24 saat boyunca atmosferik şartlarda oksidasyon testleri gerçekleştirilmiştir. Testler sonrası oksit tabakaları metalurjik analizlerle karakterize edilmiştir. Elde edilen veriler, geliştirilen alaşımların SiMo dökme demire göre daha ince oksit tabakasına, dolayısı ile daha yüksek oksidasyon direncine sahip olduğunu göstermiştir.

Anahtar Kelimeler: Egzoz manifoldu, SiMo dökme demir, alaşım dizaynı, oksidasyon.

1. GİRİŞ

Sünek dökme demirler nispeten düşük maliyetleri ve yeterli mekanik, yüksek sıcaklık oksidasyon direnci özellikleri nedeniyle otomotiv endüstrisinde egzoz manifoldu gibi yüksek sıcaklığa ve oksidasyona maruz kalan parçalarda yaygın bir şekilde kullanılmaktadır [1-3]. Üreticilerin araçları hafifletme çalışmaları sonucunda hafifletilmiş döküm parçalara olan yönelim artmış olsa da, artan motor gücü ihtiyacı nedeniyle özellikle yüksek sıcaklığın oluştuğu egzoz manifoldu gibi parçalarda demir esaslı alaşımların kullanılması devam etmektedir [4-6]. Bu süreçte demir esaslı parçaların ince kesitli üretilmesi ile hafifleştirme çalışmalarına destek verilebilmektedir [7]. Sünek dökme demirler çeliklere göre nispeten düşük yoğunlukları nedeniyle ince kesitli parça üretimi mümkün olduğunda ağırlık kazancı sağlayabilmektedir. Sünek dökme demirlerin yüksek sıcaklık oksidasyon direnci arttırıldığında daha ince kesitli parçaların kullanılması mümkün olabilmektedir [8].

Oksidasyon direnci özellikle artan motor gücü nedeni ile motor bloklarında oluşan sıcaklığın artması sonucu daha da önemli bir özellik haline gelmektedir. Yapılan çalışmalar motor bloklarında gerçekleşen yanma sonucu oluşan egzoz gazının sıcaklığının 1000 °C'ye ulaşabildiğini göstermiştir [9-13]. Yanma sonucu oluşan egzoz gazı NO_x, SO_x, CO, CO_2 ve H_2O içermesi nedeniyle yüksek oranda korozif/oksidatif özelliğe sahiptir ve sıcaklığın artması sonucu gazın oksitleyici özelliği daha da artmaktadır [13]. Yapılan çalışmalar motor bloğu ile temas halinde çalışan egzoz manifoldlarının uzun süre yüksek sıcaklığa ve oksidatif ortama maruz kaldığını, oksidasyon nedenli malzeme kaybının arttığını ve ayrıca ısıl yorulma ile oluşan çatlakların oksidasyon nedenli olarak hızlıca ilerlediğini göstermiştir [14, 15]. Manifoldun bu koşullar altında çalışabilmesi için, yüksek oksidasyon direnci ve yüksek sıcaklıkta mekanik stabilite göstermesi gerekmektedir [16, 17]. Yapılan çalışmalar bu koşullar altında, ticari egzoz manifoldu olarak kullanılan SiMo ferritik sünek dökme demirin maksimum kullanım sıcaklığı ve oksidasyon direncinin yetersiz kaldığını ortaya koymaktadır [17, 18]. Bu nedenle termal ve mekanik gerilmelerin oluştuğu bir oksidatif ortamda düşük maliyetli ve hafifleştirmeye katkı sağlayabilecek yeni alaşımların geliştirilmesi gereklidir. Yeni alaşımların geliştirilmesinde, daha yüksek kullanım sıcaklıklarında mekanik stabilite sağlayan ve koruyucu oksit tabakaları oluşturabilen Si, Al, Cr gibi alaşım elementleri dikkate alınır [16-19]. Dökme demir kompozisyonlarında bu alaşım elementlerinin varlığı ile metal-

oksit tabakası arayüzeyinde koruyucu oksit tabakası oluşumu desteklenmekte, oluşan bu tabaka oksijen ve demir iyonlarının difüzyonuna karşı bariyer görevi yaparak oksidasyon direncini arttırmaktadır [15, 20]. Özellikle yükseltilmiş silisyum miktarına sahip alaşım kompozisyonlarında oluşan silisyumca zengin oksit tabakaları (Fe_2SiO_4 ve SiO_2) yüzeye daha iyi tutunan kompakt yapıda oluşmakta böylece malzeme kaybına neden olan demir oksit tabakalarının büyüme hızını yavaşlatmaktadır [20-23].

Bu çalışmada, arttırılmış silisyum bileşimine sahip, Nb ve W içeren 6Si1Nb (3.0 C, 6 Si, 1 Nb ağ.%) ve 6Si1W (3.0 C, 6 Si, 1 W ağ.%) alaşımlarının oksidasyon davranışları SiMo ferritik sünek dökme demir ile karşılaştırılmıştır.

2. DENEYSEL ÇALIŞMA

Deneysel çalışma kapsamında kum kalıba döküm yöntemi ile üretilmiş ticari SiMo ve geliştirilen 65Si1Nb ve 6Si1W alaşımlarının mikroyapısal ve ısıl özellikleri karakterize edilmiştir. Tüm alaşımlar ASTM A 536 - 84 standardına göre kum kalıba döküm yöntemi ile Y blok olarak üretilmiştir. Ticari SiMo alaşımı yerli bir firmadan temin edilmiş olup, geliştirilen alaşımların dökümü için 25 kg kapasiteli 35 KW Inductotherm indüksiyon ocağı kullanılmıştır. Alaşımların kimyasal kompozisyonu optik emisyon spektrometresi (OES, Foundary Master) kullanılarak belirlenmiştir. Deneysel çalışma kapsamında kullanılan alaşımların kimyasal kompozisyonları Tablo 1'de verilmiştir. Tabloda ticari SiMo alaşımı için SiMo kodu kullanılırken, geliştirilen 6Si1Nb ve 6Si1W alaşımları sırasıyla SiNb ve SiW olarak kodlanmıştır.

Tablo 1. Döküm alaşımlarının kimyasal kompozisyonları (ağ. %)

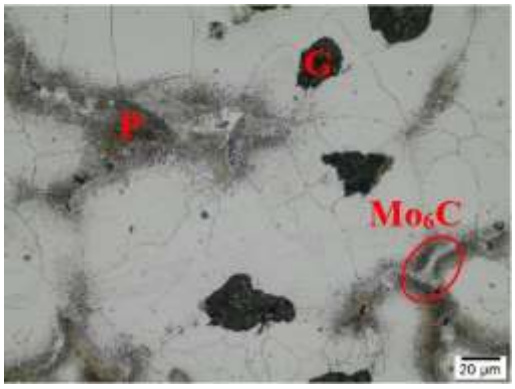
Alaşım	C	Si	Nb	W	Mo	Mg
SiMo	3,42	3,62	-	-	0,81	0,04
SiNb	3,08	6,04	1,06	-	-	0,08
SiW	3,04	6,09	-	0,99	-	0,08

Döküm alaşımları mikroyapısal incelemeler ve termal analiz yöntemleri ile karakterize edilmiştir. Mikroskopik incelemeler için alaşımlar metalografik yöntemlerle hazırlanmış ve Nital (% 3 NHO_3) ile dağlanmıştır. Alaşımların mikroyapıları ışık mikroskobu (IM, Olympus BX41M-LED) kullanılarak incelenmiştir. Oksidasyon testleri bir ısıl işlem fırınında (MSA) 800 °C'de 24 saat atmosferik koşullar altında gerçekleştirilmiştir. Oksidasyon testlerinden sonra alaşımların kesitleri metalografik olarak hazırlanmış ve ışık mikroskobu kullanılarak incelenmiştir. Oksit fazlarını tanımlamak için, alaşımların oksitlenmiş yüzeyleri, Cu-Kα radyasyonu ve 1.0 °/dak tarama hızı kullanılarak X-ışını kırınım (XRD, Rigaku Ultima +) yöntemi ile karakterize edilmiştir.

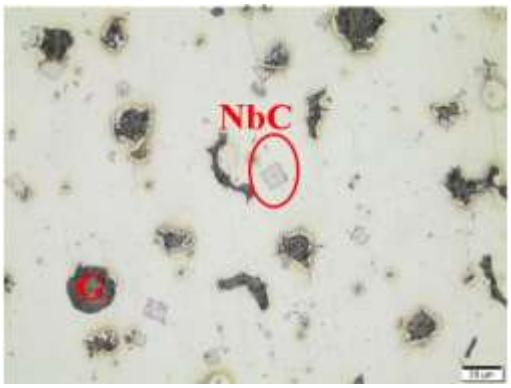
3. BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Mikroyapısal Karakterizasyon

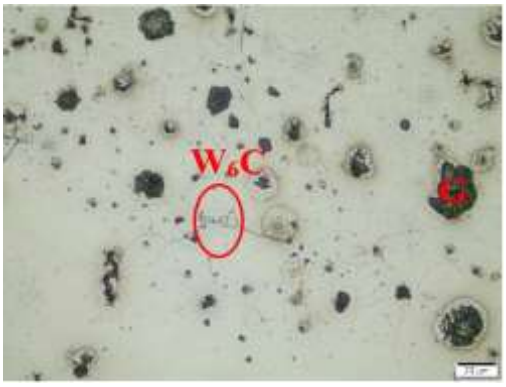
Alaşımların mikroyapısal bileşenlerini gösteren IM mikroyapı görüntüleri Şekil 1'de verilmiştir. Tüm alaşımlar ferritik matrikse gömülü grafit (G) ve karbür çökeltilerine sahiptir. Matrikste yer alan karbür yapıları SiMo, SiNb ve SiW için sırası ile Mo_6C, NbC ve W_6C olarak belirlenmiştir. SiMo alaşımı mikroyapısında ayrıca hücre sınırlarında Mo_6C karbürlerin etrafında perlitik (P) yapı bulunmaktadır. Çökelen bu perlitik yapı döküm sırasında silisyumun ters segregasyon eğiliminden dolayı hücre sınırlarında silisyum miktarının azalmasından kaynaklanmaktadır [24]. Ancak silisyum miktarının ağ.% 6 olduğu SiW ve SiNb alaşımlarında tüm hücre boyunca çözünen silisyum miktarının artması, hücre sınırlarında sementit çökelmesini engellemiştir. Alaşımların grafit morfolojileri incelendiğinde, silisyum miktarındaki artış sonucu SiNb ve SiW alaşımlarında vermiküler grafit miktarının arttığı ve özellikle niyobyum içeren SiNb alaşımında bu miktarın 21,1 alan% değerine ulaştığı belirlenmiştir.



(a)



(b)



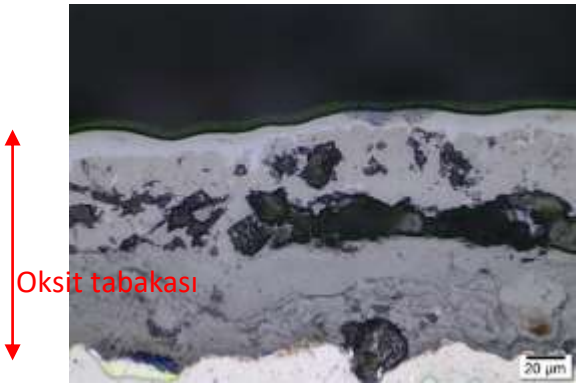
(c)

Şekil 1. Alaşımlara ait IM mikroyapı görüntüleri (a) SiMo, (b) SiNb ve (c) SiW

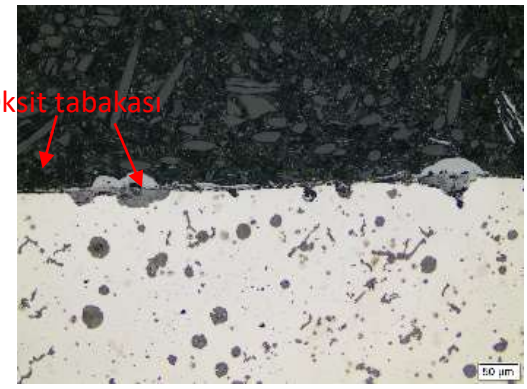
3.2. Oksidasyon Test Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Alaşımlara fırın atmosferinde 800 °C sıcaklıkta 24 saat boyunca oksidasyon testleri uygulanmış olup testler sonrasında alaşımların kesitleri ışık mikroskobu ile incelenmiştir. Elde edilen kesit görüntüleri ise Şekil 2'de verilmiştir. SiMo alaşımının kesitinde oluşan oksit tabakası tipik dökme demir oksit tabakası görünümündedir. Bilindiği üzere dökme demirlerin yüzeyinde oluşan oksit tabakası iç ve dış oksit katmanlarından meydana gelmektedir. Yapılan çalışmalar iç oksit tabakasının FeO ve Fe_2SiO_4 / SiO_2 oksit bileşenlerinden, dış tabakanın ise Fe_3O_4 ve Fe_2O_3 oksit yapılarından oluştuğunu göstermiştir [18]. Özellikle iç tabakada elde edilen silisyumca zengin oksit yapıları (Fe_2SiO_4 / SiO_2) oksit – metal arayüzeyinde ince bir hat şeklinde büyümekte olup oksijen ve demir iyonlarının difüzyonuna karşı bariyer oluşturmaktadır [18, 20]. Silisyum miktarının artması ile silisyumca zengin oksit tabakası daha kompakt yapıda oluşmakta ve böylece oksidasyon direncini arttırmaktadır [20-22]. Yapılan çalışmalar silisyum miktarının artması sonucu dökme demirlerin yüzeylerinde oluşan oksit tabakalarının daha ince olduğunu göstermiştir [20]. SiNb ve SiW

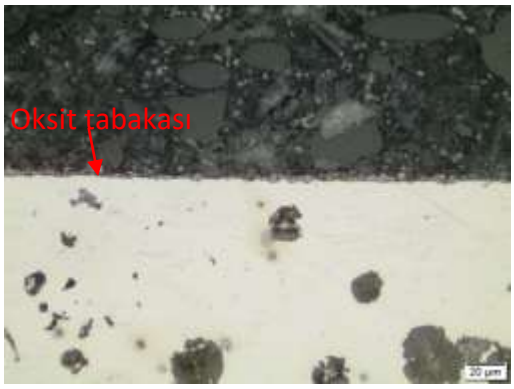
alaşımları yüzeyinde daha ince oksit tabakalarının oluşumu alaşımların sahip olduğu yüksek silisyum miktarı ile açıklanabilmektedir.



(a)



(b)

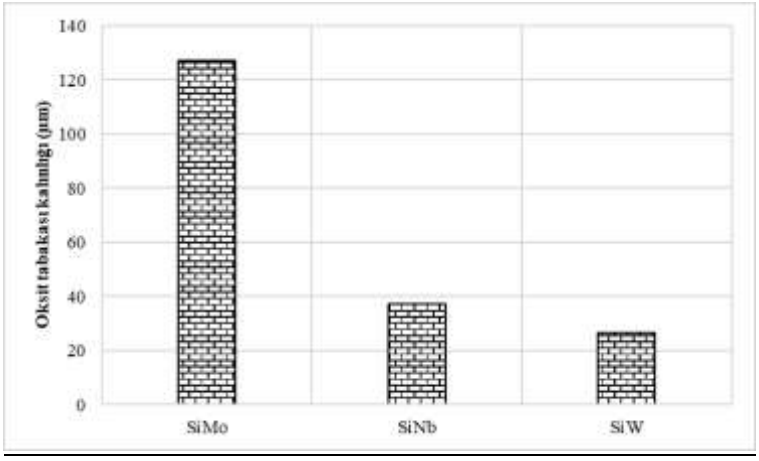


(c)

Şekil 2. 800 °C sıcaklıkta 24 saat boyunca oksidasyon testleri sonrası alaşımların kesitlerine ait IM görüntüleri (a) SiMo, (b) SiNb ve (c) SiW

Bilindiği üzere oksit tabakalarının kalınlığı alaşımların oksidasyon direnci hakkında bilgi vermektedir. Bu amaçla alaşımların yüzeylerinde oluşan oksit tabakalarının kalınlıkları ölçülmüş ve değerler Şekil 3'te verilmiştir. En kalın oksit tabakasının SiMo alaşımında (127 ± 12 µm) olduğu görülmektedir. Silisyum miktarının artması sonucu SiNb ve SiW alaşımlarında oluşan oksit tabakalarının kalınlıklaı sırasıyla 37,4 ± 5,6 µm ve 26,6 ± 2,5 µm değerlerine sahiptir. Bu alaşımların oksit tabakalarının kalınlıkları SiMo oksit tabakasının yaklaşık dörtte bir değerindedir. Bu sonuç yüksek

silisyum miktarının oksidasyon direncini önemli ölçüde arttırdığını göstermektedir. SiNb ve SiW arasında oluşan farklı oksit tabakası kalınlınlıkları ise grafit morfolojisi üzerinden açıklanabilmektedir. Bilindiği üzere dökme demirlerde oksidasyon, metalin oksidasyonunun yanı sıra grafit oksidasyonu üzerinden de ilerlemektedir [25-26]. Vermiküler grafit morfolojisinin baskın olduğu SiNb alaşımında, oksijen iyonu yüzeyden merkeze doğru daha fazla ilerleyebilmekte ve grafitler üzerinde oksit nodülleri oluşturarak oksidasyonu arttırmaktadır [20, 26].



Şekil 3. 800 °C sıcaklıkta 24 saat boyunca oksidasyon testleri sonrası alaşımların yüzeylerinde oluşan oksit tabakalarının ortalama kalınlık değerleri

SONUÇLAR

Bu çalışmada, egzoz manifold malzemesi olarak arttırılmış silisyum bileşimine sahip, Nb ve W içeren 6Si1Nb (3.0 C, 6 Si, 1 Nb ağ.%) ve 6Si1W (3.0 C, 6 Si, 1 W ağ.%) alaşımları geliştirilmiş olup, oksidasyon özellikleri ticari olarak kullanılan SiMo ferritik sünek dökme demir ile karşılaştırılmıştır. Mikroyapısal karakterizasyon çalışmaları tüm dökme demirlerin esas olarak ferrit, küresel grafit ve kompozisyona bağlı olarak değişen karbürlerden oluştuğunu göstermiştir. Oksidasyon çalışmaları ise daha yüksek silisyum miktarına sahip SiNb ve SiW alaşımlarının SiMo ticari sünek dökme demire göre çok daha ince oksit tabakasına, dolayısı ile daha yüksek oksidasyon direncine sahip olduğunu ortaya koymuştur. Deneysel çalışmalar kapsamında elde edilen sonuçlar geliştirilen alaşımların egzoz manifoldları için aday malzemeler olabileceğini göstermiştir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Kocaeli Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından 2017/118 no'lu proje ile desteklenmiştir. Çalışmaya olan katkılarından dolayı Kocaeli Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

[1] Ekström, M., Jonsson, S., (2014), High-temperature mechanical- and fatigue properties of cast alloys intended for use in exhaust manifolds, Materials Science and Engineering A, Vol. 616, pp. 78-87.

[2] Zhang Y., Li M., Godlewski L. A, Zindel J. W., Feng Q., Creep Behavior at 1273 K (1000 °C) in Nb-Bearing Austenitic Heat-Resistant Cast Steels Developed for Exhaust Component Applications, Metallurgical and Materials Transaction A, 2016, 47, 3289-3294.

[3] Åberg, L. M., Hartung, C., (2012), Solidification of SiMo nodular cast iron for high temperature applications, Transaction of Indian Institute of Metals, Vol. 65, No. 6, pp. 633-636.

[4] Partoaa A. A., Abdolzadeh M., Rezaeizadeh M., Effect of Fin Attachment on Thermal Stress Reduction of Exhaust Manifold of an Off Road Diesel Engine, Journal of Central South University, 2017, 24, 546-559.

[5] Aniekan E I., Kelly O. E., Abdulsamad G., Engineering material selection for automotive exhaust systems using CES software, International Journal of Engineering Technologies, 2017, 3(2), 50-60.

[6] Ibrahim M. M., Mourad M. M., Nofal A. A., Farahat A. I. Z., Microstructure, Hot Oxidation Resistance and Damping Capacity of Al-alloyed Cast Iron, International Journal of Cast Metals Research, 2017, 30(2), 61-69.
[7] Kiani Rashid A. R., Edmonds D. V., Oxidation Behaviour of Al-alloyed Ductile Cast Irons at Elevated Temperature, Surface and Interface Analysis, 2004, 36, 1011-1013.
[8] Bian J., Mohrbacher H., Zhang J-S, Zhao Y.T, Dong H., (2015) Application potential of high performance steels for weight reduction and efficiency increase in commercial vehicles, Advances in Manufacturing, 3, 27-36.
[9] Zhang Y. H., Li M., Godlewski L. A., Zindel J. W., Feng Q. (2017), "Effective Design of New Austenitic Cast Steels for Ultra-High Temperature Automotive Exhaust Components Through Combined CALPHAD and Experimental Approaches", Materials Science & Engineering A, 683, pp. 195-206.
[10] Shingledecker, J. P., Maziasz, P. J., Evans, N. D., Pollard, M. J., (2007), 'Creep behavior of a new cast austenitic alloy', International Journal of Pressure Vessels and Piping, 84, pp. 21-28.
[11] Kühn H-J, Rehmer B., Skrotzki B., (2017), Thermomechanical Fatigue of Heat-Resistant Austenitic Cast Iron EN-GJSA-XNiSiCr35-5-2 (Ni-Resist D5S), International Journal of Fatigue, 99, 295-302.
[12] Dawi K., Favergeon J., Moulin G., High Temperature Corrosion of the Si-Mo Cast Iron in Exhaust Atmosphere, (2008), Materials Science Forum, 595-598, 743-751.
[13] Ekström M., Thibblin A., Tjemberg A., Blomqvist C., Jonsson S., (2015), Evaluation of Internal Thermal Barrier Coatings for Exhaust Manifolds, Surface & Coatings Technology, 272, 198-212.
[14] Kazdal Zeytin H., Kubilay C., Aydın H., Ebrinc A. A., Aydemir B., (2009), Effect of Microstructure on Exhaust Manifold Cracks Produced from SiMo Ductile Iron, Journal of Iron and Steel Research, International, 16(3), 32-36.
[15] Tholence F., Norell M., (2008), High Temperature Corrosion of Cast Alloys in Exhaust Environments I-Ductile Cast Irons, Oxidation of Metals, , 13-36.
[16] Ibrahim M. M., Nofal A., Mourad M. M., (2017), Microstructure and Hot Oxidation Resistance of SiMo Ductile Cast Irons Containing Si-Mo-Al, Metallurgical and Materials Transactions B, 48, 1149-1157.
[17] Haghdadi N., Bazaz B., Erfanian-Naziftoosi H. R., Kiani-Rashid A. R., (2012), Microstructural and Mechanical Characteristics of Al-alloyed Ductile Iron upon Casting and Annealing, International Journal of Minerals, Metallurgy and Materials, 19(9), 812-820.
[18] Ekström, M., Szakalos, P., Jonsson, S., (2013), 'Influence of Cr and Ni on high-temperature corrosion behavior of ferritic ductile cast iron in air and exhaust gases', Oxidation of Metals, Vol. 80, pp. 455-466.
[19] Delprete, C., Sesana, R., (2014), Experimental characterization of Si-Mo-Cr ductile cast iron, Materials and Design, Vol. 57, pp. 528-537.
[20] Mendez S., Arenas M. A., Niklas A., González R., Conde A. Sertucha J., Damborenea J. J. D., (2019), Effect of Silicon and Graphite Degeneration on High-Temperature Oxidation of Ductile Cast Irons in Open Air, Oxidation of Metals, 91, 225- 242.
[21] Brady M. P., Muralidharan G., Leonard D. N., Haynes J. A., Weldon R. G, England R. D., (2014), Long-Term Oxidation of Candidate Cast Iron and Stainless Steel Exhaust System Alloys from 650 to 800 °C in Air with Water Vapor, Oxidation of Metals, 82, 359-381.
[22] Ebel A., Brou S. Y., Malard B., Lacaze J., Monceau, D., Vaissière L., (2018), High- Temperature Oxidation of a High Silicon SiMo Spheroidal Cast Iron in Air with In Situ Change in H2O Content, Materials Science Forum, 925, 353-360.
[23] Liu L. L., Guo Q. Q. Niu Y., (2013), Transition Between Different Oxidation Modes of Binary Fe-Si Alloys at 600-800 °C in Pure O2, Oxidation of Metals, 79, 201-224.
[24] Delagnes D., Lamesla P., Mathon M. H., Mebarki N., Levaillant C., (2005), Influence of Silicon Content on the Precipitation of Secondary Carbides and Fatigue Properties of a 5%Cr Tempered Martensitic Steel, Materials Science and Engineering A, 394, 435-444.
[25] Merchant H. D., (1970) Oxidation Kinetics of Iron-Carbon Base Alloys, Oxidation of Metals, 2(2), 145-153.
[26] Lin M-B., Wang C-J., Volinsky A. A., (2011), High Temperature Oxidation Behavior of Flake and Spheroidal Graphite Cast Irons, Oxidation of Metals, 76, 161-168.

COMPARING THE PRODUCTON SPEED OF AUTOMOBILE PARTS PRODUCED BY SLA METHOD WITH FDM,SLS AND MJF METHODS

Gonca Esmer Unal

[1]Tofaş Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., R&D Prototype Department, Bursa, Turkey
Correponding Author: Gonca Esmer Unal, Gonca.unal@tofas.com.tr

ABSTRACT

In the automotive sector, the prototype part production time plays a major role in order to manage the time well, which is one of the important parameters during the launching of the new project. In this study, information is given about SLA (Stereolithography) technology, which is one of the oldest rapid prototyping methods. 5 different automobile parts discussed in the previously written article 'Automobile parts produced by rapid prototyping methods production speed comparison' were also used in this study. The time required for the production of 5 different parts from Tough 2000 material using the SLA method was calculated. When the results are compared with the outputs of the other article, the fastest method is MJF (Multi Jet Fusion), the slowest method is SLA, but the method where the parts have the best surface quality is the SLA method.

Keywords: Rapid Prototyping, Additive Manufacturing, Stereolithography, Tough 2000

1. INTRODUCTION

Additive manufacturing is a manufacturing technology that enables physical models to be obtained from 3D CAD data prepared in computer environment without the need for mold production (Jaiganesh continued, 2014). Additive manufacturing devices enable the production of all kinds of product data designed in three dimensions in virtual environment within hours or a few days.

There is a wide variety of additive manufacturing methods in the industry. While a wide variety of classifications can be made in rapid prototyping systems, the most common of these is the classification performed by taking into account the initial state of the material used in prototype production. Accordingly, rapid prototyping systems can be divided into 3 groups as (1) liquid-based, (2) solid-based and (3) powder-based (Çelik continued, 2013).

The material used in liquid-based rapid prototyping systems is initially in liquid form. The liquid material becomes solid thanks to the hardening process performed by laser or heat application. Solid-based rapid prototyping technologies include all forms in solid form except powder material. Sheet, granule, filament or roll forms can be given as examples for this method. In powder-based rapid prototyping systems, bonding of the powder material to each other is achieved by adding binders and adhesives to the contact areas or by melting these surfaces.

Generally, solid and powder-based rapid prototyping methods are used in the R&D Prototype unit of TOFAŞ (Turkish Automobile Factory). Solid-based FDM (Fused Deposition Modeling) technologies are available within the Tofaş R&D prototype. Powder-based SLS (Selective laser sintering) and MJF technologies and liquid-based SLA technology are frequently used in the project development phase by taking service from sub-industry companies.

In this study, the time spent on the production of 5 different volumes of automobile parts using Tough 2000 material in the SLA method was calculated and compared with the outputs obtained in the article 'Automobile parts produced by rapid prototyping methods production speed comparison'.

2. MAIN SECTIONS

In this study, firstly information about SLA production method is given. Then, the time spent when 5 automobile parts of different volumes are produced with the SLA method is presented.

2.1. SLA (Stereolitografi) Method

Stereolithography (SLA) is an additive manufacturing process belonging to the Vat Photopolymerization family. In SLA, the part is created by solidifying the polymer resin layer by layer using ultraviolet (UV) laser beam. The materials used in SLA are photosensitive thermoset polymers in liquid form (URL 1).

SLA is the first 3D Printing technology. If very smooth surface quality is required, SLA is a very suitable rapid prototyping technology for this.

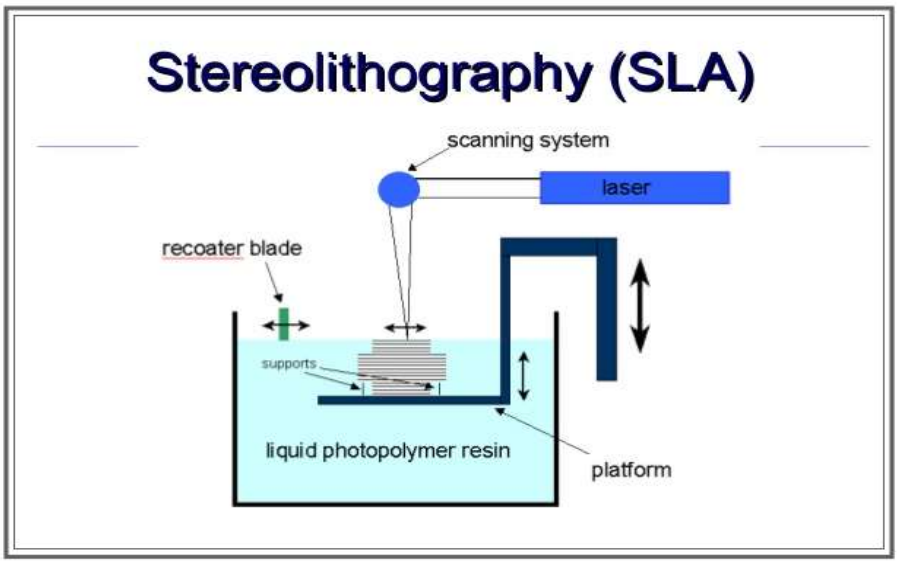


Figure 1. Schematic representation of SLA method (URL 2)

2.1.1. How does the SLA work?

SLA production process summary:

The platform is first positioned in the liquid photopolymer tank at a distance of one layer height from the surface of the liquid.

Then the UV laser hardens and solidifies the photopolymer resin to form the next layer. The entire cross-sectional area of the model is scanned.

When a layer is finished, the platform moves and the sweeping blade re-covers the surface. The process is then repeated until the part is complete (URL 2).

The liquid resin is solidified by a process called photopolymerization: during solidification, the liquid resin is activated by the light of the UV laser and solidifies. The photopolymerization process is irreversible and there is no way to convert SLA parts back into their liquid form. When heated, they burn rather than melt. This is because materials produced with SLA are made of thermoset polymers (URL 2).

2.2. Geometries and Volumes of Parts to be Produced

To be produced; Front door panel with a model volume of approximately 2400 cm^3, a door panel pocket with a model volume of approximately 500 cm^3, a door pull handle with a model volume of approximately 850 cm^3, a support piece with a model volume of approximately 40 cm^3 and a tank cover plastic parts with a model volume of approximately 70 cm^3 are given in Table 1 below. (Unal continued, 2019)

Table 1. Geometries and volumes of parts

	Parts Name	Parts Volume(cm3)
	Door Panel	≅2400
	Door Panel Pocket	≅500
	Door Pull Handle	≅850
	Support Part	≅40
	Tank Cover	≅70

2.3. SLA Parts Production Time

All parts are produced Tough 2000 material using the SLA method. The durations of the produced parts; the door panel was produced in 240 hours, the door panel pocket in 105 hours, the door pull handle in 20 hours, the support piece in 5 hours, and the tank cover in 10 hours. A curing time of 1 hour was required for each piece produced. Production times are given in Table 2 below.

Table 2. SLA Production Time

	Parts Name	Production Times(h)	Cooling Times(h)	Curing Times(h)	Total Production Times (h)
	Door Panel	240	-	1	241
	Door Panel Pocket	105	-	1	106
	Door Pull Handle	20	-	1	21
	Support Part	5	-	1	6
	Tank Cover	10	-	1	11

3. Conclusions and Recommendations

5 different automobile parts were produced from Tough 2000 material using the SLA method and the times needed to obtain the parts were found. When the results are compared with the results of the previously published article 'Automobile parts produced by rapid prototyping methods production speed comparison', it was determined that the fastest method was MJF and the slowest method was SLA. For situations where time is important, it will be appropriate to produce using MJF method. If surface quality is more important than production time, SLA method can be used. The speed comparison of the parts produced using FDM, SLS, MJF and SLA technologies is given in table 3.

Table 3. FDM,SLS,MJF, SLA Production Speed Comparison

Production Method	Total production hours	Ratio
MJF	100	t
FDM	160	1,6t
SLS	244	2,4t
SLA	380	3,8t

REFERENCES

[1] Jaiganesh, M., Christopher, A.A., Mugilan, E., 2014. Manufacturing of PMMA Cam Shaft by Rapid Prototyping. 12th Global Congress on Manufacturing and Management GCMM, 2127- 2135.

[2] Çelik, İ., Karakoç, F., Çakır, M.C., Duysak, A. 2013. Hızlı Prototipleme Teknolojileri ve Uygulama Alanları, The Journal of Dumlupınar University Institute of Science , 31, DOI: ISSN – 1302 – 3055

[3] URL1:Varotsis,A.B. ,https://www.3dhubs.com/knowledge-base/introduction-sla-3d-printing/ , 05.04.2021

[4] URL2:Joshi,https://www.sphinxworldbiz.com/blog/7-contemporary-techniques-of-3d-rapid-prototypes/,12.04.2021

[5] Unal,G./Kırklareli University Journal of Engineering and Science 5-2(2019) 176-183

ELEKTRİKLİ BİR TİCARİ ARAÇTA MÜŞTERİ KULLANIMINA BAĞLI MENZİLE ETKİ EDEN PARAMETRELERIN MAKİNE ÖĞRENMESİ YAKLAŞIMI İLE ANALİZİ

Emre Akıllı[1], Rasim Bozkurt[2], Çağatay Bahadır[3], Onur Aydın[2], Mustafa Şimşek[1], Büşra Henden Ramazanoğlu[2]

[1] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş. Ar-Ge Merkezi, Güç Sistemleri Müdürlüğü, Bursa, Türkiye
[2] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş. Ar-Ge Merkezi, Toplam Araç Entegrasyon Müdürlüğü, Bursa, Türkiye
[3] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş. Bilgi ve İletişim Teknolojileri Direktörlüğü, Üretim ve Tedarik Zincir Değer Akışı Yöneticiliği, Bursa, Türkiye
[4] İletişim Yazarı: Emre Akıllı, emre.akilli@tofas.com.tr

ÖZET

Araç endüstrisinin elektrifikasyonunun önündeki ana engel, EV'nin sınırlı menzilidir. Elektrikli araç kullanıcılarının çoğu, boş bir bataryayla yol kenarında mahsur kalma korkusu yaşamaktadır. Gerçek menzil tanımı (gerçek ve beyan değeri arasındaki boşluk daha az), gerçek müşteri sürüş verilerini kullanarak müşteri beklentilerini karşılamak için önemlidir. Uzun yıllardan beri süregelen bu problemin çözümü için otomotiv üreticileri birçok farklı konuda çalışma yapmaktadırlar. Bu çalışma kapsamında, enerji tüketimine etki eden değişken setinin tespit edilmesi için makine öğrenmesi modellemesine dayalı bir çıkarım analizinin yapılması amaçlanmıştır. Bu sayede müşteriye seyahati sırasında kalan menzil mesafesinin doğru bir şekilde sunulmasını hedeflenmektedir. Yapılan bu çalışmada müşteri profiline uygun test senaryoları oluşturulmuştur. Aracın CAN-BUS ve kapsamlı dış koşul bilgileri kullanılarak, tanımlı yol profillerinden toplanan veriler ile yüksek oranda bir tahmin performansı elde edileceği gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Elektrikli Araç, Menzil, EV, BEV, Müşteri, Menzil Hesaplama, Sürüş Koşulları, Menzil Anksiyetesi, Makine Öğrenmesi

ANALYSIS OF THE PARAMETERS AFFECTING AN ELECTRIC COMMERCIAL VEHICLE RANGE DEPENDS ON CUSTOMER USAGE VIA MACHINE LEARNING APPROACH

ABTRACT

The main barrier to electrification of the vehicle industry is the EV's limited range. Electric vehicle customers are afraid of getting stranded on the side of the road with an empty battery. Actual range definition (less gap between real and declaration value) is important to satisfy customer expectation by using real customer driving datas. Automotive manufacturers are working on many different subjects to solve this problem that has been going on for many years. Within the scope of this study, it is aimed to make an inference analysis based on machine learning modeling in order to determine the variable set that affects energy consumption. In this way, it is aimed to provide the customer with the correct distance remaining during customer's travel.The customer's driving profile compatible test sceneraios are created. It has been observed that a high rate of prediction performance will be obtained with the data collected from defined road profiles by using the vehicle's CAN-BUS and comprehensive external condition information.

Keywords: Electric Vehicle, Range, EV, BEV, Customer, Range Estimation, Driving Conditions, Range Anxiety, Machine Learning

1.GİRİŞ

Elektrikli araç (EV) sahibi olmak isteyen müşterilerin akıllarındaki en büyük soru, aracın sağlayabileceği menzil yeterli olacak mıdır? Ayrıca araç endüstrisinin elektrifikasyonunun önündeki ana engel, EV'nin sınırlı menzili olmak ile birlikte, müşteri tarafından bakıldığında; seyahat sırasında boş bir pille yolda kalma korkusudur.
Uzun yıllardan beri süregelen bu problemin çözümü için otomotiv üreticileri birçok farklı konuda çalışma yapmaktadırlar. Bu çalışma müşterinin kullanım parametrelerine odaklanmış olup, teorik ve pratik kullanım farklarına göre menzili optimize etmeye ve müşterilere en doğru sonucu vermeye odaklanmıştır.

Bu bağlamda, taşıt egzoz emisyonları açısından en temiz ulaşım alternatifi olması beklenen EV'lerin en önemli dezavantajı tek bir şarjla görece kısa bir menzile sahip olmalarıdır (Sarıkurt et al. 2017). Bununla beraber araçların broşürlerindeki verilen tam şarj ile gidilebilecek mesafelerin gerçek kullanım koşulları ile farklı olması ve elektrikli araçların mesafe hesaplamaları hakkındaki yazılan makalelerde bu konuya ilişkin hesaplamalar çelişkiler mevcuttur (URL 1).
Bataryalı elektrikli araç (BEV) sürücüleri, geleneksel yakıtlı araçlara kıyasla tipik olarak daha fazla menzil kaygısına sahip olma eğilimindedir.

Yüksek menzil kaygısı seviyeleri, BEV sürücülerinin duyguları üzerinde potansiyel olarak olumsuz etkilere ve hatta tehlikeli sürüş davranışlarına yol açabilir. (Yuan et al. 2018)

Gerçek müşteri verilerini kullanarak müşteri beklentilerini karşılamak için gerçek aralık tanımı (gerçek ve beyan değeri arasındaki fark daha az) yapılarak müşterinin menzil kaygısı hissini ortadan kaldırabilmek için testler yapılmıştır.

Bu konuda yapılan birçok çalışmada gerçek kullanıcı olan müşteri tarafından bulunan gerçek menzil aralığı, araç üreticisi tarafından görüntülenen aralığın (beyan edilen) ±% 40'ıdır (Haaren et al. 2011).

Benzer bir ticari araç Yeni Avrupa Sürüş Çevrimi (NEDC-New European Drive Cycle) ve Dünya Genelinde Uyumlu Test Çevrimi (WLTC-Worldwide Harmonized Light Vehicle Test Cycle) çevrimlerine göre incelendiğinde ve MATLAB Simulink ortamında simülasyon yapılmıştır. Bu durumda, şehir içi ve şehir dışı test çevrimlerinde kilometre başına harcanan enerji olarak incelendiğinde WLTC sonuçlarının NEDC' ye göre %10 ila %12 oranında fazla olduğu, simülasyon sonuçlarında ise %7 ila %9 oranında bir fark oluştuğu görülmüştür. Şehir dışı koşullarda kilometre başına harcanan enerji olarak incelendiğinde WLTC sonuçlarının NEDC'ye göre %8 ila %10 oranında fazla olduğu görülmüştür. Şehir içi kilometre başına harcanan enerji olarak incelendiğinde WLTC sonuçlarının NEDC' ye göre %7 ila %9 oranında fazla olduğu görülmüştür (Akıllı et al. 2020).

EV'nin farklı yol türleri için enerji tüketimini yüksek doğrulukla tahmin eden bu makale farklı yol türleri için enerji tüketim faktörü modellerini yapay zekâ ile oluşturmaya ve farklı yol türleri arasında bir karşılaştırma yapmaya çalışmaktadır (Yao et al. 2013).

Yapılan bu çalışma ile makine öğrenmesi yöntemi kullanılarak araç menziline etki eden parametreler, hassas bir şekilde hesaplanmak için kendi içlerinde ağırlıklandırılacaktır.

2. LİTERATÜR TARAMA

EV'lerin tüketici kitle pazarında benimsenmesini desteklemek için, politika yapıcıların bir otomobil kullanıcılarının davranışlarını etkileyen faktörleri ve engelleri anlamaları çok önemlidir. Çalışmalar, sınırlı BEV aralığı, uzun şarj süreleri ve kamuya ait açık altyapı mevcudiyetinin, menzil kaygısı olarak bilinen duruma neden olabilecek önemli engeller oluşturduğunu göstermiştir. (Mellinger et al. 2018). Mellinger ve arkadaşlarının yaptığı bir çalışmada ABD ulusal seyahat anketi üzerinden kapsamlı fiziksel modelleme ve simülasyon ile araç gezileri uygulandı. Yapılan çalışma, 2016 yılındaki seyahatlerin %87'sinin araçların yeniden şarj edilmeye gerek kalmadan düşük menzilli ve uygun fiyatlı BEV'lerle karşılanabileceğini ortaya koyuyor. Yüksek menzilli araçlarda ise bu oran %98'e çıkmaktadır (Mellinger et al. 2018).

GPS tabanlı başka bir çalışma, gün içinde BEV şarj etmenin ve BEV ile seyahatin bazı kısımlarını geciktirmenin etkisini incelemiştir (Pearre et al. 2011).

EV'nin enerji tüketimi tahminiyle ilgili birçok araştırma, sonuçları gerçek araç çalışma durumunun etkisini yansıtamayan ideal çalışma durumuna dayanmaktadır. Araç sürüş parametrelerini (yani ortalama seyahat hızı) hesaba katan fiziksel temelli yöntemler, genellikle benzinli ve dizel motorlu araçların yakıt tüketiminin modellenmesinde kullanılır. Bu modellerde, araca özel güç (AÖG), enerji arasındaki ilişkiyi kurma yeteneği için tüketim ve araç mikroskobik sürüş parametreleri (yani anlık hız ve hızlanma) bir ara değişken olarak tanıtılmıştır. Şehir içi yolların gerçek sürüş durumunu yansıtmak için verilerin toplanmasındaki zorluk nedeniyle, mevcut araştırmalar farklı yol türleri için AÖG dağılımlarının farkını pek dikkate almamaktadır. Birçok uygulama, hızlanma ve yavaşlamanın frekansı ve aralığı her zaman farklı olduğundan, araçlar sabit bir ortalama hızda giderken bile enerji tüketiminin farklı yol türlerinde büyük ölçüde değiştiğini kanıtlamıştır. EV'nin enerji tüketimi modellerinin araştırma alanında, enerji tüketimi genellikle

pilin gücünün zamanla çarpımına eşittir, ancak bu yöntem çalışma durumunun enerji tüketimi üzerindeki etkisini yansıtmada başarısız olur. Çalışma durumunun enerji tüketimi üzerindeki etkisinin nasıl sunulduğuna dair bazı çalışmalar halihazırda yapılmıştır. Aracın ortalama seyahat hızı her zaman bağımsız değişken olarak kullanılır ve hız düzeltme faktörleri, belirli tesis türleri için enerji tüketimi faktörlerini ayarlamak için kullanılır. (Yao et al. 2013)

Menzil ve ilgili sorularla ilgili önceki bir çalışma, her biri birkaç gün örneklenmiş küçük bir araç setini inceledi ve günlük sürüşün 95%'inden fazlasının 160,93km (100mil) elektrikli menzil ile gerçekleştirilebileceğini öne sürdü. (Pearre et al. 2011)

Müşterilerin elektrikli araçlar ile ilgili batarya ömür ve kalan menzil mesafesi kaygısının giderilmesine yönelik diğer çalışmalara ek olarak yapay zekâ alanında birçok çalışma mevcuttur. Bazı çalışmalar, bataryanın kullanımına bağlı olarak ömrünün tahminlenmesine yönelik iken bazıları da anlık olarak müşteriye kalan menzil mesafesinin ya da kalan batarya seviyesinin sunulmasına yönelik tahminleme çalışmalarıdır.

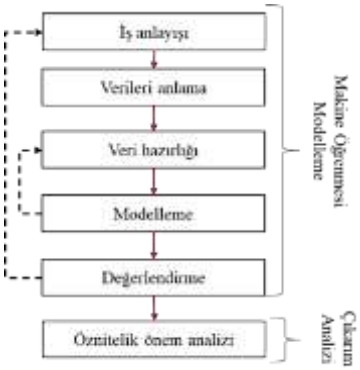
Batarya ve pil-süper kapasitör hibritleri şarj durumu tahminlemesi için yapay sinir ağlarını kullanılmıştır. Çalışmada deşarj eğrisinin kısa bir başlangıç segmentine dayalı olarak enerji depolama cihazlarının batarya tüketimini tahmin etmeyi amaçlamışlardır. (Weigert et al. 2011). Lityum-ion bataryalar için uzun-kısa hafıza ağı (LSTM)'na dayalı şarj durum tahmin çerçevesi önerilmiştir. Akım, voltaj, sıcaklık ile şarj durum arasındaki ilişki ortaya çıkarmaya çalışılmıştır. (Liu et.al, 2021). Elektrikli araç lityum-ion batarya şarj durumu elektrokimyasal empedans spektroskopisinden yola çıkarak tahmin edilmek için araştırma yapılmıştır ve doğrusal regresyon, Gaussian süreç regresyonu gibi makine öğrenmesi algoritmaları kullanılmıştır (Babaeiyazdi et al. 2021). Farklı bir çalışmada da batarya faydalı ömrünü tahminlemeye çalışılmıştır. Yaşam döngüsü açısından bataryanın ömrünün optimize edilmesini sağlayacak tasarım çalışmaları sırasında simülasyon sürecinin kısaltılması hedeflenmiştir (Ma et al. 2021).

Sürücüler için kaygı problemi olan kalan menzil mesafesinin tahminlenmesi problemi üzerine Radial basis function neural network (RBF NN) isimli bir makine öğrenmesi modelleme tekniği kullanılarak çalışılmıştır (Bi et al. 2018). Elektrikli golf arabasının menzil mesafesinin tahminlenmesi için enerji tüketimini etkileyen parametreleri dikkate alarak fuzzy logic classifier isimli bir teknik uygulanmıştır. Farklı yük ve parkur şartlarında testler gerçekleştirilmiştir (Bi et al 2018). Elektrikli bir aracın hız, çekiş gücü ve yol eğimi gibi değişkenleri dikkate alan ve enerji tüketimini tahminlemeyi amaçlayan Deep Convolutional Neural Network isimli bir yapay sinir ağı modellemesi önerisinde bulunulmuştur (Modi et al. 2020).

Yayın taramasında elektrikli araç menzil mesafesini tahminleyen çalışmalar olsa da müşterilerin farklı hava koşullarında ve farklı sürüş davranış stillerinde enerji tüketimini tahminlemeyi amaçlayan bir çalışma rastlanmamıştır. Bu sebeple enerji tüketim tahminleme çalışması; dört mevsim koşulları, farklı sürüş modları, farklı parkurları ve ısıtma/soğutma tercihlerini kapsayacak şekilde genişletilmiştir.

3.METODOLOJİ

Karmaşık bir problem olan elektrikli araçların menzil mesafesinin gerçek zamanlı olarak tahminlenmesi için enerji tüketimini etkileyen değişkenlerin anlaşılması gerekmektedir. Batarya tüketimine etki eden özniteliklerin keşfi için makine öğrenmesi yaklaşımlarına dayanan iki aşamalı bir metodoloji önerisinde bulunulmuştur. Önerilen metodolojinin makine öğrenmesi modelleme aşaması olarak isimlendirilen ilk aşamasında, endüstride veri madenciliği uygulamalarında yaygın bir şekilde kullanılan CRISP-DM (Cross Industry Standard Process for Data Mining) isimli sürecin adımları takip edilmiş ve belirlenen performans kriterine göre en iyi sonuç veren makine öğrenmesi modeli seçilmiştir. İkinci aşamada ise batarya tüketimine en etki eden özniteliklerin belirlenmesini sağlayacak çıkarım analizi için belirlenen makine öğrenmesi modeli üzerinden permütasyon öznitelik önem derecesi hesaplama yönteminden yararlanılmıştır.



Şekil 1. Makine Öğrenmesi Modelleme ve Çıkarım Analizi Metodolojisi

Makine öğrenmesi modelleme aşamasının ilk adımında, problem tanımı "elektrikli araçların enerji tüketimini etkileyen en önemli özniteliklerin belirlenmesi" olarak yapılmıştır. Enerji tüketimi ölçüm kriteri olarak da "km başına enerji tüketim değeri" seçilmiştir. Bu problem için de farklı müşteri sürüş stilleri ve çevresel koşullara göre bazı senaryolar oluşturularak saha testleri/deneyleri tasarlanmıştır. Farklı müşteri deneyimlerinin yansıtılması için ilgili senaryolar; genel olarak dört mevsim koşullarını içeren farklı hava durumlarını, farklı sürücü davranış karakterini, araç içi ısıtma veya soğutma tercihlerini ve farklı seyahat parkurları dikkate alınarak tasarlanmıştır.

İş ihtiyacı anlaşılmasından sonra ikinci adımda, ilgili senaryolar doğrultusunda veri toplama sürecine geçilmiştir. Farklı mevsimlerde tanımlanan durumlar ve test parkurları altında aracın CAN-BUS modülü yardımıyla saniyenin onda bir frekans/çözünürlük ile veri toplanmıştır. İlgili veri seti; aracın batarya güç sistemi, ısıtma/soğutma sistemi, kabin sıcaklık sistemi, aktarma organı ve sürüş sistemi, coğrafi bilgi sistemi gibi alt sistemlerine ait verileri barındırmaktadır. Veri hazırlama ve modelleme adımları öncesinde, bu girdiler, Ar-ge uzmanları tarafından en ilişkili özniteliklerin belirlenmesi için değerlendirilmiştir.

Veri hazırlığı adımında yüksek çözünürlük ile toplanan veriler, parkur bazlı olarak özetlenmiş ve özellikle değişken değerlerinin parkur boyunca salınım hareketlerini yansıtılması için de çeşitli istatistik metriklere göre yeni değişkenler türetilmiştir.

Veri hazırlığının ardından, modelleme adımına geçilmiştir. Veri modelleme adımında kilometre başına tüketimi ifade eden "enerji/km" değeri çıktı olarak seçilip, geçmiş verilerden çıktı ve girdilerden yararlanarak öğrenme yaklaşımı olan denetimli makine öğrenme (supervised machine learning) yaklaşımı uygulanmasına karar verilmiştir. Bu doğrultuda veri seti, eğitim ve test kümesi olarak iki ana kümeye ayrılmıştır. Eğitim veri kümesi; çeşitli denetimli makine öğrenmesi algoritmalarının geliştirilmesi için kullanılmış ve daha sonra geliştirilen makine öğrenmesi algoritmaları test kümesi ile doğrulanmıştır. Modelleme adımında Bayesian Lineer Regression, Boosted Decison Tree Regression, Decision Tree Regression and Lineer Regression algoritmaları eğitilmiş ve test edilmiştir.

Model sonuçlarının değerlendirmesi adımında ise, modelleme adımında her bir öğretilmiş model kullanılarak test kümesi verileri ile enerji/km tahminlemesi yapılmış ve tahmin çıktıları gerçekleşen enerji tüketimi ile kıyaslanmıştır. Model sonuçları; ortalama mutlak hata (MAE: mean absolute error), Kök Ortalama Kare Hata (RMSE), Determinasyon katsayısı (R2: coefficient of determinations) gibi performans ölçütlerine göre kıyaslanmıştır.

$$MAE = \frac{1}{n}\sum_{t=1}^{n}|e_t| \tag{3.1}$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{t=1}^{n}e_t{}^2} \tag{3.2}$$

$$R2 = \frac{\sum_i(\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum_i(y_i - \bar{y})^2} \tag{3.3}$$

Denklem 3.1 ve 3.2'de yer alan "e", tahmin edilen değer ile gerçek değer arasındaki farkı, yani hatayı ifade etmektedir. "n" değeri ise gözlem sayısını ifade eder. Denklem 3.3'te yer alan y_i değeri her bir gözlemin enerji tüketim değerini, $\bar{y}$ ortalama enerji tüketimini, $\hat{y}_i$ her bir gözlem için tahmin edilen enerji tüketimi değerini temsil etmektedir. MAE ve RMSE değerlerinin sıfıra yakın olması ya da düşük olması, tahminleme de hata payının düşük olduğunu gösterir. R2 değerinin de 1'e yakın olması ise gerçek değer ile tahmin edilen değer arasındaki ilişkinin güçlü olduğunu göstermektedir. Bu performans ölçütleri doğrultusunda en iyi model seçilmiştir.

Çıkarım analizi aşamasında ise seçilen model kullanılarak en etkili özniteliklerin tespit edilmesi amaçlanmıştır. Permütasyon öznitelik önem algoritmaları kullanılarak özniteliklerin önem derecesi belirlenmiştir. Bu algoritmalar, özniteliklerin değerlerini sırası ile rasgele karıştırarak, seçilen performans ölçütü doğrultusunda model performansının ne kadar değiştirdiğini ölçmeye yarar. Dolayısıyla model performansında en fazla bozulmaya sebep olan öznitelik değer değişikliği, en yüksek önem derecesine sahip değişkenin tespit edilmesine imkân sağlar. İlgili çalışma ile belirlenen öznitelikler, batarya menzil tahminleme sistemi tasarımı için girdi oluşturacak değişkenlerdir.

3.1 MÜŞTERİ GERİBİLDİRİMLERİNİN TEST KOŞULLARINA DÖNÜŞÜMÜ

Test koşulları, bir ticari araç kullanıcısının karşılaşabileceği tüm senaryoların deneyimlenmesi için aşağıda bahsedilen metotlar analiz edilerek oluşturulmuştur.

- Firma bünyesindeki birimlerin geçtiğimiz süreçlerde yaptığı anketler göz önüne alınarak %50 şehir içi, %25 şehir dışı, %25 dağ yolu oranına yaklaşılması planlanmıştır.

Tablo 1. Firma bünyesinde yapılan anketler sonucu ortalama kullanıcı yol tipi kullanım yüzdesi

Firma bünyesinde yapılan anketler sonucu ortalama kullanıcı yol tipi kullanım yüzdesi	
Şehir içi	%50
Otoban	%25
Dağ yolu	%25

- Şirketin partnerleri ile çalışmalarının analiz edilerek yol tipi, trafik durumu, rakım değişimi parametreleri belirlenmiştir.

Tablo 2. Partner firmanın çalışmalarının analizi sonucu yol tipi kullanım yüzdesi

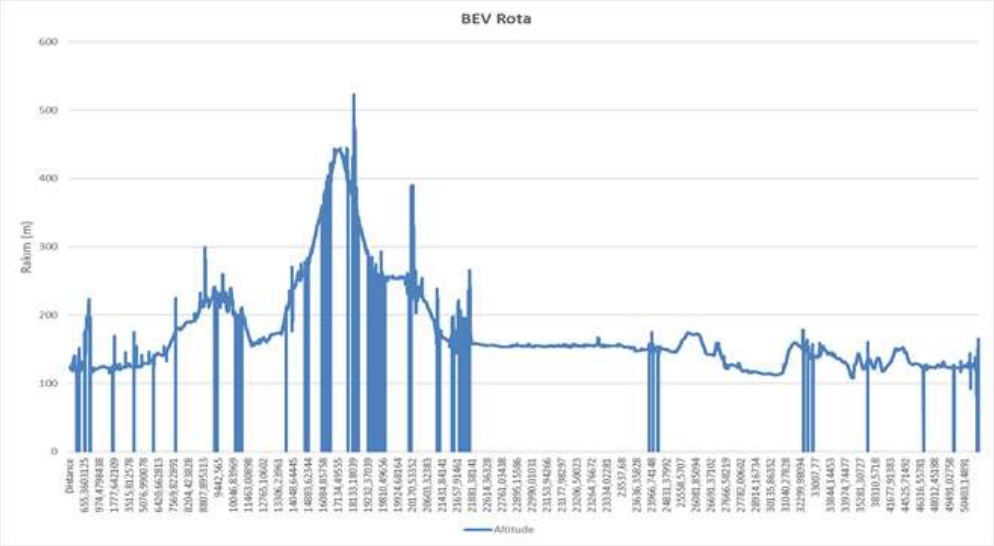
Partner firmanın çalışmalarının analizi sonucu yol tipi kullanım yüzdesi	
Şehir içi	%57
Otoban	%28
Dağ yolu	%15

- NEDC çevrimi yerine geçen WLTP çevrimleri analiz edilmiştir.

Yukarıda belirttiğimiz girdilerin analiz edilmesi sonucunda firma konumundan çıkışlı ve dönüşlü, içerisinde şehir içi sıkışık trafik, şehir içi akıcı trafik, şehir dışı, otoban, dağ yolu çıkışı ve inişi rota oluşturulmuştur.

Tablo 3. Proje için oluşturulan rota yol tipi kullanımı yüzdesi

Proje için oluşturulan rota yol tipi kullanımı yüzdesi	
Şehir içi	%60
Otoban	%25
Dağ yolu	%15



Şekil 2. Elektrikli Araç Test Rotası Rakım Bilgisi

4. KULLANIM DURUMU

Önerilen iki aşamalı makine öğrenimi metodolojisi, ticari bir aracın batarya menzil mesafesi için en ilişkili değişkenleri bulmak için uygulanmıştır. Metodoloji bölümünde de bahsedildiği üzere geçmiş verilerden yararlanılarak makine öğrenmesi algoritmaları kullanılarak batarya menzil mesafesinin en önemli bileşenlerinden biri olan "enerji/km" değerinin tahmini yapılmıştır.

Veri anlama (Data Understanding) adımında; elektrikli aracın CAN-BUS modülü üzerinden toplanan çeşitli değişkenlerin yanında; parkur bilgisi, yolcu ağırlık bilgileri vb. değişkenler de veri setini genişletmek amacıyla eklenmiştir. Farklı iklim koşullarının yansıtılması amacıyla araç testleri 4 mevsim koşulları altında planlanmıştır. Bu mevsimlerde; farklı sürüş modu, klima veya ısıtma sistemi kullanım durumu, araç ağırlığı gibi farklı sürüş durumlarını yansıtan 8 ayrı senaryo çalışması yapılmıştır. Böylece, müşterilerin maruz kaldığı farklı çevresel koşullar ve sürüş deneyimleri simüle edilmiştir. Ayrıca, farklı trafik yoğunluğu ve coğrafik koşulları yansıtacak şekilde ilgili senaryolar parkurlarda test edilmiştir. Otoyol, şehir içi, kırsal, dağ tırmanışı, dağdan iniş gibi yol tipleri bu parkurları oluşturmaktadır.

SÜRÜŞ KOŞULLARI	DURUM
SÜRÜŞ MODU	EKONOMİK/SPORTİF SÜRÜŞ
KLİMA	AÇIK/KAPALI
ISITICI	AÇIK/KAPALI
AĞIRLIK	VAR/YOK

Şekil 3. Testlerdeki Araç Testi Sürüş Koşulları.

Bu çalışma kapsamında, veri toplama sürecinde yukarıda bahsedildiği üzere 2 mevsim ve 5 farklı parkur ve 8 ayrı sürüş senaryosunu dengeli bir biçimde barındıracak şekilde 940 ayrı ölçüm verisi tutulmuştur. Saniyenin onda biri sıklıkta 26 farklı değişken için toplanan veriler, farklı istatistiksel değerler elde etmek için parkur bazında özetlenmiştir. Değişken türetme çalışmaları ile değişkenlerden yeni değişkenler elde edilerek 51 adet değişken modele girdi olarak verilmiştir. Benzer şekilde her bir parkur için enerji/km değeri de elde edilerek modele çıktı değişken olarak verilmiştir.

Modelleme adımında, toplanan ve özetlenen veri kümesi, %70-%30 oranında eğitim ve test seti rassal bir şekilde ikiye ayrılmıştır. Eğitim veri kümesi, makine öğrenmesi algoritmalar eğitilmek için kullanılmıştır. Model eğitme işleminin ardından, eğitim dışında tutulan küme olan test veri kümesi kullanılarak ilgili algoritmalar ortalama mutlak hata (MAE: mean absolute error), Kök Ortalama Kare Hata (RMSE), Determinasyon katsayısı (R2: coefficient of determinations) gibi performans ölçütlerine göre kıyaslanmıştır.

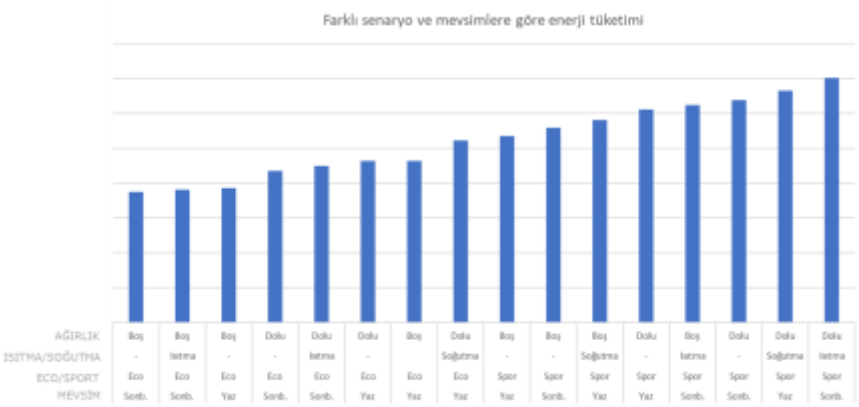
5. BULGULAR VE TARTIŞMA

Enerji tüketimine etki eden değişkenlerin belirlenmesi için mevsimsel olarak veri toplama süreci yürütülerek, makine öğrenmesi modellemesi yapılmıştır. Yaz ve sonbahar mevsimlerinde, belirlenen parkurlardaki enerji tüketimleri Şekil 5'de sunulmuştur. Veri hazırlığı adımında yapılan tanımlayıcı istatistik analiz çalışmalarına göre; enerji tüketiminin özellikle soğutma sisteminin etkisi ile yaz mevsiminde sonbahar mevsimine göre daha fazla olduğu gözlenmiştir. Ayrıca parkurlar arasındaki enerji tüketim farkları incelendiğinde, coğrafi koşul ve trafik yoğunluğu etkisinin beklendiği gibi etkisi görülmüştür. Tüketim oranı sırasıyla, yokuş tırmanış, şehir içi, kırsal, otoyol ve yokuş iniş olarak saptanmıştır. Özellikle yokuş iniş parkurunda rejeneratif enerji etkisi ile tasarruf sağlandığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4. Mevsim ve Parkura Göre Enerji Tüketimi

Tanımlı senaryolara göre enerji tüketimi incelendiğinde mevsimden bağımsız olarak spor sürüşün enerji tüketimini artırdığı gözlenmiştir. Ayrıca beklendiği gibi ısıtma ya da soğutma sisteminin devrede olması enerji tüketimini artırmaktadır. Ayrıca aracın yüklü olması da tüketimi artıran bir etkendir.



Şekil 5. Farklı senaryo ve mevsimlere göre enerji tüketim

Tanımlayıcı istatistiksel analiz çalışmaları, enerji tüketimine sebep alan bazı unsurların keşfini sağladığı gibi, yapılan deneylerin farklı müşteri sürüş ve çevresel koşullarını yansıttığını göstermiştir.

Uzman görüşüne dayalı olarak seçilen öznitelikler ve bu özniteliklerden türetilen yeni değişkenler ile 12 farklı makine öğrenmesi algoritması eğitilmiş ve test edilmiştir. Tablo 4'te bu algoritmaların performans sonuçları paylaşılmıştır. Algoritma sonuçları kıyaslandığında en iyi tahmin başarısını elde eden algoritmanın yapay sinir ağları (ANN) olduğu gözlemlenmiştir.

Seçilen algoritmaların tamamı tahminlenen ile gerçek tüketim değeri arasındaki ilişkinin gücünü gösteren R2 (Belirleme katsayısı) 0.9'un üzerinde olup, güçlü bir tahmin çıktısı olduğunu göstermektedir. ANN algoritması 0.99 değeri ile başı çekmektedir. Ortalama mutlak hata değeri ise 11.6 değeri ile tatmin edici bir seviyededir.

Tablo 4. Model performans kıyaslaması

Makine Öğrenmesi Algoritması	MAE	MSE	RMSE	r2
LinearRegression	12.000	233.440	15.279	0.988
Random Forest Regression	14.603	356.944	18.893	0.982
PolynomialRegression3	22.911	1530.932	39.127	0.921
Decision Tree	17.175	553.348	23.523	0.972
SVR (Supported Vector Regressor)	13.930	654.660	25.586	0.966
Extra_Tree_Regressor	11.336	251.811	15.869	0.987
Ada_Boost_Regressor	22.361	746.928	27.330	0.962
Gradient Boosting Regressor	12.620	279.486	16.718	0.986
StackingRegressor	11.913	238.166	15.433	0.988
Hist_gradient_boosting	11.804	223.593	14.953	0.988
VotingRegressor	12.351	260.691	16.146	0.987
ANN (Artificial Neural Network)	11.609	230.467	15.181	0.992

6. SONUÇLAR

Gerçek enerji tüketim değeri ile tahmin edilen enerji tüketim değeri arasındaki korelasyonun yaklaşık %99 gibi bir değerde olması, uzmanlar tarafından seçilen değişkenlerin enerji tüketiminin açıklanması için yeterli olduğunu işaret etmektedir. (Tablo 4). Yapılan çalışma; iki mevsim koşulları ve araç üzerindeki connectivity donanımında gelmesi beklenen yol durum bilgileri, algoritmaya yansıtılmış ve %98-%99 oranlarına tahmin başarısı elde edildiğini gözlemlenmiştir. Ancak farklı koşulların etkisi ile ve anlık yol durum bilgisinin erişilebilir olmadığı durum için tahmin

performansının %95 seviyelerine gerilemesi beklenmektedir. Bu sebeple, ileriki dönemde farklı mevsim koşullarının algoritma geliştirme sürecine eklenmesi ve anlık yol durum bilgisinin batarya tüketim tahminleme algoritmasına entegre edilmesi ile ilgili çalışmalar yapılması gerekmektedir.

Geliştirilen bu tahminleme modelinden yola çıkılarak; değişken havuzunda hangi girdi setlerinin enerji tüketimini daha iyi açıkladığının tespiti için çıkarım analizi yapılmıştır. Bu analiz kapsamında seçilen ANN algoritmasındaki girdiler, teker teker dışarı alınmış; model eğitimi yapılarak testler tekrarlanmış ve performansın nasıl değiştiği incelenmiştir.

Her bir girdi değişkeni çıkarıldıktan sonra; model performansında en fazla düşüşe sebep olan değişkenlerin model açıklayıcılığı açısından önemli olduğu, model performansında yükselmeye sebep olan değişkenlerin ise tahmin performansını negatif etkilediği ya da diğer değişkenler tarafından temsil edildiği sonucunun çıkarılmasını sağlamıştır. Böylece enerji tüketimi için ön plana çıkan değişken kümesi tespit edilmiştir.

Bu bilgiler doğrultusunda oluşan parametreler & değişkenler aracın kontrol ünitesinde koşan algoritmaların optimize edilmesinde kullanılacak olup, müşterinin kullanım parametrelerine göre hesaplama yapılarak müşteriye en uygun menzil değeri sunulması planlanmaktadır. Bu sayede müşterinin kullanım sırasında batarya menzili ile ilgili kaygılarının azaltılması hedeflenmektedir.

Bu çalışmaya sağlanan girdiler sonbahar ve yaz mevsim verilerine göre yapılmış olup, ilerleyen çalışmalarda kış ve ilkbahar verileri ile zenginleştirilecektir.

KAYNAKLAR

[1] Sarıkurt T.*, Balıkçı A. “Tam elektrikli araçlar için özgün bir enerji yönetim sistemi uygulaması”, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University 32:2 (2017), pp. 323-333

[2] URL 1: InsideEVs (2019), Here's How To Calculate Conflicting EV Range Test Cycles: EPA, WLTP, NEDC, https://insideevs.com/features/343231/heres-how-to-calculate-conflicting-ev-range-test-cycles-epa-wltp-nedc/, 07.03.2019

[3] Akıllı E., Şimşek M. “Standart Seyir Çevrimleri Ve Model Tabanli Simülasyonda Elektrikli Araçta Harcanan Enerji Karşilaştirmasi,”, 3. Internatinonal Conference on Materials Science, Mechanical and Automotive Engineerings and Technology (IMSMATEC’20) , 24-26 June 2020, pp:250

[4] Haaren R. V. “Assessment of Electric Cars‟ Range Requirements and Usage Patterns based on Driving Behavior recorded in the National Household Travel Survey of 2009” (2011), Earth and Environmental Engineering Department, Columbia University, Fu Foundation School of Engineering and Applied Science, A Study conducted as part of: Solar Journey USA, pp:32

[5] Yuan Q. ,Hao W., Su H., Bing G. “Investigation on Range Anxiety and Safety Buffer of Battery Electric Vehicle Drivers”, Hindawi Journal of Advanced Transportation Volume 2018, Article ID 8301209, (2018) 11 pages

[6] Melliger M. A.*, Vliet V.O. P.R., Liimatainen H. “Anxiety vs reality – Sufficiency of battery electric vehicle range in Switzerland and Finland”, Transportation Research Part D 65 (2018) 101–115

[7] Needell, Z., McNerney, J., Chang, M. “Potential for widespread electrification of personal vehicle travel in the United States”, Nature Energy 1, 16112 (2016)

[8] Pearre, N.S., Kempton, W., Guensler, R.L., Elango, V.V., “Electric vehicles: how much range is required for a day’s driving?”, Transportation Research Part C Volume19 (6), (2011) , Pages 1171–1184.

[9] Yao E., Yang Z. Song Y., Zuo T. “Comparison of Electric Vehicle’s Energy Consumption Factors for Different Road Types”, Hindawi Publishing Corporation, Discrete Dynamics in Nature and Society, Volume 2013, Article ID 328757, 7 pages

[10] Weigert, T., Tian, Q. Ve Lian, K. (2011). “State-of-charge prediction of batteries and battery–supercapacitor hybrids using artificial neural networks”. Journal of Power Sources, 196 (8), pp. 4061-4066.

[11] Liu, Y., Shu, X., Yu, H., Shen, J., Zhang, Y., Liu, Y., Chen, Z. (2021). “State of charge prediction framework for lithium-ion batteries incorporating long short-term memory network and transfer learning”. Journal of Energy Storage, 37.

[12] Babaeiyazdi, I., Rezaei-Zare, A. & Shokrzadeh, S. (2021). “State of charge prediction of EV Li-ion batteries using EIS: A machine learning approach”. Energy, 223.

[13] Ma, J., Shang, P., Zou, X., Ma, N., Ding, Y.,Sun, J. & diğ. (2021). "A hybrid transfer learning scheme for remaining useful life prediction and cycle life test optimization of different formulation Li-ion power batteries. Applied Energy", 282.

[14] Bi, J., Wanga, T., Shaoa, S. & Cheng. Y. (2018). "Residual range estimation for battery electric vehicle based on radial basis function neural network". Measurement 128, 197-203.

[15] Çeven, S., Albayrak, A. & Bayır, R. (2020). "Real-time range estimation in electric vehicles using fuzzy logic classifier". Computers & Electrical Engineering, 83.

[16] Modi, S., Bhattacharya, J. & Basak, P. (2020). "Estimation of energy consumption of electric vehicles using Deep Convolutional Neural Network to reduce driver's range anxiety". ISA Transactions, 98, 454-470.

TAM ELEKTRİKLİ VE DİZEL YAKIT KULLANAN HAFİF TİCARI ARAÇLARIN ENERJİ TÜKETİMİ YÖNÜNDEN KIYASLANMASI

Emre Akıllı, Mustafa Şimşek
TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş. Ar-Ge, Bursa, Türkiye
Güç Sistemleri Müdürlüğü
emre.akilli@tofas.com.tr , mustafa.simsek@tofas.com.tr

ÖZET

Son yıllarda bataryalı elektrikli araçların (BEV) kullanıcılar tarafından bilinirliğinin artması ve kullanımının günden güne yaygınlaşması ile gelişen teknolojilerin otomotiv üreticileri tarafından benimsendiği ve üreticilerin elektrifikasyon alanındaki çalışmalarını arttırdıkları gözlemlenmektedir. Araç elektrifikasyonu, araç güç aktarma organlarının verimliliğini artırmak, azalan fosil yakıt kaynaklarına bağımlılığı azaltmak ve politika yapıcılar tarafından belirlenen katı emisyon hedeflerini karşılamak için daha yüksek potansiyele sahip stratejilerden biridir. Mevcut araçların tüm teorik değerlendirmelerine ve üreticinin iddia ettiği verimlilik ve emisyon kayıtlarına rağmen, elektrikli araçların (BEV), içten yanmalı motorlu (ICE) araçlarla gerçek hayattaki karşılaştırmalarına ilişkin veri eksikliği bulunmaktadır. Şehir lojistiği, kentsel mobilite emisyonlarının yaklaşık %25'ini oluşturduğundan, bataryalı elektrikli araçlar (BEV) ve dizel dağıtım araçlarına odaklanılmıştır. Yapılan karşılaştırmalarda farklı OEM'lerin aynı tip araçlarının elektrikli ve dizel değerleri karşılaştırılmış olup, çıkan sonuçlara göre elektrikli araçların WLTC karışık ölçümlerde dizel versiyonlara göre %62,2 ila %70,6 arasında daha az enerji harcadığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Elektrikli Araç, WLTC, Yakıt, Enerji Harcama, Dizel, İçten Yanmalı Motor, ICE, Elektrifikasyon, Hafif Ticari Araç, LCV

COMPARISON OF LIGHT COMMERCIAL VEHICLES USING FULL ELECTRIC AND DIESEL FUEL IN TERMS OF ENERGY CONSUMPTION

ABSTRACT

In recent years, with the increasing awareness and usage of battery electric vehicles (BEV) by users, it is observed that developing technologies have been adopted by automotive manufacturers and OEM have increased their work in the field of electrification. Vehicle electrification is one of the higher potential strategies to increase the efficiency of vehicle powertrains, reduce dependence on dwindling fossil fuel sources and meet strict emission targets set by policymakers. Despite all the theoretical evaluations of existing vehicles and the manufacturer's claimed efficiency and emission records, there is a lack of data on real-life comparisons of electric vehicles (BEVs) with internal combustion engine (ICE) vehicles. The focus is on battery electric vehicles (BEVs) and diesel delivery vehicles, as city logistics accounts for about 25% of urban mobility emissions. In the comparisons, the electric and diesel energy consumption values of the same type vehicles of different OEMs were compared, and according to the results, it was seen that electric vehicles consumed %62,2 to %70,6 less energy than diesel versions in WLTC mixed measurements.

Keywords: Electric Vehicles, WLTC, Fuel, Energy Consumption, Diesel, Internal Combustion Engine, ICE, Electrification, Light Commercial Vehicle, LCV

1.GİRİŞ

Araç elektrifikasyonu, araç güç aktarma organlarının verimliliğini artırmak, azalan fosil yakıt kaynaklarına bağımlılığı azaltmak ve politika yapıcılar tarafından belirlenen katı emisyon hedeflerini karşılamak için daha yüksek potansiyele sahip stratejilerden biridir. Mevcut araçların tüm teorik değerlendirmelerine ve üreticinin iddia ettiği verimlilik ve emisyon kayıtlarına rağmen, elektrikli araçların (BEV), içten yanmalı motorlu (ICE) araçlarla gerçek hayattaki karşılaştırmalarına ilişkin veri eksikliği bulunmaktadır (Martin et al. 2013).

1990-2010 zaman çerçevesi için karayolunda yük taşımacılığında %40 daha fazla yolcu-kilometre ve %80 daha fazla ton-kilometre artış ile görülebileceği gibi, otomobille daha fazla kilometre gitme eğilimi rapor edilmiştir (Hooftman et al. 2016).

Şehir lojistiği, kentsel mobilite emisyonlarının yaklaşık %25'ini oluşturduğundan, bataryalı elektrikli araçlar (BEV) ve dizel dağıtım araçlarına odaklanılmıştır. Yeni BEV araçların, eski dizel araçların yerini aldığı ve elektrik karışımının nispeten temiz olduğu şehirlerde CO_2 emisyonları ve hava kirleticileri sırasıyla %93–98 ve %85–99 oranında azalır (Giordano et. Al. 2018).

Elektrikli ticari araçlar, kilometre başına düşük operasyon ve bakım masrafları ile sera gazı emisyonlarını ve kirliliği önemli ölçüde azaltma potansiyeline sahiptir. CO_2 emisyonlarıyla ilişkili etkileri sınırlamak için sosyal ve politik baskılar ve fosil yakıtlara olan bağımlılığımız hızla artmaya devam ediyor. Şehir içi kullanımında navlun ve ticari araçlar kükürt oksit, azot oksitler ve partikül madde gibi sağlıksız hava kirleticilerinin büyük bir kısmından sorumludur (Feng et al. 2012).

Avrupa'yı uzun vadeli iklim nötrlüğüne doğru bir yola sokmak için ulaşım emisyonlarının büyük ölçüde azaltılması gerekiyor. E-ticaretin yükselmesi nedeniyle ticari taşımacılığın ve özellikle son kilometre teslimatının artması bekleniyor. Bu çerçevede, elektrikli hafif ticari araçlar (eLCV'ler) gelecek vaat eden düşük emisyonlu bir çözüm olabilir (Tsakalidis et al. 2020).

Tek başına eLCV'lerin yüksek penetrasyonu, 2030'a kadar toplam nakliye CO_2 emisyonlarında %3'ün üzerinde bir azalmaya yol açabilir. Azot oksit (NOx) ve partikül madde (PM) gibi kirletici emisyonlar için azalma eşit veya hatta daha yüksek olacaktır. 2030'a kadar PM durumunda, çeşitli kentsel alanlarda konsantrasyonlarda yaklaşık %2 oranında azalma anlamına gelebilir (Tsakalidis et al. 2020).

Elektrikli araçlar rölanti kayıpları ve başlangıçta verimsiz kavrama olmadığından, rejeneratif frenleme yoluyla fren enerjisinin bir kısmını geri kazanabildiklerinden şehir içi trafiğinde ICE'den daha verimlidirler (Martin et al. 2013).

2.LİTERATÜR TARAMA

2.1.Kuyudan Tekerleğe Yaklaşımı (WTW)

Kuyudan tekerleğe çalışmaları farklı yolcu araçlarının enerji tüketimini, ekonomik maliyetini, çevresel etkilerini değerlendirmek ve karşılaştırmak için bir araç olarak kullanılabilir (Orsi et al. 2016).

Emisyon ve tüketim rakamları, yalnızca yakıtın tüketimini ve araç kullanımı sırasındaki emisyonları yansıttığı için daha fazla analiz gerektirir. Elektrik şebekesinden aracın bataryalarına yüklenen elektrik enerjisi ayrıca üretim, nakliye ve dağıtım aşamasında ilişkili emisyonlara sahip olacaktır. Araç yaşam döngüsünün birincil enerji tüketimi ve CO_2 emisyonlarının tam kaydının ölçülmesi gerekiyorsa, yalnızca araç kullanımı sırasındaki emisyonlar otomotiv endüstrisi zorunlu hedef uyumluluğunun temeli olsa bile, bir kuyudan tekerleğe (Well-to-Wheel: WTW) enerji verimliliği ve emisyon hesaplaması kullanılmalıdır. WTW analizi, Kuyudan Tanka (Well-to-Tank: WTT) ve Tanktan Tekerleğe (Tank-to-Wheel: TTW) aşamalarına ayrılabilir (Martin et al. 2013).

2.2.Kuyudan Tanka Yaklaşımı (WTT)

Avrupa'da benzin ve dizel yakıtları çıkarmak, rafine etmek ve tedarik etmek için harcanan enerji sırasıyla yaklaşık 0,08 ve 0,10 MJ / MJ olup, sırasıyla %93 ve %91 WTT enerji verimliliği sağlar. (Martin et al., 2013)

BEV'lerde WTT kısaltması elbette analog olarak kullanılır, yani birincil enerji kaynağından aracın enerji depolama sistemine giden yol anlamına gelir. Hidroelektrik barajların enerji dönüşüm verimliliği %90'ı aşabilirken, dünyadaki en gelişmiş kombine çevrim santralinin (gaz + buhar türbini) verimliliği %60'ı neredeyse geçmez (yeni tesisler için tipik verimlilik %55'tir). Buhar türbini tesisleri ortalama %44 verimlilik içinde yer alır (Martin et al. 2013). Elektrik enerjisi taşımacılığının verimliliği de %92 civarındadır (Eaves al., 2004).

2.3.Tanktan Tekerleğe Yaklaşımı (TTW)

İçten yanmalı motora (ICE) sahip bir araç ile elektrikli aracı karşılaştırmak pek kolay değildir. Her araç tipinde, araca sağlanan enerji, aracı hareket ettirmek için etkin bir şekilde kullanılıncaya kadar bir enerji tedarik ve dönüşüm süreçleri zinciri gerçekleşir. Bu süreçlerin her biri, çeşitli faktörlere bağlı olduğu için ölçülmesi her zaman kolay olmayan belirli bir enerji verimliliğine sahiptir ve bunların bazılarının ölçülmesi çok zordur (Martin et al., 2013).

2.4.Tedarik ve Şarj Verimliliği

ICE arabaları, yakıt ikmali sırasında neredeyse hiç yakıt kaybı olmadığından (özellikle uçucu olmayan dizel durumunda) ve işlem sırasında herhangi bir enerji içeriğini kaybetmediğinden neredeyse %100 enerji tedarik verimliliğine sahiptir. Aynısı BEV için doğru değildir, çünkü pilleri yeniden şarj etme sürecinde, esas olarak şarj cihazı ve pil hücrelerinin iç direnci nedeniyle sırasıyla yaklaşık %89 ve %94 enerji kayıpları vardır. Ancak bu değerler, şarj moduna (yavaş / hızlı) ve pilin kimyasına göre kesinlikle önemli ölçüde değişecektir. (Eaves et al, 2004, Martin et al., 2013)

2.5.Bataryadaki Enerji Dönüşümü

Bir BEV'de deşarj olan pillerin enerji dönüştürme verimliliği, pilin şarj durumu (State of Charge: SoC), deşarj oranı, pilin şağlık durumu (State of Health: SoH) veya pil sıcaklığı gibi faktörlere bağlıdır. Lityum pillerdeki yüksek sıcaklıklar kullanım ömrü boyunca bozulmaya neden olur. Soğuk sıcaklıklar ise güç ve enerji çıkışını düşürerek performansı ve BEV sürüş menzili özerkliğini sınırlar. Pillerin çok çeşitli deşarj oranlarında ve harici sıcaklıklarda çalışabilmesini sağlamak, pillerin verimini, güvenliğini ve ömrünü artırmak için pillerin termal yönetim sistemlerini kullanması esastır (Martin et al., 2013).

En önemli özellik, amper-saat (Ah) cinsinden ölçülen pil kapasitesidir. Bunun yanında watt-saat (Wh) olarak ölçülen bataryada depolanan enerji (kapasite- boşalma sırasındaki ortalama gerilim) dikkatlice hesaplanmalıdır. Yüzde olarak gösterilen bataryanın kullanılabilir şarj durumu (SOC) mevcut şarj durumunu gösterdiği için önemlidir. Lityum pil, hafifliği, yüksek özgül enerjisi, yüksek özgül gücü ve yüksek enerji yoğunluğu nedeniyle gelecek vaat eden enerji depolama cihazlarından biridir (Tie et al, 2013).

2.6.Elektrik Makinası ve Güç Elektroniği

BEV güç aktarma organları komponentleri olan; güç elektroniği ve elektrik makinasındaki teknolojik gelişmeler nedeniyle güç aktarım sistemi verimlilik rakamları %89'a ulaşabilmektedir. Bu oran motor sürücü ve motorun birleşik verimliliklerini içerir (Eaves et al, 2004). ICE aracında olduğu gibi, elektrik motorlarının verimliliği esas olarak tork ve hız haritasındaki konumdan etkilenecektir. Yüksek hızlar, yüksek mekanik kayıplara neden olurken; yüksek torklar yüksek akımlar gerektirecek ve joule etkisinden kaynaklanan kayıpları artıracaktır (Martin et al., 2013).

Tablo 1. EV Komponent Verimlilikleri (Albatayneh et al. 2020)

EV Komponentleri	Verimlilik (%)
AC-DC Dönüştürücü	90-96
Batarya Girişi	90-99
Batarya Çıkışı	93-98
DC-AC Dönüştürücü	96-98
Elektrik Makinası	81-95
Mekanik Aktarma	89-98

2.7.İçten Yanmalı Motor (ICE)

ICE'li araçlar, gelen enerjiyi (yakıtta / bataryada bulunan kimyasal enerji) motor aracılığıyla çekiş mekanik enerjisine dönüştürürken genellikle elektrik motorlarından daha düşük enerji verimliliği sergiler. Termal motorların verimliliği, tipik elektrik motoru verimliliğinden (teorik sınırı olmayan) çok daha düşük olan teorik bir maksimum (Carnot verimliliği, yaklaşık %60) ile sınırlıdır. Motor verimliliği, sürüş sırasında kullanılan motor haritasının bölgesine bağlıdır. Tipik olarak verimlilik, tam yük koşullarına yakın (gaz pedalına tam basıldığında) ve hafif ila orta motor hızlarında zirveye ulaşır. Bu koşullar için bir benzinli motor yaklaşık %33 verimlilik gösterirken, dizel motorlar genellikle %40'ı aşar. Bununla birlikte, özellikle şehir içi sürüş veya yüksek performanslı sürüş koşullarında ortalama verimlilik önemli ölçüde düşecektir. Bazı kaynaklar, %12 ila %20 arasında değişen bir ortalama verimlilikten bahsederler (Martin et al., 2013).

ICE'nin TTW verimliliği, hız, yük koşulları, araç ağırlığı, sürücü davranışı ve yol koşulları gibi çeşitli faktörlere bağlıdır. ICE'nin TTW verimliliği benzinli ICE'ler için %14–33, dizel ICE'ler için % 28–42 aralığında bulunmuştur (Albatayneh et al. 2020).

2.8.Aktarma

Elektrikli otomobillerin çoğu sıfır hızlarda bile yüksek torka sahip olduğundan sabit bir aktarım ilişkisine sahiptir. BEV'lerin aksine, ICE arabalarının çok vitesli bir şanzımana ihtiyacı vardır. Bununla birlikte, elektrikli araçlarda çok vitesli bir dişli kutusunun kullanılması, yüksek motor hızından kaynaklanan enerji kaybını azaltmak ve daha esnek bir tork aralığı elde etmek için yararlı olabilir. Örneğin, bir küçük motor, kabul edilebilir bir başlangıç torku sağlamak için yüksek redüksiyon oranları kullanmalıdır. Ancak bu durum, aracın en yüksek hızını düşürecektir. Genel iletim verimliliği yaklaşık %98 civarında olup, oldukça yüksek olarak ifade edilebilir (Martin et al., 2013).

3.ARAÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

BEV'ler ile ICE'ler arasında enerji tüketimini etkileyen iki temel fark vardır. Birincisi, BEV'lerdeki elektrik motorları neredeyse tüm çalışma durumlarında %85-90 civarında verimlilik değerlerine sahipken, içten yanmalı motorların enerji verimliliği maksimum %40 mertebesindedir ve bu sadece sınırlı bir tork ve hız aralığı dahilindedir. İkincisi, BEV'lerin frenlemeden rejeneratif enerji üretme yeteneği bulunmaktadır (Braun et al. 2017).

Tahrik türlerinin teknik yerleşiminden başlayarak, farklı sürüş durumları için BEV'lerin ve ICE'lerin göreceli tüketim farklılıklarında varyasyonlar beklenmektedir. Sürüş durumu, sürüş ortamının özelliklerine (örneğin yol tipi, ortam sıcaklığı, yol eğimi) ve ayrıca çeşitli araç içi özelliklerine (örneğin sürüş stili, yük durumu vs.) göre belirlenir (Braun et al. 2017).

Elektrikli bir araçtaki enerji tüketimi, aracın genel verimliliğini ve performansını etkilediği için bir diğer önemli husustur. Geleneksel ICE araç, toplam enerjinin yalnızca yaklaşık %15'ini faydalı harekete dönüştürür (Tie et al, 2013).

Genel olarak, geleneksel ICE araçlardaki çoğu elektrikli aksesuar yükü, BEV yükleriyle karşılaştırılabilir. Bunun nedeni, çoğu otomobil üreticisinin elektrikli araçlarda kullanılan enerji depolama sistemi ile aracın menzilini en üst düzeye çıkarılmasına odaklanmış olmasıdır. Araçtaki elektrikli aksesuar yükleri arasında elektrikli direksiyon, elektrikli frenler, klima sistemleri, farlar, radyo sistemi, navigasyon sistemi, yardımcı akü vb. yer almaktadır. Bununla birlikte, yeni teknoloji, geleneksel yüklerden daha yüksek güç tüketen ve daha gelişmiş elektrik yükünün (yüksek verimli ayarlanabilir hızlı klima ünitesi, güç elektroniği kontrollü direksiyon, elektronik fren kuvveti dağıtımı vb.) kullanılmasına yol açmıştır (Tie et al., 2013).

Yol özellikleri hem BEV'ler hem de ICE'ler için önemli tüketim faktörleridir. Yol özellikleri; yol genişliği, hız sınırları ve çevre yapısı gibi bir yolun sabit koşullarının yanı sıra trafik hacmi gibi değişken koşulları içerir. Bu özellikler birbiriyle ilişkilendirildiği için, genellikle tipik yol türlerini içeren tek bir değişkene yoğunlaşmaktadır (Örneğin, "kentsel", "şehir dışı" ve "otoyol"). Daha büyük hız salınımları ile karakterize edilen yol koşullarında (örneğin şehir içinde, yoğun saatlerde) BEV'lerin verimlilik avantajlarının, daha istikrarlı sürüşle karakterize edilen yol koşullarından (örneğin şehir dışı yollarda, yoğun olmayan yollarda) daha önemli olması beklenmektedir. Bu durumun ilk faktörlerinden biri, BEV'lerin geri kazanımlı frenleme (frenlemeden enerjiyi yeniden üretme) kabiliyetidir. Diğeri ise, içten yanmalı motorların maksimum verimliliği yalnızca belirli bir yükte elde edildiğinden, ICE'lerin güçlü değişen yük aralıklarının olduğu kentsel alanlarda daha az avantajlı olmasıdır (Braun et al. 2017).

Avrupa Komisyonu, mevcut politikaların bir tip onay sürecinde yeni ve daha gerçekçi test prosedürünü devreye almıştır. Dünya Genelinde Uyumlu Test Çevrimi- Worldwide Harmonized Light Vehicle Test Cycle (WLTC) kirletici ve CO_2 emisyonlarını belirlemek için küresel bir standart olarak geliştirilmiştir. WLTC ile daha sağlam bir test temeli ve gerçek karayolu taşıtlarının operasyonunu daha iyi temsil eden bir prosedür sağlamak amaçlanmaktadır (Tsiakmakis et al. 2017).

Karşılaştırılan her iki ticari araç da aynı şartlar altında karşılaştırma yapılabilmesi için WLTC çevrimlerinde araçlar test edilmiştir. Çıkan sonuçlar da bu çevrimden elde edilen veriler ile karşılaştırılmıştır.

Tablo 2'de test edilen EV ve ICE araçların özellikleri gösterilmiştir.

Tablo 2. Test Edilen EV ve ICE Özellikleri

Motor Tipi	AC Endüksiyon	1.6 lt Dizel
Maksimum Güç	85 kW	90 kW
Maksimum Moment	240 Nm	300Nm
Maksimum Hız	135 km/s	177km/s
0-100 km/s Hızlanma Süresi	12,7 sn	13,4sn
Saklanan Enerji (kWh)	29,3	636**
Araç Test Ağırlığı	2125 kg	1980 kg
Vites	Direct drive (1 vites)	6 vites
Yakıt Tüketimi (Şehirlerarası / Şehiriçi / Karışık) lt/100km) *	-	6 / 7,8 / 6,6

* Firma tarafından sağlanan gösterilen yakıt tüketimi değerleri kati değerler olmayıp, üretim döngüsündeki değişiklikler sonucunda fark gösterebilir. GCA bayi ağındaki belirli resmi bayilerde daha güncel değerler bulunacaktır. Her durumda, müşteri tarafından satın alınan aracın resmi yakıt tüketimi değerleri araçla birlikte verilen belgelerle sunulacaktır. CO_2 ve yakıt tüketimi değerlerinin araçla ilgili vergi ve harçların hesaplamasında kullanıldığı durumlarda her bir ülkedeki ilgili kanunlar anılmalıdır.
** 1 lt dizel'den elde edilen enerji 10,6 kWh'dır (URL 1, 2016). 60lt'lik yakıt deposunun enerji değeri 636kWh'dur.

Her iki aracı da karşılaştırdığımızda; daha az güce sahip bir motora sahip olmasına rağmen ivmelenmesi ICE'li araca göre (%5) daha iyi durumdadır. Bunun temel nedeni elektrik makinesinin çok düşük hızlardan itibaren maksimum torku üretebilmesidir. Ayrıca BEV'de yalnızca bir vites varken, ICE araçta 6 vitesli bir vites kutusu bulunmaktadır. Bu sebeple ICE'in maksimum hızı BEV'e göre daha yüksektir. Ancak araçlar arasındaki en büyük fark depolanan enerji miktarıdır. ICE araçta BEV'den yaklaşık 21,7 kat daha yüksek olan saklanan bir enerji vardır.

4.SONUÇLAR

Yapılan karşılaştırmalarda OEM 1'in elektrikli ve dizel aracı WLTC çevriminde test edilmiştir.
Karşılaştırılan veriler Tablo 3'te verilmiştir.

Tablo 3. Test edilen Hafif Ticari Aracın WLTP Testleri Ortalama Enerji Harcama Değerleri

Araç (WLTP Karışık (kWh/100km)	Delta
OEM 1	%65,8

Diğer OEM WLTP testleri ortalama enerji harcama değerleri firmaların paylaştığı verilerden alınmış olup, karşılaştırılan veriler Tablo 4'te verilmiştir.

Tablo 4. Diğer OEM WLTP Testleri Ortalama Enerji Harcama Değerleri

Araç (WLTP Karışık (kWh/100km)	Delta
OEM 2	%70,6
OEM 3	%63,4
OEM 4	%62,2

Yapılan karşılaştırmalarda farklı OEM'lerin aynı tip araçlarının elektrikli ve dizel değerleri karşılaştırılmış olup, çıkan sonuçlara göre elektrikli araçların WLTC karışık ölçümlerde dizel versiyonların göre %62,2 ila %70,6 arasında daha az enerji harcadığı görülmüştür.

WLTC çevriminin 4 farklı kategorisinde belirtilen şekilde testler gerçekleştirilmiş edilmiş olup, analiz sonuçları aşağıda bulunan Tablo 5'te verilmiştir.

Tablo 5. WLTC Testleri Alt Kırılıma Göre Dizel- BEV Enerji Harcama Değerleri

WLTP Alt Kırılım (kWh/100km)	Delta
Düşük	%75
Orta	%68,4
Yüksek	%63,7
Ekstra Yüksek	%63,1

WLTC testleri alt kırılımlarına göre test edilen araç incelendiğinde; düşük bölümde (56,5 km/h'a kadar olan hızlarda) fark %75, orta bölümde (76,6km/h kadar olan hızlarda) fark %68,4, yüksek bölümde (97,4km/h'a kadar olan hızlarda) %63,7, ekstra yüksek olan bölümde (131,3km/h'a kadar olan hızlarda) fark %63,1 bulunmuştur. BEV araçların ICE dizel araçlara göre daha az enerji tükettiği gözlemlenmiştir.

Yapılan bu çalışma ile BEV ve ICE araçların enerji tüketimi farkları incelenmiş olup, çıkan sonuçların sonraki çalışmalara katkı sağlanması beklenmektedir.

KAYNAKLAR

[1] Martins J., Brito F.P., Pedrosa D., Monteiro V., Afonso J.L, "Real-Life Comparison Between Diesel and Electric Car Energy Consumption, in Grid Electrified Vehicles: Performance, Design and Environmental Impacts, pp. 209-232, Nova Science Publishers, New York, 2013, ISBN 978-1-62808-839-7

[2] Feng W., Figliozzi M.A "Conventional vs electric commercial vehicle fleets: A case study of economic and technological factors affecting the competitiveness of electric commercial vehicles in the USA", 2012, 7th International Conference on City Logistics Open

[3] Tsakalidis A., Krause J., Julea A. , Peduzzi E. , Pisoni E., Thiel C. (2020) "Electric light commercial vehicles: Are they the sleeping giant of electromobility?", Transportation Research Part D 86

[4] URL 1: NSW Government , Depeartment of Primary Industries (2016) https://www.dpi.nsw.gov.au/__data/assets/pdf_file/0011/665660/comparing-running-costs-of-diesel-lpg-and-electrical-pumpsets.pdf,, 8.5.2021

[5] Tsiakmakis S., Fontaras G., Cubito C., Pavlovic J., Anagnostopoulos K., Ciuffo B., (2017) , "From NEDC to WLTP: effect on the type-approval CO2 emissions of light-duty vehicles, JRC Policy Report, pp. 6-9

[6] Eaves S., Eaves J., "A cost comparison of fuel-cell and battery electric vehicles,", 2004, Journal of Power Sources, vol. 130, pp. 208-212

[7] Albatayneh A.M., Assaf M., Alterman D, Jaradat M " Comparison of the Overall Energy Efficiency for Internal Combustion Engine Vehicles and Electric Vehicles", 2020, Environmental and Climate Technologies, vol. 24, no. 1, pp. 669–680

[8] Braun A., Wolfgang R. "Energy consumption of an electric and an internal combustion passenger car. A comparative case study from real world data on the Erfurt circuit in Germany", 2017, Transportation Research Procedia 27, 468–475

[9] Hooftman N., Oliveira L, Messagie M., Coosemans T, Mierlo J.V. "Environmental Analysis of Petrol, Diesel and Electric Passenger Cars in a Belgian Urban Setting" Energies 2016, 9, 84

[10] Giordano A., Fischbeck P., Matthews H.S. "Environmental and economic comparison of diesel and battery electric delivery vans to inform city logistics fleet replacement strategies", 2018, Transportation Research Part D 64 (2018) 216–229

[11] Orsi F., Muratori M., Rocco M., Colombo E., Rizzoni G.," A multi-dimensional well-to-wheels analysis of passenger vehicles in different regions: Primary energy consumption, CO2 emissions,and economic cost", 2016, Applied Energy 169, 197–209

[12] Tie S. F., Tan C.W., "A review of energy sources and energy management system in electric vehicles", 2013, Renewable and Sustainable Energy Reviews 20, 82–102

ELECTRIFIED AUXILARY SYSTEM DEMAND CONTROL OF A HYBRID ELECTRIC REFUSE TRUCK

Mehmet GÖL, Ahu Ece HARTAVİ
[1,] Istanbul Gelisim University, Electric and Automation Department, Istanbul, Turkey,
mgol@gelisim.edu.tr
[2] Corresponding Author: University of Surrey, Department of Mechanical Engineering Sciences, Surrey, UK,
a.hartavikarci@surrey.ac.uk

ABSTRACT

Automotive manufacturers tried to meet challenges created by clean transport revolution. As more emphasis is put on the request for clean transport, as well as passenger cars, demand for electrified medium/heavy duty vehicles that can fully function on the road will increase. However, even though, electric/hybrid electric vehicles (EVs/HEVs) have demonstrated significant fuel consumption and emissions reductions, range and cost effectiveness has still been a barrier faced by many vehicle manufacturers. And this shifts the balance of technologies used in the vehicles even further in the direction of electrically powered auxiliary systems. The focus of this study is on energy consumption of the auxiliary systems. In this study, detailed vehicle simulation MATLAB/SIMULINK is used to investigate how to reduce the auxiliary sub system systems energy consumption. The methods used for reducing energy and fuel consumption are better control of the auxiliary system loading vehicle driveline and selection of more energy efficient components for the auxiliary systems.

Keywords: Auxiliary system, Energy consumption, Hybrid Electric Refuse Truck

1. INTRODUCTION AND MAIN SECTIONS

Day by day, increasing awareness of global warming, environmental concerns and fossil fuel reduction triggered demand for clean transport. Therefore EVs are the most preferred technology for substituting the fossil fuel-driven vehicle. Within this frame, world's major cities set ambitious emissions targets to reduce carbon dioxide emission levels. Therefore, municipalities push the use of EVs mainly for waste collection and public transport.
The Series Hybrid Refuse Trucks (Se-RTs) have several distinct advantages over conventional ones, which are:

- Quieter Operation, which reduces the environmental noise pollution.
- Reduced Tailpipe Emissions
- Low Maintenance Cost due to the better time investment policy [1]

The hybrid electric truck is suitable for reducing emissions and making fuel economy more efficient. Therefore, a detailed analysis of the energy consumption of the battery electric truck, innovative features such as recharging the battery with regenerative braking should be taken into account.

It is not only the traction system on board a vehicle that consumes power. The number of, and diversity of, loads that are used either to just facilitate the operation of the vehicle, or to increase the comfort and usability of the vehicle is steadily increasing. Some of these loads are mechanically driven via a belt from the crankshaft of the ICE, and yet some are electrically driven. In hybrid vehicles, and especially those without an ICE like the Fuel Cell vehicle, it is beneficial or necessary to drive the auxiliary loads with electric power. There are several advantages of doing so:
1 The load can be more freely placed within the vehicle since they do not have to be connected to the belt in the front of the ICE. This give both a weight and volume benefit.
2 The efficiency can be significantly increased, since the possibilities to control the power consumption is bigger when an electric machine is driving the load. The AC compressor, as an example, can be driven at the optimal speed all the time. In a conventional vehicle the AC compressor is tied hard to the ICE speed which is related to the vehicle speed, not to what is best for the AC compressor [2].

West Virginia University (WVU), National Renewable Energy Lab (NREL), and the Department of Energy (DOE) have compared hybrid buses to conventional buses run under different drive cycles. Hybrid buses showed 11% to 65%

fuel economy compared to conventional buses. Contributing factors to the fairly wide range included the drive cycle and the hybrid engine manufacturer. [3]

In 2002 NREL study has a project that BAE Orion VI system with a series configuration, the Orion system found that the average in-service fuel economy for the fleet was 10% higher than that of a similar diesel bus fleet. But it showed that it could be up to 22% higher than diesel buses operating in a similar service. While greater differences in fuel economy were observed between hybrid and diesel buses in the colder months, this difference was observed to decrease further in the warmer months. For hybrid buses, this reduction in fuel economy was thought to be due to air conditioning loads and / or thermal problems in the battery, which had less energy storage capacity at hot temperatures. However, they did not do any quantitative studies to determine the effect of air conditioning. [3]
Transit organizations consider investing in a new fuel saving technology. But their main concern will be the time it takes to get a return on their investment in the form of fuel savings. Due to the limited amount of third-party test data, many organizations have to make a number of predictions and assumptions when performing these calculations. More real-world, third-party, fleet-specific data are required to enable fleets to make the most accurate predictions possible. Rachel L.'s work seeks to contribute to filling some of the many gaps in the data pool that fleet owners use in their decision-making processes. Anderson's study included electrification and modeling of commercial vehicle auxiliary load based on buses. As a result of his studies, the total fuel consumption improvements achieved by combining the Control and the new technology selection “New + Control” for the conventional bus were calculated as 8 - 12% and for the hybrid bus 3.5 - 5%. [4].

The enhancing electrification of the truck powertrain in the 2020s means that most trucks need to be completely redesigned. Therefore, the detailed analysis of the energy consumption of the electric garbage truck should be reviewed. In addition to the basic forces, auxiliary systems should also be considered in the modeling. Also whole road transport greenhouse gas emissions (GHG), about 25% of the emissions are due to heavy duty vehicles including buses especially trucks [5]. Improving truck energy efficiency through the development and introduction of new engines and cleaner fuels is cited as a key objective in the EU White Paper.[6] In addition, the decommissioning of internal combustion engine vehicles is another goal set for the road transport industry.

Many studies [7-12] update their models to enhance energy efficiency in commercial vehicles and keep up with the upcoming electrification of 2020. These studies are mainly for buses and auxiliary loads are rarely taken into account. However, the auxiliary loads of garbage trucks, as well as buses, are quite important. The novelty of this work is that the auxiliary loads of refuse trucks are modeled and run in two real-world driving cycles.
The following discussion on potential savings with sub systems are based on extensive measurements and simulations on a fuel cell series hybrid vehicle. There are two main pathways for reducing auxiliary energy consumption, technology selection and control. The following auxiliary sub system improvements have been analysed by use of the new model:

- Technology selection
- Pneumatic to electric
- Mechanical to electric
- Hydraulic open loop to closed loop
- Hydraulic to electric
- Control Selection
- Load shaving (peak power reduction)
- Intelligent use of braking energy

Some technology selections are more long-term solutions than other as e.g. electrical steering assist for heavy trucks will not be available in the near future. The relevant control strategy, according to our study, would be to prioritise activation of all sub systems during braking and to increase peak propulsion system power demand by deactivating auxiliary sub system loads during acceleration.

Vehicle architecture of the rear loading hybrid refuse truck is first presented in Section II. In Section III where auxiliary system that involves functional and powertrain auxiliaries are presented. In Section IV forward facing vehicle simulation model developed in MATLAB®/Simulink environment to examine the effect of auxiliary system on the overall energy consumption of the vehicle is given. In section V hybrid truck model, auxiliaries and demand control unit are integrated together and simulation results for real world drive cycles (Figure 5) is given to demonstrate the correlation of demand control and the with energy consumption of the vehicle. Finally, the paper ends up with the conclusions section that proposes some valuable comments on the management of electrified auxiliary systems.

2. REAR LOADING HYBRID REFUSE TRUCK

Rear Lift vehicles (also referred to as 'Rear Loaders') come in many different sizes, from small two-axle units with a 6m3 body for use in narrow alleys or parks and reserves, etc. to heavy three-and four-axle units with a 30m3 body and 25 tonne or more GVM for the collection of municipal and commercial and industrial wastes.

The rear lift collection system is appropriate for sites with limited vehicle access and storage space, customers who generate small quantities of waste and recyclables and customers who generate large volumes of recyclables that are separated into individual streams and stored at the source (source-separated) e.g., white paper, cardboard, plastics, glass, metals etc., for recycling. Rearlift containers require the least amount of capital investment.

The container is wheeled to the rear of the vehicle by the driver and mechanically lifted and emptied into the hopper of the compactor. A sweep and slide panel collects and forces the material inside the main compaction chamber where the material is compacted against the ejector blade. As more material is loaded into the compactor body, the ejector blade moves forwards towards the vehicle cabin until the body is full. The waste is then unloaded at the disposal facility using the ejector blade to push the material through the open tailgate.

3. AUXILIARY SYSTEMS FORMULATIONS

In this chapter the different auxiliary system, mechanical and electric, of the bus and the corresponding auxiliary systems simulation models are described. In the simulation model description there are references to constants and component information that are set in a special data set up file. MATLAB™ runs the set up file before the simulations.

3.1. Air Condition

Due to design and aerodynamic modern vehicles are equipped with large windows. The windows size will increase the cooling demand. The AC-system is the largest energy consumer of the auxiliary subsystem. In small cars the power demand is lower, approximately 4 kW [4]. Whereas the AC-system of a medium duty consumes up to 25-30 kW [4]. This energy consumption of the AC system is also a large part of the total vehicle's energy. When the AC starts working in a small car the idling speed of the engine usually to go down.
The AC system performance is strongly influenced by the efficiency of the compressor. In an AC system the compressor is the most energy consuming part.

$$P_{comp\,A/C}=\mathrm{b}_{comp\,A/C}\{0,1\}K_{comp\,A/C} \tag{1}$$

$$\mathrm{b}_{comp\,A/C}\{0,1\}=u_{preq-L}\{0,1\}\wedge u_{preq-H}\{0,1\} \tag{2}$$

where $P_{comp\,A/C}$ is compressor power, $\mathrm{b}_{comp\,A/C}\{0,1\}$ is A/C compressor on/off contol signal, and $K_{comp\,A/C}$ is the power constant of A/C compressor.

$$P_{fan\,A/C}=\begin{cases}P_{fan\,A/C}, & u_{preq-H}\{0,1\}<u_{preq-L}\{0,1\}\\ 0, & u_{preq-H}\{0,1\}>u_{preq-L}\{0,1\}\end{cases} \tag{3}$$

where $u_{preq-H}\{0,1\}$ is high propusion power request signal, $u_{preq-L}\{0,1\}$, is low propusion power request signal and $\mathrm{P}_{\mathrm{fan\,A/C}}$: 24V Fan Power Consumption [W]

3.2. 24 V System

The development has gone from DC generator to alternators. There are always losses when converting mechanical energy to electric. A normal operated alternator has the average efficiency of 50 %. At higher speeds the efficiency falls-away. The losses are: iron losses (hysteresis and eddy current), copper losses (resistance in the windings), friction (bearings) and aerodynamic losses (cooling fan). In a hybrid vehicle a DC/DC converter will be used instead of an alternator. A DC/DC converter has no moving parts accept for a small cooling fan. All transformations from high voltage to low voltage are done by power electronic components. The efficiency will rise dramatically if it is possible to use a DC/DC converter instead of an alternator. A DC/DC converting power from 500 V to 12 V will have an efficiency of about 90 %.

$$P_{g,dc/dc}=\overline{u_{preq-H}\{0,1\}}\,[\min(P_r,P_{N,dc/dc})\mathrm{b}_{dc/dc}\{0,1\}] \tag{4}$$

$$P_{c\,dc/dc}=\frac{\overline{u_{preq-H}\{0,1\}}[min(P_r,P_{N\,dc/dc})\mathrm{b}_{dc/dc}\{0,1\}]}{\eta_{dc/dc}} \tag{5}$$

where $P_{c\,dc/dc}$ is DC/DC converter power consumption, $P_{g\,dc/dc}$ is DC/DC converter generated power, $u_{preq-H}\{0,1\}$ is high propulsion power request, $\eta_{dc/dc}$ is DC/DC efficiency, $P_{N\,dc/dc}$ is DC/DC converter nominal power, P_r is residual power from regenative brake power and $\mathrm{b}_{dc/dc}\{0,1\}$is DC/DC on/off control signal.

$$SOC_{24}=\begin{cases}\dfrac{1}{Q_{24}V_{N/24}}\displaystyle\int\left[\frac{P_{g\,dc/dc}-P_{c\,dc/dc}}{\eta_{chr/24}}\right]dt, & P_{g\,dc/dc}-P_{c\,dc/dc}\geq 0\\ \dfrac{1}{Q_{24}V_{N/24}}\displaystyle\int\left[\frac{P_{g\,dc/dc}-P_{c\,dc/dc}}{\eta_{dchr/24}}\right]dt, & P_{gdc/dc}-P_{c\,dc/dc}<0\end{cases} \tag{6}$$

Q_{24} is 24 V Battery capacity, $V_{N/24}$ is 24 V battery nominal voltage, $\eta_{chr/24}$ is 24 V battery charge efficiency, $\eta_{dchr/24}$ is 24 V battery discharge efficiency

3.3. Hydraulic System

Hydraulic electric power steering is a combination of electric motor driven hydraulic pump instead of engine shaft driven. The steering will not be dependent on the power supply of vehicle engine. Driving characteristics will be as a standard hydraulic power steering system. Power-savings of about 70% compared to standard hydraulic systems. This steering system will also be suitable for hybrid vehicle. Figure 1 shows that hydraulic steering power according to vehicle speed.

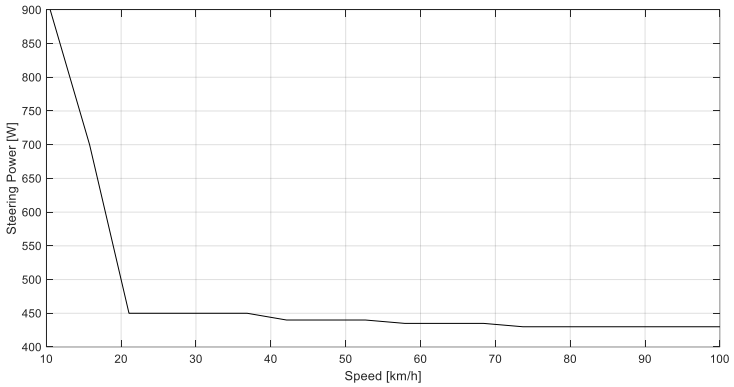


Figure 1. Hydraulic Steering Power with respect to vehicle speed

3.4. Pneumatic System

Pneumatic systems are used in most commercial vehicles. The purpose is to facilitate power braking or remote refuse pneumatic. Other application of pneumatic technology is used in are EGR (Exhaust-Gas Recirculation) valve control and operation of other engine valves. The use of pneumatically controlled engine valves is increasing to meet stronger emission regulations.

Most commercial vehicles use pneumatic brake systems. Laws and regulation are controlling the number of full brakes that the air tanks should supply. They also control the time the compressor needs to refill the tanks.

$$\mathrm{b}_{pn}\{0,1\}=\overline{\left(\int(\ell_{cm}-\ell_c)\,dt+V_0\right)} \tag{7}$$

$$P_{cm}=\mathrm{b}_{pn}\{0,1\}\,K_{pn} \tag{8}$$

$$\mathrm{l}_{cm}=\left|\mathrm{b}_{pn}\{0,1\}K_i\right| \tag{9}$$

where $b_{pn}\{0,1\}$ is pneumatic compressor on/off, l_c is air flow consumption, l_{cm} is compressor generated air flow and V_0 is initial volume of air tank, P_{cm} is compressor power, l_{cm} is compressor air flow, $b_{pn}\{0,1\}$is pneumatic compressor On/Off, $K_{pn}$is power constant of pneumatic compressor, K_l is air production constant.

3.5. Cooling Fan

The cooling fan supplies the engine with substantial cooling capacity at low speeds, when the force-air ventilation is smaller. Most of time (95%) the air stream is enough to provide a sufficient radiator cooling. In small cars a single-piece injection-molded plastic fan. An electric motor (up to 600 W) is used to drive the fan in small cars. The electric fan is easy to deactivate and than be activated when the temperature reaches a certain level. Due to costs the fan is connected to the engine via a belt in lager cars.

In a hybrid vehicle there are more than one coolant circuit. The engine or fuel cell has a higher temperature and the electric motor, battery and electronics have separate liquid cooling with lower temperature. All cooling fans in hybrid vehicle can easily be electric powered when high voltage is available.

$$P_{cfan} = C_{cfN} \tag{10}$$

where P_{cfan} is cooling fan power consumption and C_{cfN} is nominal cooling fan power.

3.6. Cooling Fan of ICE

In a hybrid vehicle there are more than one coolant circuit. The engine or fuel cell has a higher temperature and the electric motor, battery and electronics have separate liquid cooling with lower temperature. All cooling fans in hybrid vehicle can be electric powered since electric energy is available.

The engine is mechanically connected to the hydraulic pump. The latter drives the hydraulic motor that is mechanically connected to the fan. The relation between the hydraulic pump displacement [cc/rev] and the hydraulic motor displacement [cc/rev] represent the maximum gear ratio of the pump/motor. A bypassing (slip) valve controls the oil flow in the circuit. Slow speed of the hydraulic motor is achieved by opening the bypassing valve. From an efficiency and energy point of view it would be preferable to control the oil flow with a variable displacement pump instead of using the bypassing valve, which is subject to greater losses.

$$P_{ice_f} = \frac{\left[\frac{n_{ice,max}}{\delta_{cf}}\right]}{\min\left(\frac{n_{ice,max}}{\delta_{cf}}, n_{ice}\right)} \cdot \left[f\left(n_{ice,max}\right).1000\right]\delta_{cf}/\eta_{cf} \tag{11}$$

where P_{ice_f} is ICE fan power, n_{ice} is ICE speed δ_{cf} is cooling fan slip, $n_{ice,\,max}$ is ICE maximum speed and η_{cf} is ICE cooling fan efficiency. Figure 2 shows thar ICE cooling power function.

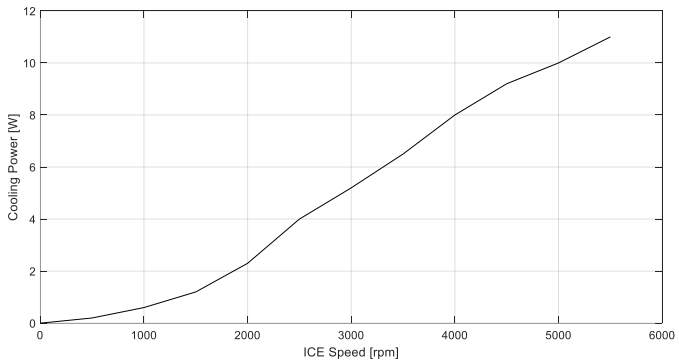


Figure 2. ICE Cooling Power with respect to shaft speed

3.7. Refusing

A model for calculating energy consumption during the refuse collection with compacting trucks is presented. Refuse collection process energy consumption as shown in Figure 3 takes about 68 sec. During the simulation, the model determines the intervals where the speed is zero during 68 seconds of the driving cycle. Along the planned road, the vehicle collected refuse 19 times.

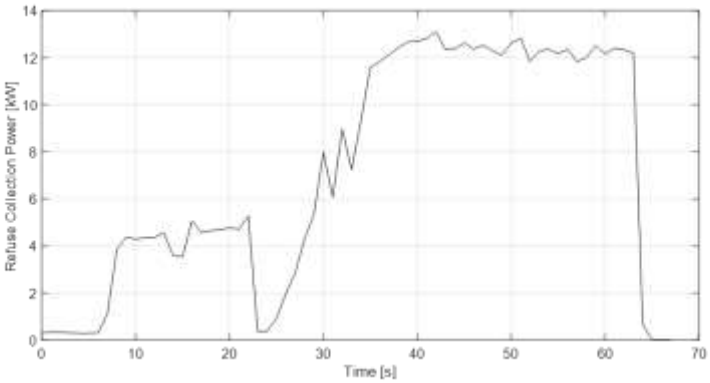


Figure 3. Refuse Collection Power

3.8. Auxiliary System Control

Control of auxiliary system loads can improve total consumption. When the propulsion system needs full power at acceleration, the auxiliary system power is reduced. Such shutdowns are only necessary. Also in braking regenerative power can be charge 24 V battery [4].

$$u_{preq-H}\{0,1\} = \begin{cases} 1 & P_{pr} \geq 0 \\ 0 & P_{pr} < 0 \end{cases} \quad (12)$$

$$P_r = \begin{cases} 0, & -P_{pr} - P_{aux} < 0 \\ -P_{pr} - P_{aux}, & -P_{pr} - P_{aux} > 0 \end{cases} \quad (13)$$

$$u_{preq-L}\{0,1\} = \begin{cases} 0 & P_{pr} \geq 0 \\ 1 & P_{pr} < 0 \end{cases} \quad (14)$$

$u_{preq-H}\{0,1\}$ is high propusion power request [1/0], $u_{preq-L}\{0,1\}$ is low propusion power request [1/0], P_r is residual power, P_{pr} is propulsion power, P_{aux} is auxiliary power.

4. SIMULATION MODEL

Figure 4 shows the model of auxiliary loads. The system has 3 inputs; engine speed for ICE cooling, vehicle speed for detection of refusing, and propulsion power of the vehicle to save energy from auxiliary loads. In Figure 5, a diagram of the operation of the S-HEV vehicle with auxiliary loads is given. The forward model method was used in the model of the vehicle. The dynamic model of the vehicle has been created with MATLAB SimDriveline library.

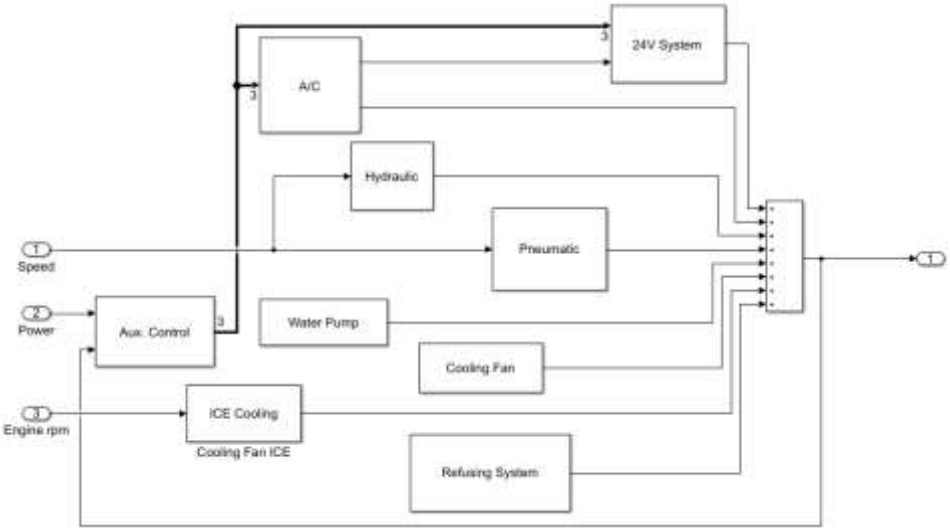


Figure 4. Auxiliary Load Simulation

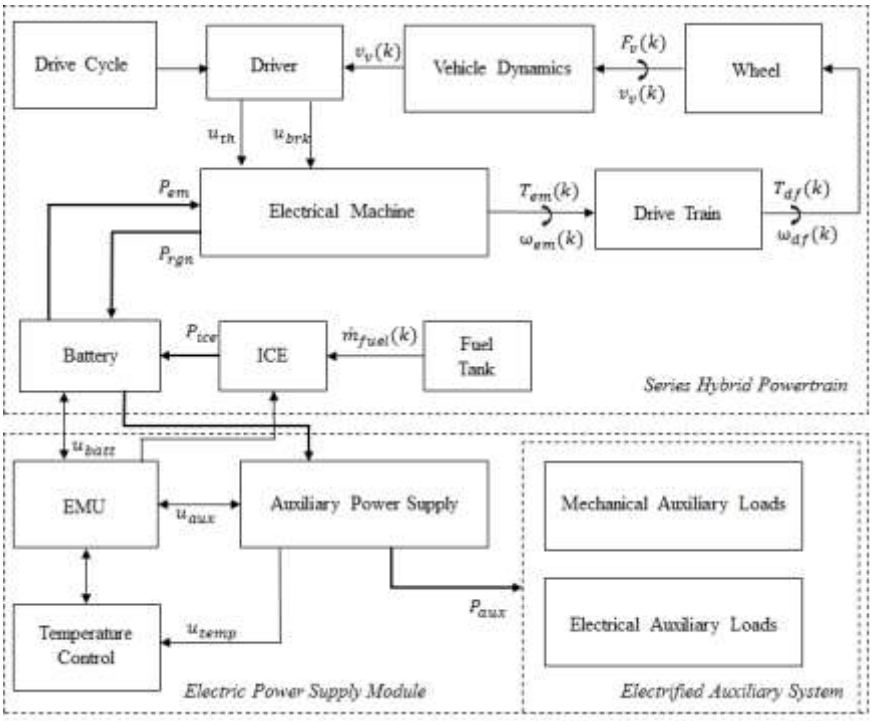


Figure 5. S-HEV Powertrain and Auxiliary System

5. RESULTS

In this part simulation results for hybrid refuse trucks speed, propulsion power and auxiliary systems power has given. Figures 6 and 7 Refuse Cycle speed and power consumption are given. This cycle is the route of a conventional refuse truck in Gebze. In the cycle, the vehicle collects 19 times and unloads it once. Figure 10-15 is the auxiliary power consumptions of the refuse cycle. Each refuse collection times are shown in Figure 14. Another driving cycle used is the Avcılar-Zincirlikuyu cycle. The Avcılar-ZK cycle and power consumption are given in Figure 8-9. Also, the minimum, maximum and average powers of various loads in both driving cycles are given in Table 1.

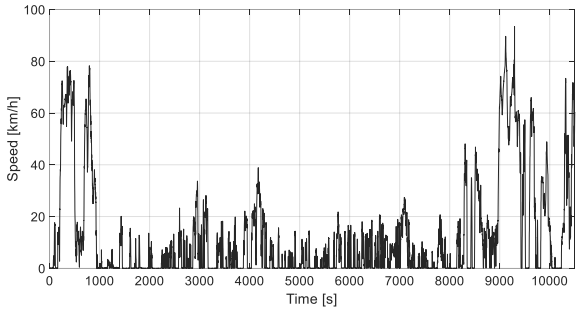


Figure 6. Refuse Drive Cycle

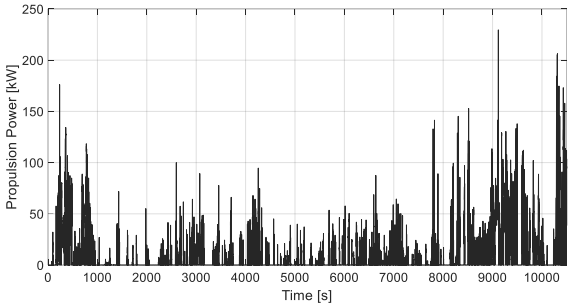


Figure 7. Refuse Cycle Propulsion Power

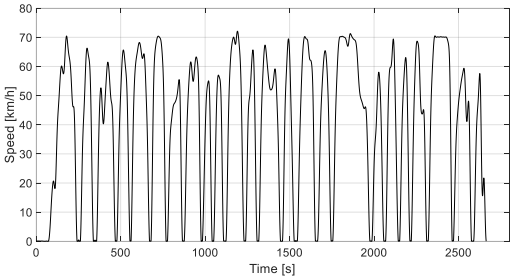


Figure 8. Avcılar-ZK Drive Cycle

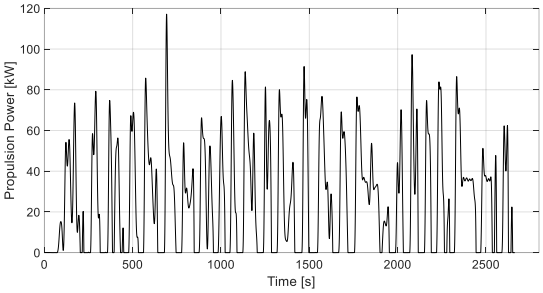


Figure 9. Avcılar-ZK Propulsion Power

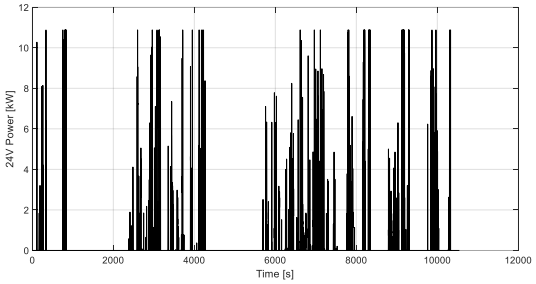


Figure 10. Refuse Cycle 24 V Power Consumption

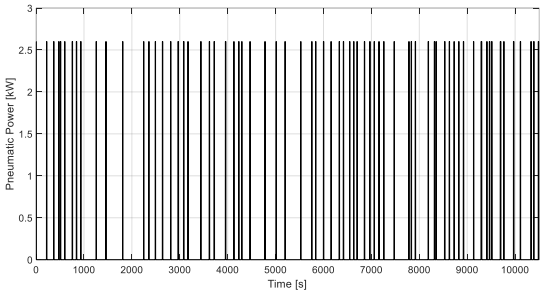


Figure 11. Refuse Cycle Pneumatic Power Consumption

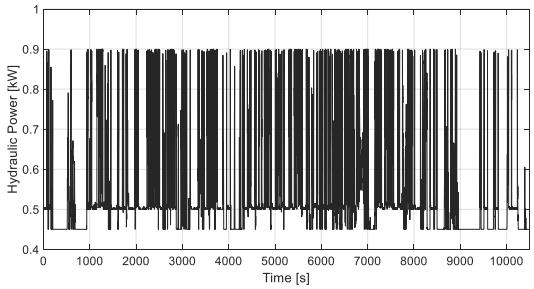


Figure 12. Refuse Cycle Hydraulic Power Consumption

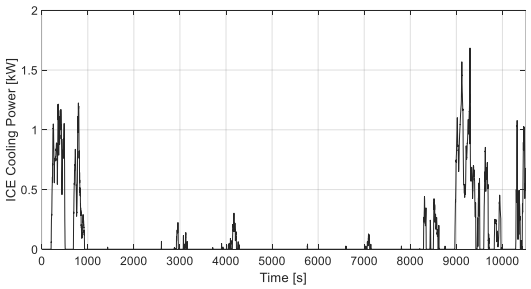


Figure 13. Refuse Cycle ICE Cooling Power Consumption

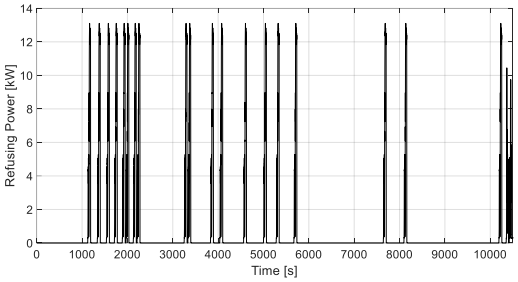


Figure 14. Refuse Cycle Garbage Collection Power

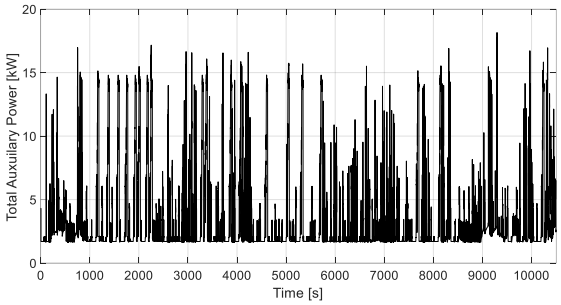


Figure 15. Refuse Cycle Total Auxiliary Power Consumption

Table 1. Auxiliary System Simulation Results

	Refuse Cycle (10543 sec)			Avcılar-ZK Cycle (2663 sec)		
	Energy [kWh]	Average Power [kW]	Peak Power [kW]	Energy [kWh]	Average Power [kW]	Peak Power [kW]
Propulsion System	27.61	9.26	229.52	18.59	25.13	117.4
24V System	0.64	0.22	10.87	0.26	0.35	10.87
A/C System	0.54	0.18	1.40	0.21	0.28	1.40
Pneumatic System	0.52	0.17	2.60	0.22	0.29	2.6
Hydraulic System	1.56	0.53	0.90	0.35	0.48	0.90
Water Pump	0.58	0.2	0.20	0.14	0.2	0.20
Cooling Fan	2.92	1.00	1.00	0.74	1.00	1.00
ICE Cooling Fan	0.28	0.09	1.68	0.30	0.41	1.03
Refusing System	2.66	0.9	13.11	0.88	1.19	13.11
Auxiliary System	9.7	3.32	18.15	3.13	4.23	21.67

5. CONCLUSION

In refuse trucks, the auxiliary systems consume large amounts of energy. Some of these systems should be changed to electric and/or controlled with respect to the propulsion system. This paper aimed that such improvements can reduce the energy consumption by electrification. The electrification of auxiliaries has a great potential for improving the total fuel consumption. By means of advanced design tools, like simulation software, it is possible to design well optimized auxiliaries with a suitable and efficient management. This optimized design can make the switch from a mechanical or thermal system to an electrical system affordable. In the near future, electrified auxiliaries will be progressively introduced in superior class vehicles, likely starting with electric air conditioning units and electric power steering.

REFERENCES

[1] Mi C., Mahsur A., Gao D., W., (2011), *Hybrid Electric Vehicles Principles And Applications With Practical Perspectives*, ISBN 978-0-470-74773-5.

[2] Conte, Fiorentino Valerio; Badin, Francois; Debal, Patrick; Alaküla, Mats. (2007), *Components For Hybrid Vehicles: Results of the IEA Annex VII "Hybrid Vehicle*, Phase III" World Electr. Veh. J. 1, no. 1: 208-214.

[3] Muncrief R., Cruz M., Ng H., Harold M., (2012), *Impact of Auxiliary Loads on Fuel Economy and Emissions in Transit Bus Applications*, SAE 2012 World Congress & Exhibition.

[4] Andersson C., (2004)., *On Auxiliary Systems in Commercial Vehicles*, Department of Industrial Electrical Engineering and Automation, Lund University.

[5] Song G., (2020), *Analysis of the Energy Consumption of the Powertrain and the Auxiliary Systems for Battery-Electric Trucks*. KTH Royal Institute of Technology School Of Engineering Sciences.

[6] Boer E., Arnink S., Kleiner F., Pagenkopf J., (2013), *An overview of state-of-the-art technologies and their potential, Zero emissions trucks*, The International Council for Clean Transportation ICCT.

[7] Lawrance C. P., (2007), *Improving Fuel Economy via Management of Auxiliary Loads in Fuel-Cell Electric Vehicles*, Electrical and Computer Engineering, University of Waterloo.

[8] Wang J., Chen C., Chorian S and Huang Y., (2007), *Auxiliary Power Supply for Hybrid Electric Vehicles*, Power Electronics Specialists Conference, 2007. PESC, IEEE.

[9] Zulkifli A, A,, Dahlan A., Zulkifli A., H., Nasution H., Aziz A., Perang M., Jamil M. and Misseri M., (2015), *Impact of the electric compressor for automotive air conditioning system on fuel consumption and performance analysis*, 3rd International Conference of Mechanical Engineering Research, ICMER, 2015.

[10] Petterson N., Johansson K.H. (2006), *Modelling and control of auxiliary loads in heavy vehicles*, International Journal of Control, Vol. 79, No. 5, May 2006, 479–495.

[11] Rizzoni G., Serrao L., (2008), *Optimal Control of Power Split for a Hybrid Electric Refuse Vehicle*, American Control Conference, June 11-13, 2008.

[12] Treado S., (2015), *The Effect of Electric Load Profiles on the Performance of Off-Grid Residential Hybrid Renewable Energy Systems*, Energies 2015, 8, 11120-11138.

TÜRKİYE YENİ ARAÇ MARKETİNDEKİ TÜKETİCİ TERCİH DEĞİŞİMİ

Fatma Nur Çınar[1], Dr. Haktan Sarıkaya[2] Hakan Oğuz Erözkan[1],

[1,] Marelli Mako Turkey Elektrik Sanayi Ticaret A.Ş., Bursa, Türkiye
[2,]Turkas Gas Springs, Bursa, Türkiye
Corresponding Author: Fatmanur Çınar, fatmanur.cinar@marelli.com

ABSTRACT

The main goal of this study is to investigate the change of the consumer preferences in the new vehicle market of Turkey. Regardless of social and macro-economic variables, the study shows the change in consumer preference in other words, the study investigates changes in the new vehicle market in Turkey. The sub analyses include evaluate of type of vehicle, brand groups, segment type, body type. The data between 2004 and 2018 will be used for these analyses. The data set of the study provided by Automotive Distributors' Association. The data set includes the variables such as brand, model, segment, body type and monthly sales of the all these details. The result includes the percentage changes and trend analysis for each detail. The study emphasizes the changes of consumer preferences and explains the change in numerical results. The results would be used for the prediction for the following years to inspect to Turkish new car markets.

Keywords: New vehicle market, Consumer preference, Market analysis, Automobile preference

ÖZET

Bu çalışmanın amacı Türkiye'deki tüketicilerin yeni araç alımı tercihlerindeki değişimi ortaya koymaktır. Sosyal ve makro ekonomik verilere bakılmaksızın tüketicinin yeni otomobil tercihi değişimi diğer ifade ile Türkiye'deki yeni araç piyasasındaki değişimler incelenecektir. Tercih değişimleri; araç tipi, sınıf, kasa tipi (karoser) alt başlıklarında incelenecektir. 2004-2018 yılları arasındaki veriler incelenerek tercih değişimleri ortaya konacaktır. Kullanılacak olan veri seti otomobil distribütörleri derneğinden elde edilmiş olup; marka, model, sınıf, kasa, tipi vs bazında detaylı aylık satış rakamlarını içermektedir. Pazardaki hareketler rakamsal ve yüzdesel olarak hesaplanacak ve analiz edilecektir. Bu çalışma Türkiye yerli otomobil tercihleri değişimlerini rakamsal olarak ortaya koyması acısından önem arz etmekte, otomobil üreticilerine gelecek ile alakalı tahminlerde yardımcı olabilecek çıktılar ortaya koyacaktır.

Anahtar Kelimeler: Yeni araç pazarı, Otomobil tüketici tercihi, market analizi, otomobil tercihi

1. GİRİŞ

Bu çalışmanın amacı yani araç piyasasındaki ve binek otomobil piyasasındaki tüketici tercih değişimlerini ortaya koymaktır. İki kısımdan oluşan analiz kısmında ilk kısımda binek otomobil ve hafif ticari araçların öncelikle yıl bazında sonrasında ise ay bazında satış rakamları değerlendirilecek, pazardaki her iki araç tipi için önemli noktalar belirlenecek ve bu önemli noktanın sebepleri açıklanacaktır. Yıl bazında yapılacak olan analiz daha çok yeni araç pazarındaki değişimi uzun vadede görmeyi amaçlamaktadır. Uzun vadede gerçekleşen özellikle makro ekonomik değişimleri her bir araç grubunun tepkisini bu tepkilerin benzerliğini ve farklılıklarını ortaya koyma amacındadır. Öte yandan aylık olarak yapılacak analiz yıl içindeki ay ve çeyrek bazlı talep miktarı değişimlerini içermektedir. İkinci kısımda ise daha detaya inilerek sadece binek otomobil piyasası incelenecek ve binek otomobil tüketicisinin tercih değişimleri ortaya konacaktır. Bu tercih değişimleri öncelikle binek otomobil sınıfına göre, sonra kasa (karoser) tipine göre ve son olarak sınıf-kasa kombinasyonuna göre değerlendirilecektir. Bu analizler yapılırken herhangi bir bağımlı değişken ile ilişki kurarak bir sonuç ortaya koyma amacında değildir. Bu sebeple herhangi bir regresyon metodu kullanılmamış olup, tüketici tercih değişimleri gösterecek temel ve basit istatistik kullanılmıştır. Regresyon yaparak yani araç piyasası analizi yapan birçok çalışma literatürde mevcuttur. Bunlardan seçilenlere literatür kısmında değinilmiştir.

Bu çalışma belirtilen sırada ilerlemektedir: seçilmiş makalelerin değinildiği; literatür taraması, kullanılan veri setinin açıklandığı; data, yeni araç pazarındaki kısa ve uzun vadeli değişimin incelendiği; genel market analizi, binek otomobil pazarındaki tercih değiminin incelendiği; binek otomobil tüketici tercih analizi ve kısaca analizlerin özetlendiği; sonuç.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Otomotiv sektörü üzerinde yapılan çalışmalardan bir kısmında ise otomobil talebini etkileyen faktörler üzerinde durulmuştur. Tüketicinin otomobil tercihini açıklayacak olan mikro verilerin araştırıldığı çalışmalar şöyledir. Arslan (2003), çalışmasında tüketici tatminini ön planda tutarak tüketicinin hangi pazarlama bileşenleri veya hangi markalardan tatmin olduğunu incelemiş ve otomobil pazarlamasında müşteri odaklı yaklaşım anlayışının faydaları üzerinde durmuştur. Otomobil sektöründe satın alınan otomobilin niteliği ve özelliği gereği satın alma işleminin temelinde marka seçiminin ön planda olduğu sonucuna ulaşmıştır. Satın alma davranışını etkileyen dış değişkenlerin yani aile sosyal sınıf danışma gruplarının tüketicilerin satın alma kararında hata payının azaltılmasına yardımcı olduğu sonucuna varmıştır.

Otomobil tüketicisinin satın alma karar sürecini değerlendiren Aksoy (2006), bilgi arama aşamasının oldukça önemli olduğunu belirtmiştir. Bilgi arama aşamasında tüketicilerin hangi bilgi tiplerine ve bilgi kaynaklarını daha çok önemsediklerini araştırmıştır. 486 kişi üzerinde yaptığı araştırmada tüketicilerin otomobil tüketiminde estetik ve konfor özelliği içeren bilgileri ve geleneksel pazarlama iletişim araçlarını daha fazla önemsediklerini saptamıştır.
Bir diğer çalışmada ise mikro verilere ek olarak, dönemin reel faizleri de göz önünde bulundurulmuştur. Alper ve Serdar (2000), çalışmasında 1996 ve 1999 yılları arasında satışa çıkarılan otomobil modellerine ait fiyat, satış, kalite verileri ile bu döneme ait reel faizleri kullanarak otomobil talebini tahmin etmişlerdir. Otomobil piyasası talebinin hesaplanmasında otomobilin üretildiği ülkenin yani menşeinin önemli bir etken olduğunu ve yerli, AB'den ve diğer ülkelerden ithal edilen otomobillerinin talep eğri değerinin ayrı ayrı hesaplanmasının gerekliliği sonucuna ulaşmıştır.

Ayrıca, otomobil talebinde tüketici tercihlerinin yanı sıra sektörün genel durumunu ve ülkedeki ekonomik durumun otomotiv sektörü üzerindeki etkisini inceleyen çalışmalar da mevcuttur. Görener ve Görener (2008), çalışmasında dünya otomotiv sektörünün mevcut durumunu inceleyerek ülke ekonomilerine katkılarından bahsetmiş, Türkiye'de otomotiv Sektörünün gelişimini incelemiştir. Türkiye'de otomotiv sektörünün çözülmesi gereken sorunlarına ve geleceğe yönelik sektörel beklentilerine değinmiştir.

3. DATA

Çalışmamızda kullanılacak olan veri seti çeşitli ulusal ve uluslararası güvenilir kuruluş olan Otomobil Distribütörleri Derneği'nden (ODD) alınmıştır. ODD, 1987 yılında beş Avrupalı otomobil üreticisi tarafından kurulmuş olup, otomotiv sektörünün önemli bir kısmını oluşturan otomobil-hafif ticari araçlar kapsamında satış, pazarlama, ithalat, satış sonrası servis, promosyon, finansman gibi alanlarda etkinlik kazanmıştır. ODD'den elde edilen veri seti, 2004 Ocak ayından 2017 Aralık ayına kadar yeni araç piyasasındaki yeni araç satışlarını aylık olarak göstermektedir. Bu çalışma, binek otomobil ve hafif ticari araçlar dışındaki tüm araçlar (otobüs, kamyon, hafif ticari araçlar ve benzerleri) veri setinden elimine edilmiştir.

4. GENEL MARKET ANALİZİ

Genel market analizi veri setindeki binek otomobil ve hafif ticari araçların birlikte değerlendirilip, detay analizlere girilmeden her bir ürün grubu (hafif ticari araçlar – binek otomobiller) için pazardaki dalgalanmayalı ortaya koymayı hedeflemiştir. Bu analiz öncelikli olarak 14 yıldaki dalgalanmayı göstermek amacı ile yıl bazlı, sonrasında ise yıl içi dalgalanmayı göstermek amacı ile aylık bazda yapılmıştır.

4.1. Yıllara Göre Binek Otomobil ve Hafif Ticari Araç Pazarı

Yıllık bazda yeni araç satış grafiklerini incelediğimizde genel olarak yukarı yönlü olan trend global krizlerin etkisiyle dalgalı olarak seyretmektedir. Tablo 1'de yeni araç pazarı yıllık toplam satışta en yüksek adete 2016 yılında 983.720 adet ile ulaşılmış, en düşük satış rakamı ise 2008 yılında 494.023 olarak gerçekleşmiştir.

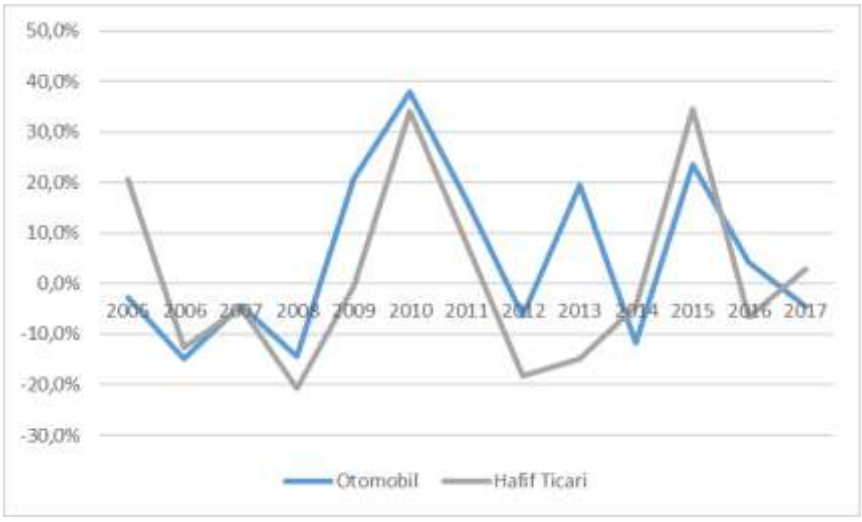
Tablo 1:Yıllara Göre Binek Otomobil Hafif Ticari Araç Pazar Satışları

	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017
Otomobil	451.209	438.597	373.219	357.465	305.998	369.819	509.784	593.519	556.280	664.655	587.331	725.596	756.938	722.759
Pazar Payı	65,6%	60,6%	60,0%	60,1%	61,9%	66,4%	67,0%	68,7%	71,5%	77,9%	76,5%	75,0%	76,9%	75,6%
Yıllık Değişim		-2,8%	-14,9%	-4,2%	-14,4%	20,9%	37,8%	16,4%	-6,3%	19,5%	-11,6%	23,5%	4,3%	-4,5%
Hafif Ticari	236.561	285.257	249.122	237.297	188.025	187.307	251.129	270.920	221.481	188.723	180.350	242.421	226.782	233.435
Pazar Payı	34,4%	39,4%	40,0%	39,9%	38,1%	33,6%	33,0%	31,3%	28,5%	22,1%	23,5%	25,0%	23,1%	24,4%
Yıllık Değişim		20,6%	-12,7%	-4,7%	-20,8%	-0,4%	34,1%	7,9%	-18,2%	-14,8%	-4,4%	34,4%	-6,5%	2,9%
Toplam	**687.770**	**723.854**	**622.341**	**594.762**	**494.023**	**557.126**	**760.913**	**864.439**	**777.761**	**853.378**	**767.681**	**968.017**	**983.720**	**956.194**

2004 yılında yıllık 687.770 satış hacmi olan yeni araç pazarı, 2017 yılında ise 956.194 adete ulaşmış, 14 yıllık zaman diliminde %39,03 oranında büyümüştür. Diğer ifade ile yıllık ortalama büyüme %2,79 olarak gerçekleşmiştir. Bu zaman diliminde bir önceki yıla göre pazar genişleme ve daralması incelendiğinde, pazar 2010 yılında %39,58 büyüdüğü, diğer yandan yeni araç pazarının 2008 yılında %16,94 küçüldüğü gözlemlenmektedir. Bu durum açık bir şekilde 2009 yılında yaşanan global krizin etkisi olarak yorumlanabilir. Kriz dönemi öncesi pazar en büyük küçülmeyi yaşarken krizin aşılması ile birlikte ötelenen araç alımları gerçekleşmiş ve en büyük pazar genişlemesi ortaya çıkmıştır.

Bu veriler araç tipi bazında incelendiğinde; 2004 yılında 451.209 olan yeni otomobil satış rakamı 2017 yılında 722.729'a ulaşmıştır, bu da yeni otomobil pazarının 14 yıllık sürede %60,18 büyüdüğünü göstermektedir. Bu oran yıllık ortalama %4,30 Pazar büyümesine denk gelmektedir. Yeni otomobil satışlarında yüksek rakama 2016 yılında yaşanmış, en düşük ise krizin etkisinin görüldüğü 2008 yılında gerçekleşmiştir. İncelenen dilimin yedi yılında otomobil satışlarının bir önceki yıla göre arttığı yani yeni otomobil pazarının büyüdüğü görülmektedir, kalan 7 yılda ise pazarda daralma meydana gelmiştir. Yüzdesel olarak en büyük artış %37,8 ile 2010 yılında gerçekleşir iken pazardaki en büyük daralma ise %14,9 ile 2006 yılında gerçekleşmiştir. Yeni otomobil pazarı 2004-2009 yılları arası üst üste dört yıl bir önceki yıla göre küçülmüştür. Bu küçülme sonucu 2004 yılına göre, 2008 yılında pazar %32,18 küçülmüş duruma ulaşmıştır.

Diğer yandan, hafif ticari araçlarda en yüksek yıllık satış adedi 2005 yılında 285.257 ile ulaşılmıştır, en düşük satış rakamı ise 2014 yılında 180.350 adet ile gerçekleşmiştir. Hafif ticari araç pazarı 14 yıllık zaman diliminde %1,32 oranında küçülmüştür, bu da yıllık ortalama %0,09'luk bir küçülmeyi göstermektedir. Bir önceki yıla göre oranlar incelendiğinde 2010 yılında hafif ticari araç pazarı 2009 yılına göre %34,1 oranında genişlemiş, en büyük daralma ise 2008 yılında %20,8 oranında gerçekleşmiştir. İncelenen dilimin beş yılında hafif ticari araç pazarı genişlemesi gerçekleşmiş iken kalan dokuz yıl pazarda daralma meydana gelmiştir.



Şekil 1: Bir Önceki Yıla Göre Satışlardaki Değişim

Binek otomobil ve hafif ticari araç bir önceki yıla göre değişimler tek bir Şekil 1'de incelendiğinde birbiri ile büyük oranda uyum içinde hareket ettiği gözlemlenmektedir. Sadece 2013 yılında pazar daralma genişleme durumunda en büyük fark gerçeklemiş, hafif ticari pazarı %14,8 daralırken, otomobil pazarında %19,5 genişleme gerçekleşmiştir. Bu durumun yürürlüğe giren ticari araçlar ile alakalı düzenlemenin etkisi olduğu düşünülebilir.

Yeni araç pazarındaki tüketici tercihini daha iyi analiz edebilmek adına yapılan hafif ticari aracın orantısal değerlendirmesinde, 2006 yılında hafif ticari araç oranı %40'a ulaştığı görülmektedir. Yani satılan her 100 yeni aracın 40 tanesi hafif ticari araç grubundandır. Öte yandan, 2013 yılında ise binek otomobil satış oranı yaklaşık yüzde 80'ne ulaşmış otomobil ve hafif ticari araç arasındaki en büyük oransal fark ortaya çıkmıştır. 14 yılın ortalamasında ise yeni araç marketindeki satışların, yaklaşık olarak %70'i otomobil %30'u hafif ticari araç grubunda gerçekleşmiştir. Pazarda

bulunan bazı firmaların sadece otomobil pazarında satışı olduğu, hafif ticari araç piyasasında satışının olmadığı gözlemlenmektedir. Ortaya çıkan sonuç, bu durumdaki firmaların sattıkları otomobil sayısının yaklaşık olarak yarısı kadar ticari araç satabileceklerini fakat bunu değerlendirmedikleri şeklinde yorumlanabilir.

4.2. Aylara Göre Binek Otomobil ve Hafif Ticari Araç Trendi

Bu bölümde yeni araç pazarının yıl içinde nasıl hareket ettiğini göstermek amaçlanmıştır. Pazar içi aylık dalgalanmalar firmalara finansal ve pazarlama açısından verdikleri kararlarda önem arz etmektedir. Burada firmalardan kasıt sadece üreticiler değil sektörde satış yapan bayileri de içermektedir. Firmalar fon akışı, finansal anlaşmalar vs. de yapılacak olan reklam çalışmasının doğru zamanda olmasına kadar birçok kararda yıl içi trendi öngörmeleri yararına olacaktır.

İlk olarak yılı 3 aylık dilimlere bölerek yapılan 4 çeyreğin değerlendirilmesi yapılmıştır. Bu değerlendirmede 1. Çeyrekte yıllık satışların ortalama %17,8 i gerçekleşmektedir. Bu oran diğer çeyreklerde sırası ile %26,8, %23,6 ve %31,8 olarak gerçekleşmektedir. Satışların en yüksek olduğu çeyrek 4. Çeyrek olarak ortaya çıkmıştır. Bu durumun özellikle aralık ayıda gerçekleşen araç kampanyalarının etkisi şeklinde açıklanabilir. Diğer yandan, satışların en düşük olduğu çeyreğin birinci çeyrek olmasının sebebi yeni araçların teslimatında yaşanan gecikmeler olabilir. Ayrıca bir önceki yılın son çeyreğinde özellikle aralık ayındaki yüksek satışların sonuçu da yeni araç alımı için pazardaki tüketici sayısında azalma olması da önemli bir etkendir.

Tablo 2:Aylara Göre Binek Otomobil ve Hafif Ticari Araç Satışları

	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
Otomobil	285.966	391.438	626.135	645.999	705.285	671.235	570.313	563.538	589.578	575.478	678.754	1.109.450
Yıl İçi Oran	3,86%	5,28%	8,45%	8,71%	9,51%	9,05%	7,69%	7,60%	7,95%	7,76%	9,16%	14,97%
Hafif Ticari	138.899	177.712	264.794	265.537	292.193	268.862	246.607	256.870	276.451	243.732	278.830	488.323
Yıl İçi Oran	4,34%	5,56%	8,28%	8,30%	9,13%	8,41%	7,71%	8,03%	8,64%	7,62%	8,72%	15,27%
Genel Toplam	424.865	569.150	890.929	911.536	997.478	940.097	816.920	820.408	866.029	819.210	957.584	1.597.773

Tablo 2'de ay bazında yeni araç satışlarına bakıldığında; Aralık ayında hem otomobil satışlarında hem de hafif ticari araç satışlarında ciddi manada yükseliş dikkat çekmektedir. Firmaların yapmış olduğu yıl sonu kampanyalarının etkinliği, yeni yılın başlaması ile başlayacak olan vergi harç vs. gibi masraflar bu dönemdeki artışın sebebi olarak gösterilebilir. Bu ortaya çıkan rakamlar tüketicinin fiyata ve ek maliyete olan tepkisinin ne denli yüksek olduğunu da gösterir. Herhangi bir hesaplama yapılmaksızın, bu veriler ve grafik yeni otomobil ve hafif ticari araç talebinin esnek olduğuna işaret etmektedir. Ayrıca yine bunu destekler doğrultuda, tüketicilerin bir ay bekleyip yeni model (yıl) ve yeni dizaynı ile araç almaktansa yıl sonu indirimini tercih etmesinde fiyatın ne kadar önemli bir noktada olduğunu göstermektedir.

Aylık değerlendirmede 3. ile 10. Aylar arası Pazar satışları belirli bir seviyede gerçekleştiği aylık bazda bakıldığında da çok fazla dalgalanmadığı söylenebilir. Bu durumu ilk iki aydaki yukarıda açılanan sebepler kaynaklı düşük satışlar ve son iki aydaki fiyat kaynaklı yüksek satışlar bozmaktadır. Kısaca 12 aylık zaman diliminin yaklaşık 8 ayında daha az dalgalanan bir pazardan bahsedilebilir.

Ortalama aylık satış rakamlarında otomobil ticari araç dengesinde ise aylara göre çok ciddi bir farklılık gözükmemektedir. Ortalama olarak yeni satılan araçların %70'i otomobil %30 civarı ise hafif ticari araç sınıfındadır ve bu ay bazında incelendiğinde de aynı şekilde olduğu görülmektedir.

5. BİNEK OTOMOBİL TÜKETİCİ TERCİHLERİ ANALİZİ

Bu bölümde yeni otomobil pazarındaki tüketici analizi yapılacaktır. Bu analizin amacı yıllar içinde binek otomobil tüketimindeki müşteri tercihinin nasıl değiştiğini ortaya koymaktır. Binek otomobil tüketici tercihi analizi, otomobilin büyüklüğüne göre olan; sınıf, otomobilin dizayn ve karoser tipini gösteren; kasa, ve bu iki özelliğin birlikte değerlendirildiği; kasa- sınıf yönelimlerinden oluşmaktadır.

5.1. Otomobil Sınıfına (Segment) Bağlı Tüketici Tercihi

Tablo ve grafikte her bir otomobil sınıfındaki satış adetleri gösterilmektedir. Ayrıca pazardaki tüketicilerin tercihlerindeki değişimi daha net ortaya koyması adına, her yıl kendi içinde sınıflara göre yüzdesel olarak analiz edilmiştir. Araç sınıfları A dan F ye doğru ilerledikçe aracın büyüklüğü artmakta bu da doğru orantılı bir şekilde fiyata yansımaktadır.

Sınıf tipine göre yıllık satışlar incelendiğinde, en küçük sınıf olan A sınıfının de satış adetleri aynı seviyelerde kalmış olup büyüyen pazar nedeniyle yüzdesel payı düşmüştür. 14 yıl sonunda satışlar %9,3 oranında düşmüş bu da ortalama olarak %0,67'lik bir daralmayı göstermiştir.

Benzer bir sonuç B sınıfının geçen 14 yılda satışların %3,7 oranında arttığını, bunun sonucu olarak bu sınıfın pazar payında yüzdesel olarak azalma gerçekleştiği ortaya çıkmaktadır. Yaklaşık olarak her yıl ortalama 195 bin aracın satıldığı B sınıfının 2004 yılında %46,5 olan pazar payı 2017 yılında %30,1 e düşmüştür. Bu azalmaya rağmen B sınıfı halen en çok tercih edilen 2. Sınıf durumundadır. Yanı araç firmaları için önemli satış potansiyeline sahip durumdadır.

Tablo 3: Otomobil Sınıflarına Göre Yıllık Satış Rakamları

	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017
A Sınıfı	2.536	4.379	3.680	2.972	1.768	3.709	2.659	2.941	1.458	2.959	4.424	4.214	2.588	2.299
	0,6%	1,0%	1,0%	0,8%	0,6%	1,0%	0,5%	0,5%	0,3%	0,4%	0,8%	0,6%	0,3%	0,3%
B Sınıfı	209.623	207.818	180.920	155.312	124.262	158.205	202.836	210.531	185.201	229.547	182.362	219.181	239.454	217.319
	46,5%	47,4%	48,5%	43,4%	40,6%	42,8%	39,8%	35,5%	33,3%	34,5%	31,0%	30,2%	31,6%	30,1%
C Sınıfı	181.841	168.368	136.268	147.246	131.820	152.502	226.642	283.729	286.261	339.035	307.020	378.141	377.549	377.935
	40,3%	38,4%	36,5%	41,2%	43,1%	41,2%	44,5%	47,8%	51,5%	51,0%	52,3%	52,1%	49,9%	52,3%
D Sınıfı	48.439	49.564	41.971	39.908	38.871	45.880	61.599	74.878	66.517	71.248	69.711	95.359	109.748	98.237
	10,7%	11,3%	11,2%	11,2%	12,7%	12,4%	12,1%	12,6%	12,0%	10,7%	11,9%	13,1%	14,5%	13,6%
E Sınıfı	6.413	5.888	6.702	8.334	6.603	7.021	12.515	17.557	14.385	18.960	20.194	23.464	22.558	22.699
	1,4%	1,3%	1,8%	2,3%	2,2%	1,9%	2,5%	3,0%	2,6%	2,9%	3,4%	3,2%	3,0%	3,1%
F Sınıfı	2.357	2.580	3.678	3.693	2.674	2.502	3.533	3.883	2.458	2.906	3.620	5.237	5.041	4.270
	0,5%	0,6%	1,0%	1,0%	0,9%	0,7%	0,7%	0,7%	0,4%	0,4%	0,6%	0,7%	0,7%	0,6%
Yıl Toplam	**451.209**	**438.597**	**373.219**	**357.465**	**305.998**	**369.819**	**509.784**	**593.519**	**556.280**	**664.655**	**587.331**	**725.596**	**756.938**	**722.759**

Tablo 3 'te A ve B sınıfı yani en küçük hacme sahip araçlar tüm araç sınıfları içinde pazar payı azalan sınıflar olmuştur. Açık bir şekilde 14 yıllık yönelim göstermektedir ki yeni otomobil pazarında tercihler giderek daha büyük hacimli araçlara kaymıştır. Bu tercih değişimi B sınıfındaki araç modelleri için bir ipucu vermektedir. B sınıfındaki araçlardan müşterisine daha fazla iç hacim sunabilen modeller diğer rakip modellere göre rekabette avantajlı konumda olabileceğini gösterir.

Öte yandan 2004 yılında %40 civarında olan C sınıfının payı 2017 yılında %52 seviyelerine ulaşarak en çok tercih edilen araç sınıfı durumuna gelmiştir. Kısaca yeni satılan 2 otomobilden 1 tanesi bu sınıftan satılmıştır. B sınıfındaki yaklaşık %16'lık azalma, C sınıfına kaydığını söyleyebiliriz. Ayrıca fiyat ortalaması B sınıfına göre daha yüksek olan C sınıfına olan talep kayması, tüketicilerin alım gücündeki artışın da bir sonucu olabilir.

Daha üst sınıflar olan D ve E sınıflarında yüzdesel artış sınırlı olmasına rağmen yıllık satış adetlerindeki artış dikkat çekicidir. D sınıfındaki araç satışı yaklaşık olarak 14 yılda iki katına çıkmıştır. Ayrıca E sınıfındaki araçların satışı ise 2004 yılına göre yaklaşık iki buçuk kat artış göstermiştir. D ve E sınıfına benzer durum F sınıfı için de geçerlidir. Satış yüzdesi değişmemiş olmasına rağmen, satış adedi yaklaşık olarak iki katına çıkmıştır.

Kısaca özetlemek gerekirse, tüketicilerin tercihlerinin daha geniş araçlara kaydığı gözlemlenebilmektedir. Küçük sınıflara olan talep azalırken C sınıfı ve üstü araçlara olan talepler artış göstermiştir. 14 yıllık veri incelendiğinde B ve C sınıfı halen satışların yaklaşık %80 inin oluşturmaktadır. Bu durumun çok değişmemesi yeni araç pazarında başarılı olmak isteyen firmalar için bu sınıfta satışa sunacakları modellerin markanın pazardaki başarını doğrudan etkilediğini gösterir.

5.2. Otomobil Kasa (Karoser) Tipine Bağlı Müşteri Tercihi

Tüketici tercihlerini gösteren bir diğer değişken ise kasa (karoser) tipidir. Sedan kasa tipi her yıl en çok tercih edilen kasa tipi olmuş olup, 2004- 2017 yılları arası bu sınıftaki araç satışları %66,62 oranında artmıştır. Ortalama olarak satılan her iki araçtan bir tanesi sedandır. Yıllar içinde pazar daralma ve genişleme olmasında dahi bu durumun

değişmemesi yeni otomobil piyasasındaki tüketici için bu karoser tipinin diğer değişle bagajı olan otomobil modellerin önemini göstermektedir.

İkinci tercih edilen karoser tipi olan hatchback kasa tipindeki araçlar ise 14 yıllık zaman diliminde satışları sadece %8,64 oranında artmıştır. Bu durum ise diğer karoser tipine göre olan değerlendirmede hatchback araçlarının payının yüzdesel olarak azalmasına sebep olmuştur. 2004 yılında yüzde 40 Civarında olan payı 2014 Sonrası yaklaşık %30 seviyelerine düşmüştür.

Tablo 4:Otomobil Kasa Tipine Göre Yıllık Satış Rakamları

	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017
Sedan	214.175	214.514	183.426	190.907	165.181	201.609	253.780	289.145	239.516	296.336	278.534	351.598	362.292	356.852
	47%	49%	49%	53%	54%	55%	50%	49%	43%	45%	47%	48%	48%	49%
Hatcback	185.119	171.817	144.366	122.270	99.275	124.044	184.495	210.977	217.910	251.728	198.422	228.409	231.268	201.111
	41%	39%	39%	34%	32%	34%	36%	36%	39%	38%	34%	31%	31%	28%
Station Vagon	3.913	4.542	3.075	2.527	3.655	4.978	9.458	10.008	10.995	10.193	11.921	6.939	8.100	10.370
	1%	1%	1%	1%	1%	1%	2%	2%	2%	2%	2%	1%	1%	1%
Çok Amaçlı	24.944	22.216	17.597	12.215	10.483	10.220	12.357	14.135	11.732	21.286	15.198	13.721	10.666	7.175
	6%	5%	5%	3%	3%	3%	2%	2%	2%	3%	3%	2%	1%	1%
CDV	4.967	2.327	2.304	2.696	1.723	1.166	3.373	4.271	7.739	2.041	2.743	10.330	15.054	11.868
	1%	1%	1%	1%	1%	0%	1%	1%	1%	0%	0%	1%	2%	2%
Spor	2.063	2.072	1.842	1.883	1.680	2.850	4.070	4.874	6.022	6.223	6.446	8.230	7.100	6.029
	0%	0%	0%	1%	1%	1%	1%	1%	1%	1%	1%	1%	1%	1%
SUV	16.028	21.109	20.609	24.967	24.001	24.952	42.251	60.109	62.366	76.848	74.067	106.369	122.458	129.354
	4%	5%	6%	7%	8%	7%	8%	10%	11%	12%	13%	15%	16%	18%
Genel Toplam	**451.209**	**438.597**	**373.219**	**357.465**	**305.998**	**369.819**	**509.784**	**593.519**	**556.280**	**664.655**	**587.331**	**725.596**	**756.938**	**722.759**

Kasa tipine göre olan değerlendirmede dikkat çeken değişim ise SUV kasa tipinde gerçekleşmiştir. %4 civarında olan pazar payı 2017'de yaklaşık %18'e ulaşıp zirve yapmıştır. Yıllık satış adedinin bu sınıfta 2004 yılında 16.000 seviyesinde olan satış adedi 2017'de 130.000 seviyesine kadar çıkıp %707,05'lik artış gerçekleşmiştir. Diğer kasa tiplerinde ise, 14 yıllık sürede pazarın büyümesinden dolayı adetsel olarak artışlar yaşanmasına rağmen yüzdesel olarak çok ciddi bir farklılık ortaya çıkarmamıştır.

Kısaca sedan kasa tipinin otomobil satışlarının yarını oluşturduğu, hatcback kasa tipinin satışlardaki payının azaldığı görülmektedir. Kasa tipindeki en önemli değişiklik ise SUV kasa tipinin yaklaşık %20 ye ulaştığı, bu kasa tipindeki modellerin üretici firmalar için günden güne daha önemli hale gelmesi olarak belirtilebilir.

5.3. Kasa-Sınıf (Karoser -Segment) Tipine Göre Müşteri Tercihi

Kasa – Sınıf tipinin analizinin yapılmasının amacı tüketici tercihlerindeki değişimini daha detaylı bir şekilde ortaya koymaktır. Otomobil firmaları genellikle her bir kasa – sınıf kombinasyonu için bir araba modeli pazara sunar ve belirli bir süre bu model ismi kullanılarak o araba modelini pazarda tutundurmaya çalışırlar. Bu açıdan Türkiye'deki yeni araç pazarındaki tercihler önemlidir. Otomobil firmaları pazardaki değişen tercihleri dikkate alarak üretim pazarlama stratejilerini belirleyebilirler.

Her bir sınıfın her bir kasa tipi ile kombinasyonu çok fazla sayıda kasa sınıf kombinasyonu ortaya çıkarmaktadır. Bu nedenler Tablo5'te sadece dikkat çekici olan kombinasyonları gösterilmiştir.

Rakamlar incelendiğinde C sınıfı Sedan (C1) araçların Pazar payı %22,04'ten %31,06'ya çıkmıştır. Bu tüketici tercih değişimi etkisi ile 99.426 olan C1 satışlarının pazar büyümesinin de etkisi ile yaklaşık 224.500'e ulaşmış C1 araçlar için pazarda 14 yılda %125,80'lik artış ortaya çıkmıştır.

Tablo 5: Kasa-Sınıf Kombinasyonları İçin Yıllık Satış Rakamları

	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017
C-Sedan	99.426	92.634	79.143	96.159	85.253	90.874	122.878	151.199	145.456	175.209	174.763	215.557	214.638	224.500
	22,04%	21,12%	21,21%	26,90%	27,86%	24,57%	24,10%	25,48%	26,15%	26,36%	29,76%	29,71%	28,36%	31,06%
B-Hatcback	114.883	107.549	95.370	78.864	59.878	73.715	108.821	118.702	127.820	148.589	115.574	131.626	141.357	126.288
	25,46%	24,52%	25,55%	22,06%	19,57%	19,93%	21,35%	20,00%	22,98%	22,36%	19,68%	18,14%	18,67%	17,47%
C-Hatcback	63.309	56.066	42.933	38.682	35.142	45.124	72.165	89.198	88.230	99.573	78.044	92.170	87.013	68.724
	14,03%	12,78%	11,50%	10,82%	11,48%	12,20%	14,16%	15,03%	15,86%	14,98%	13,29%	12,70%	11,50%	9,51%
B-Sedan	75.072	84.853	71.564	64.728	53.962	75.125	79.785	71.872	34.912	56.772	39.033	48.332	53.126	49.912
	16,64%	19,35%	19,17%	18,11%	17,63%	20,31%	15,65%	12,11%	6,28%	8,54%	6,65%	6,66%	7,02%	6,91%
D-Sedan	35.063	33.207	27.697	24.280	21.595	31.009	41.376	52.875	48.732	50.044	49.223	69.713	77.186	64.851
	7,77%	7,57%	7,42%	6,79%	7,06%	8,38%	8,12%	8,91%	8,76%	7,53%	8,38%	9,61%	10,20%	8,97%
C-SUV	3.150	4.261	3.070	4.814	5.172	8.218	17.809	28.374	38.896	45.232	41.578	57.215	64.844	76.308
	0,70%	0,97%	0,82%	1,35%	1,69%	2,22%	3,49%	4,78%	6,99%	6,81%	7,08%	7,89%	8,57%	10,56%
D-SUV	8.373	11.863	11.202	12.582	13.304	11.390	16.785	18.522	12.314	15.149	14.356	18.331	26.110	23.971

Öte yandan 2004 yılın en çok tercih edilen sınıf kasa tipi olan B sınıfı hatcback araçlar 14 yıllık dilimde sadece %9,93 oranında satışı artmıştır. Bunun sonucu olarak tercih edilirliği %25,46'dan %17,47 ye düşmüştür.

C sınıfı sedan (C1) ve B sınıfı hatcback (B2) sınıf kasa tipi araçlar ortalama tüm satışların %47,41 ini oluşturmaktadır. Bir markanın tüm araç modelleri içindeki en önemli iki modelini bu C1 ve B2 modelleri oluşturduğu, firmanın özellikle pazarlama stratejilerini bu modeller üzerinden yapması gerektiğini göstermektedir.

Pozitif yönde dikkat çekici artış C sınıf SUV (C7) satışlarında hem adetsel olarak hem de yüzdesel olarak çok ciddi artış görülmüştür. Adetsel olarak 2004 yılında 3150 olan satış rakamları 2017 yılında 76.308'e ulaşmıştır. Bu da 2004 yılında satılan her 100 aracın sadece 1 tanesi bu sınıf kasa grubunda iken, 2017 de satılan her 100 aracın 10 tanesine bu gruptan satıldığını göstermektedir. Bu sonuçların benzeri daha küçük sınıf olan B7 grubu satış rakamları 1223 olan satış rakamları adet seviyelerinde 20.937 adet seviyelerine gelmiştir. Bu sınıflardaki artış özellikle piyasaya yeni girecek olan markalar için şans oluşturmaktadır. Yeni otomobil piyasasına giriş yapacak markalar gitgide daha çok tercih edilen sınıfta kendilerine yer bulabilir ve oluşturacakları olumlu marka yönetimi ile diğer gruplardaki payını arttırabilirler.

6. SONUÇ

Bu çalışma 2004 – 2017 yılları arası yeni araç marketindeki satış verileri kullanılarak marketteki genel durumu ve otomobil marketindeki tüketici yönelimini ortaya koymayı amaçlamıştır. Herhangi bir ekonometrik model kullanılmadan yapılan analizler aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

14 yıllık süre içinde pazarın en çok etkilendiği olay 2009'da global olarak gerçekleşen daralma olmuştur. Binek otomobil ve ticari araç satışları büyük oranda birlikte hareket etmektedir. Ortalama olarak yeni araç satışının %30'u civarında olan ticari araç satışları, oransal olarak azalmaktadır. Diğer ifade ile binek otomobilin satışındaki artış ticari araçların satış artışından fazladır. Yeni araç satış adetleri yıl sonu kampanyaları etkisi ile yılın son aylarında artmaktadır. Bu durum yeni araç piyasasında tüketicilerin ne kadar fiyat odaklı yani esnek bir talebi olduğunu gösterir.

Binek otomobil pazarında ise tüketicilerin açık bir şekilde daha geniş hacimli otomobil sınıflarına yöneldiğini söylemek mümkündür. Bu durum alım gücünün arttığının bir göstergesidir. B ve C sınıfları binek otomobil satışlarının yaklaşık %80'inin gerçekleştiği sınıflar olarak dikkat çekmektedir. Sedan kasa tipi pazardaki satışların her yıl yaklaşık %50'sini oluşturmaktadır. İlgi çekici değişim ise SUV kasa tipine olan pazar payı 5 kat artmış durumdadır. Tüketicilerin geniş araç tercih etmesi doğrultusunda C sınıfı sedan araçlar en popüler kasa sınıf kombinasyonu olmuştur. Pazarda yeni giriş yapacak olan veya geçmişte ciddi Pazar payı elde edememiş firmalar için tüketicilerin talebinin artmış olduğu Segment kasa kombinasyonu hamle yapmak için uygun bir strateji olarak görülebilir.

KAYNAKÇA

[1] ARSLAN, Kahraman (2003), "Otomobil Alımında Tüketici Davranışlarını Etkileyen Faktörler", İstanbul Ticaret Üniversitesi Dergisi, Cilt 2/3, s.83-103.

[2] Alper, C. ve S., A. (2000). Türkiye'de otomobil talebinin tahmini. Ekonomi Bölümü ve Ekonomi ve Ekonometri Merkezi, Bogaziçi Üniversitesi, Istanbul.

[3] Aksoy, R. (2006). Otomobil tüketicilerinin satınalma karar süreci bilgi arama aşamasında başvurdukları bilgi kaynakları ve bilgi tiplerinin yapısal boyutları. Süleyman Demirel Üniversitesi İktisadi ve İdari Bilimler Fakültesi Dergisi, 11(2).

[4] Görener, A. ve G., Ö. (2008). Türk otomotiv sektörünün ülke ekonomisine katkıları ve geleceğe yönelik sektörel beklentiler. Journal of Yaşar University, 3(10), 1213–1232.

[5] http://www.odd.org.tr/web_2837_1/neuralnetwork.aspx?type=73, (18.09.2018).

ARAÇ ÖN FARINDA YOĞUŞMA PROBLEMİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR MEKANİĞİ ANALİZİ İLE ÇÖZÜMLENMESİ VE TASARIMA ETKİSİ

Nurettin Yamankaradeniz[1]

[1,] Bursa Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Bursa/Türkiye
[1]Correponding Author: Nurettin Yamankaradeniz, nyk@uludag.edu.tr

ÖZET

Farlar otomobiller için yol aydınlatmanın yanında güvenlik elemanıdır. Bu yüzden farlarda yoğuşma problemi otomobil üreticisi firmalar için ürün problemi iken yolcular içinde yol aydınlatma şiddetini etkilediği için güvenlik problemi durumundadır. Çalışmamızda araç ön farlarında yoğuşma problemi ele alınmıştır. Analizler ANSYS 12.1 CFX yazılımında yapılmış Analizlerde far bileşenlerindeki iletim etkileri (conjugate effects) dikkate alınmıştır. Doğal taşınım için Boussinesq yaklaşımı, radyasyon etkilerinin dikkate alınmasında da Monte Carlo yaklaşımı kullanılmıştır. Öncelikle eleman sayısından bağımsız çözüm elde edilmiş ve sonuçlar 11620786 eleman sayısı üzerinden alınmıştır. Isıl analizler zamandan bağımsız çevre sıcaklığı T_∞=25 ^oC alınarak yapılmıştır. Analiz sonucunda iç hava sıcaklık dağılımı, hava akış profilleri incelenmiş yoğuşmanın nerede olacağı tahmini yapılmıştır. Daha sonra ısıl analiz sonuçları başlangıç şart olarak okutularak %95 hava nem koşullarında 7^oC çevre sıcaklığında yoğuşma analizi yapılmıştır. Yoğuşma literatüre uygun şekilde hava akış hızının az olduğu yerlerde tespit edilmiştir. Far geometrisinde yapılan değişiklik ile yoğuşma bölgesinde hava akış hızı artırılmış ve sıcak havanın yoğuşma olan yüzeye erişimi sağlanarak gerekli zaman içinde yoğuşmanın kalktığı tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Yoğuşma, ısı tranferi, hesaplamalı akışkanlar mekaniği.

ANALYSIS OF THE CONDENSATION PROBLEM IN VEHICLE HEADLIGHT WITH COMPUTATIONAL FLUID MECHANICS ANALYSIS AND ITS EFFECT ON DESIGN

ABSTRACT

Headlights are a safety element for automobiles as well as road lighting. Therefore, while the problem of condensation in the headlights is a product problem for automobile manufacturers, it is a safety problem as it affects the intensity of road lighting among the passengers. In our study, the problem of condensation in vehicle headlights is discussed. Analyzes made in ANSYS 12.1 CFX software. In the analyzes, the conjugate effects of the headlight components are taken into account. Boussinesq approach is used for natural convection and Monte Carlo approach is used for taking into account the effects of radiation. First of all, a solution independent of the number of elements is obtained and the results are taken over the number of 11620786 elements. The thermal analysis is made with the time independent and ambient temperature is taken 25^oC. As a result of the analysis, indoor air temperature distribution and air flow profiles have been examined and an estimate of where the condensation will occur has been made. Then, the thermal analysis results are read as the initial condition and the condensation analysis is performed at 95% air humidity conditions at 7^oC ambient temperature. Condensation has been detected in places where the air flow rate is low in accordance with the literature. With the change made in the headlight geometry, the air flow rate in the condensation zone was increased and it was found that the ondensation disappeared within the required time by providing the access of the hot air to the condensation surface.

Keywords: Condensation, heat transfer, computational fluid mechanics.

1.GİRİŞ

Yoğuşma alanındaki öncü çalışmaların başında Nusselt (1914) gelmektedir. Nusselt basit teorik analizlerle dik levha ile durgun yoğuşmuş su buharı arasındaki ısı transferini hesaplama üzerine çalışmıştır. Nusselt'in teorik çözümünün geliştirilmesi üzerinde bir çok araştırmacı çalışmıştır. Örneğin Bromley (1952) yoğuşmuş su tabakasında lineer sıcaklık dağılımı kabul etmiştir. Dehbi ve Guentay (1997) buhar ve yoğuşmayan gaz karışımından oluşan dikey yoğuşturucu tüpünde ısı ve kütle transferinin oranının teorik tahminini türetmiştir. Çalışmada film tabaka kalınlığı için cebri denklem türetilmiş ve ısı ve kütle transferi analojisi yoğuşma oranını anlayabilmek için incelenmiştir. Che ve ark. (2005) Colburn ve Hougen (1934)'in metodolojisini kullanarak tüpteki nemli havanın su buharının yoğuşma sürecince ısı ve kütle transferinin analiz etmiştir.

Simülasyonla yoğuşma konusu çalışılırken not edilmesi gereken iki önemli nokta üzerinde durulmuştur. Bunlardan birincisi TenWolds (1993) yaptığı çalışmada nem problemini çözmek için çok bölgeli modeli kullanmıştır. İkincisi Liu ve ark. (2003) tarafından yoğuşmanın ne zaman ve nerde olacağının tahminine dayanan uygulamada zamana bağlı yoğuşma hesabı yapılmıştır. Doğrudan otomobil ön lambalarıyla ilgili olarak ise teorik ve deneysel bir çalışma Preihs (2006) tarafından yapılmıştır. Preihs (2006)'in çalışması çiğ noktası sıcaklık alanının tahmini ve hava sıcaklığıyla karşılaştırılmasına dayanan Preihs (2006)'in çalışmasında, tahminlerin ölçümlerle iki boyutlu bir geometri için yeterince uyumlu olduğu sonucuna varılmıştır. Ayrıca otomobil farlarının yoğuşma açısından daha güçlü (robust) tasarımı için üç boyutlu ve radyasyon etkilerinin dikkate alındığı bilgisayar analizlerinin önemini de vurgulamıştır. Liu ve ark. (2003) yaptığı çalışmada ticari Japon CFD yazılımı olan STREAM 4.0 kullanarak küp yüzeyi üzerindeki yoğuşmayı sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. İlk önce yoğuşma modeli geliştirilmiş ve deneysel olarak doğrulanmış ve arkasından da havalandırmanın yoğuşma üzerindeki etkisi araştırmışlardır. Kontrol hacmine hava girişi ekleyerek ve havalandırma deliklerinin uygun konumlandırarak yoğuşmanın önemli ölçüde azaldığını gözlemlemişlerdir.

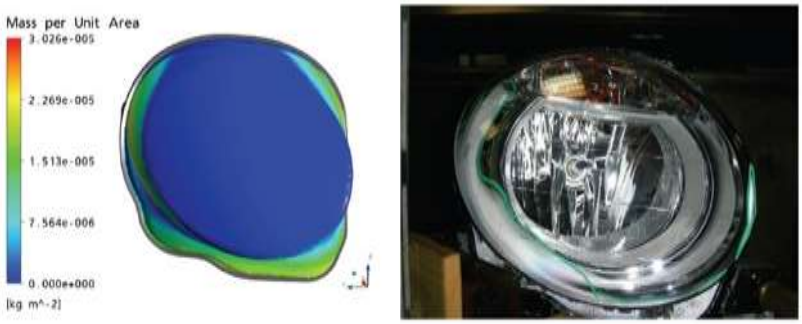
Deponti ve ark. (2009) yaptıkları çalışmada ile araç aydınlatma sistemlerinde yoğuşma problemi ele alınmıştır. Çalışmada yapılan analiz, deneysel veriler ile karşılaştırılmış ve sonuçlar doğrulanmıştır. Yoğuşma ısı transferi ile birlikte gerçekleşen kütle transferine dayandırılmıştır. Yoğuşmanın trafikte önemli rol sahibi olan ön farlar üzerindeki olumsuz etkisine değinilmiştir. Özellikle ön far üzerinde oluşan yoğuşmanın farın fotometrik değerlerini olumsuz etkilediği belirlenmiştir. Çalışmada Şekil.1.a'da örnek bir farda yoğuşma gösterilmiştir (Deponti ve ark. 2009). Yine çalışmada kullanılan özel test kabini Şekil.1.b'de görülmektedir.



a) b)

Şekil.1. a) Ön farda yoğuşma b) Yoğuşma test kabini (Deponti ve ark. 2009)

Yoğuşma problemi multifaz bir problemdir. Hava içinde bulunan su buharının sıvı hale geçmesi ile lensin iç yüzeyinde birikmesi sonucu oluşmaktadır. Çalışmada dikkat edilmesi gerekenlerin iç havanın değişen yoğunluk değerleri, sıcaklık değerleri ve dış havanın sıcaklığı olduğu ifade edilmiştir. Çalışmada far içinde akış şeklinin karaktersitiği laminar olarak kabul edilmiştir. Çözümde ampullere güç verilmiş ve analizde ışınım dikkate alınmıştır. Hava için tanımlamada içinde su buharı bulunan hava tanımı olarak ayrıca yapılmıştır. Yapılan yeni tanmımlama ile ısıl analizde değişen sıcaklıklarla değişen yoğunluk dikkate alınmıştır. Yoğuşmayı engellemek ve ön far içinde havanın sirkülasyonu için yardımcı olan havalandırma deliklerinin yoğuşma analizinde modellenmesi gerekliği belirtilmiştir. Deponti ve ark. (2009) çalışmasında yapılan yoğuşma testinin aşamaları şöyledir. İlk adımda far prototipi araba modeli üzerinde yerleştirilmiş şekilde %95 izafi nemde ve 3-7 ºC aralığında değişen hava şartlarında 12 saat boyunca tutulur. İkinci adımda far içindeki ısı kaynakları, ampuller 20 dakika boyunca çalıştırılır ve son olarak 8ºC su far üzerine püskürtülür, kabin içinde 30 km/s hızda rüzgar oluşturulur. Bu sırada motor düşük rejimde 30ºC'de çalıştırılır. Bu adım sonunda yoğuşma olup olmadığı kontrol edilir. Son basamakta %95 izafi nemde ve 3-7 ºC aralığında değişen hava şartlarında yoğuşmanın giderilmesi için su püskürtme olmadan, motordan 50ºC hava üretilmiş, 80 km/s hızda rüzgar oluşturulmuş ve yoğuşmanın yok olması beklenmiştir. Çalışma sonunda test ve analiz sonuçları karşılaştırılmalı olarak verilmiştir (Şekil.2.a ve b).



Şekil.2 .Yoğuşma a) Analiz sonucu b) Test sonucu (Deponti ve ark. 2009)

Çalışma sonunda analiz sonuçları ile test sonuçlarının uyumlu olduğu tespit edilmiştir. Çalışma sonrası hava sirkülasyonunun az olduğu ve havanın sıkıştığı bölgelerde yoğuşma olduğu tespit edilmiştir.

Kitada ve ark. (2002) hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanarak geçici rejimde yoğuşma giderilme olayını tahmin etmeye çalışmışlardır. Çalışmada yeni bir damlacık yoğuşma-buharlaşma modeli geliştirmişlerdir. Geliştirilen modelle CFD kod kullanılarak zamana bağlı buharlaşma simülasyonu yapılmıştır. Çalışmaları sonucunda damlacık yoğuşma ve buharlaşmaya dayanan modelin yoğuşma esnasında oluşan buğunun atılması fazının hesaplanabilmesi için uygun olduğunu ayrıca bu modelle damlacık yarıçapının zamana bağlı olarak değişimini sıcaklık, akışın hız ve bağıl nem dağılımları yardımı ile tahmin edilebileceğini belirtmişlerdir. Yoğuşma konusu üzerine hesaplamalı yöntemler kullanılarak yapılan bir başka çalışma Kitada ve ark.(2002) tarafından yapılmıştır. Ancak bu araştırmalardan çoğu oluşan buğunun karakteristiğinin ön camdaki hız profillerinden yola çıkarak tahmini temeline dayanmaktadır. Hassan ve ark.(1999) ön camın buğudan atılması sürecini zamana bağlı olarak film tabaka kabulü ile tahmin etmiştir. Araç dış aydınlatma sistemlerinde olduğu gibi otomotiv elektronik kontrol ünitelerinde de yoğuşma problemi görülebilmektedir.

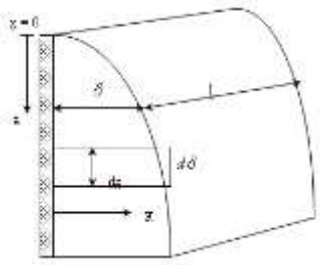
Gulawani ve ark. (2006,2009) çalışmalarında ANSYS CFX 5.7 kullanmışlardır ve bu çalışmalar sayısal akışkanlar dinamiğinin yoğuşma analizlerinde kullanılması açısından dikkat çekicidirler. Otomotiv uygulaması açısından ise Croce ve ark. (2007) çalışmaları iç kabin camlarındaki yoğuşmanın sayısal analiziyle ilgilidir. Shozawa ve ark. (2005) çalışması ise araç aydınlatma sistemlerindeki yoğuşmayla doğrudan ilgili olması açısından önemlidir ve bu konuda sayısal bir hesaplama yöntemi geliştirerek daha sonra bunu ön fardaki yoğuşma analizine uygulamışlardır. Ayrıca bu tür analizlerde dikkat edilmesi gereken noktalar hakkında da ilgilileri uyarmışlardır.

2. MATERYAL METOT

Doymuş haldeki buhar, aynı basınçtaki doyma sıcaklığından daha küçük sıcaklıkta bir yüzeyle temas ettiğinde yoğuşmaya başlar. Yoğuşan damlalar yüzeyde birleşmeden yoğuşma devam ederse damla yoğuşması adını alır. Yoğuşan damlalar yüzeyde birleşip bir film teşkil ederse buna da film yoğuşması adı verilir. Yüzeyde oluşan film kalınlaştıkça ısı transferi direnci artar. Damla yoğuşması durumunda ısıl direnç çok küçüktür. Damla yoğuşması durumunda ısı transferi, film yoğuşmaya göre yaklaşık 10 kat daha fazla olmaktadır. Fakat damla yoğuşmasını yüzeylerde sağlamak pek mümkün değildir. Çünkü yoğuşan damlaların birleşmemesi için özel madde veya yüzey kullanılmalıdır. Bu da pek pratik değildir. Dolayısıyla, aksi belirtilmedikçe, yoğuşma film yoğuşma anlamında kullanılacaktır. Yoğuşma kütle geçişi konusu altında, izafi neme, akış şekline, akışkan ve yüzey sıcaklıklarına bağlı olan ısı ve kütle geçişisidir.

2.1. Dikey levha üzerinde yoğuşma

Yoğuşma ısı transferi açısından düşey bir levhada incelendiğinde ilk olarak Nusselt tarafından analitik olarak incelendiği için Nusselt teorisi adı altında incelenir. Film teorisi veya Nusselt teorisi olarak bilinen bu analitik analizde bazı kabullerle olay incelenmiştir. Bu kabuller; buhar düşük hızlı veya durgun, akışkan özellikleri sabit ve sıvı buhar yüzeyinde viskoz sürtünme ihmal edilmiştir. Bu kabullerle levha sıcaklığı Ty ve doymuş buhar sıcaklığı Td olarak alınmaktadır. Yoğuşan sıvı filmi, levha üst noktasından itibaren gittikçe kalınlaşarak levha altına doğru ağırlık etkisiyle akacaktır.



Şekil.3..Dik levhada yoğuşma

Şekil.3'te görüldüğü gibi, sıvı filmine; aşağı doğru etkiyen ağırlık kuvvetleri ve yoğunluk değişimi sebebiyle oluşan kuvvetler vardır. Yukarı doğru ise, etkiyen viskoz sürtünme kuvvetleri olmaktadır. Akış alanında alınan bir hacim elemanına etkiyen kuvvetlerin dengesi yazılır ve gerekli sınır şartı kabulleri yapılırsa $\delta = \delta(x)$ sıvı film kalınlığına bağlı kütlesel sıvı debisi için Eşitlik.1, Film kalınlığı için şu Eşitlik.2 kullanılır.

$$m(x) = \frac{g\rho_s(\rho_s-\rho_b)\delta^3}{3\mu_s} \tag{1}$$

$$\delta(x) = \left[\frac{4\mu_s k_s(T_d-T_y)x}{g(\rho_s-\rho_b)p_s h_{sb}}\right]^{\frac{1}{4}} \tag{2}$$

Film yoğuşma durumunda ısı taşınım katsayısını tarif etmek için, levha uzunluğu boyunca iletim ihmal edilecek olursa, yoğuşma esnasında ortaya çıkan yoğuşma ısısı levha yüzeyinden iletimle transfer edilecektir. L boyundaki levhada ortalama ısı taşınım katsayısı için ise, daha önce yapılan tarif ve integrasyondan, Eşitlik.3'teki şekliyle ifade edilir.

$$h_m = 0.943\left[\frac{g\rho_s(\rho_s-\rho_b)h_{sb}k_s^3}{\mu_s(T_\infty-T_y)L}\right]^{1/4} \tag{3}$$

Bu eşitliklerdeki termo-fiziksel özellikler $T_f = (T_d + T_y)/2$ sıcaklığında, h_{sb} ise T_d sıcaklığında alınmalıdır. Dik boru veya levhada yoğuşma durumunda, bir boru veya birim genişlikteki levha üzerinde yoğuşan sıvı miktarı m_{1L} Eşitlik.4'teki ifadeden bulunur:

$$m_{1L} = \frac{h_m(T_\infty-T_y)}{h_{sb}} \tag{4}$$

Re sayısı, Eşitlik.5'te olduğu gibi tarif edilir. Reynolds sayısına bağlı olarak dik bir levhada yüzeyi dalgasız laminer film akış halinde ısı taşınım katsayısı Eşitlik.6'dan bulunabilir.

$$Re_\delta = 4\frac{m_L}{\mu_s} \tag{5}$$

$$\frac{h_m(V_s^2/g)}{k_s} = 1.47\,Re_\delta^{-1/3} \qquad Re_L \le 30 \tag{6}$$

Yüzeyi dalgalı lamimer film akış için ısı taşınım katsayısı bağıntısı, Kutatelzade tarafından Eşitlik.7'deki gibi ifade edilmiştir.

$$\frac{h_m(V_s^2/g)}{k_s} = \frac{Re_\delta}{1.08\,Re_\delta^{1.22}-5.2} \qquad 30 \le Re_L \le 1800 \tag{7}$$

Türbülanslı film akış için ise aşağıda Eşitlik.8'de verilen Labuntsov bağıntısı kullanılır:

$$\frac{h_m(V_s^2/g)}{k_s} = \frac{Re_\delta}{8750 + 58\,Pr^{-0.5}(Re_\delta^{0.75} - 253)} \qquad Re_L \leq 1800 \qquad (8)$$

Levha belli bir eğimle duruyorsa, ϕ levhanın yatayla yaptığı açı olmak üzere, ortalama ısı taşınım katsayısı için Nusselt teorisinden faydalanarak şu Eşitlik.9 verilmiştir:

$$h_m = 0.943\left[\frac{g\rho_s(\rho_s - \rho_b)h_{sb}k_s^3}{\mu_s(T_\infty - T_y)L}Sin\phi\right]^{1/4} \qquad (9)$$

Bu bağıntıların yanı sıra ısı ve kütle transferinin bir arada olması durumundan yola çıkarak akışın laminar ya da türbülanslı olması Re sayısı aracılığı ile tespit edildikten sonra dikey levha üzerinde doğal akış kabulü yapılarak,

Laminer akış için $Nu = 0{,}59(Gr.Pr)^{1/4}$ (10)

Türbülanslı akış için $Nu = 0{,}13(Gr.Pr)^{1/3}$ (11)

eşitlikleri kullanılır. Dik levha kabulünün yapılma nedeni lens elemanının dik levha kabul edilmesidir.

$$Nu = Sh = \frac{hL}{k} \qquad (12)$$

$$Sc = Pr \qquad (13)$$

Gr.Sc>109 Türbülanslı, Gr.Sc<109 Laminar kontrolü ile laminar veya türbülanslı olduğu tespit edilen sistem eşitlik 10 ve 11'e göre çözümlenir. Nusselt–Sherwood ve Prandtl-Schmidt benzeşmesi üzerinden yoğuşan kütle ifadesi Eşitlik.14'te verilmiştir. (Yamankaradeniz ve ark. 2010)

$$m_b = h_m(C_w - C_\infty) \qquad (14)$$

1.Adım: İncelenecek farın ısıl analizi çevre sıcaklığında yapılır. Isıl analizden çıkan sonuçlar aşağıda verilen kriterlere göre değerlendirilir. Far içinde havanın sıkıştığı yerler, hızının ve dolaşımının yavaşladığı hacimler ve kapalı hacimler yoğuşmaya sebep olacak bölgelerdir. (Farlarda estetik çerçeve-lens arası bölge, far içinde iç lens ile bölünmüş kapalı hacimler, özellikle ampul eksenlerinin altında kalan far geometrisinin sıkıştığı alt ve kenar bölgeler, arka farlarda geometrinin sıkıştığı dar bölgeler ile kenar ve dip bölgeler dikkate alınmalıdır.)

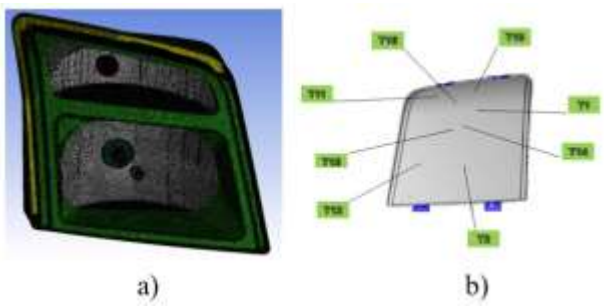
2.Adım: Sıcaklık farkının yüksek olduğu bölgelerde, lens iç yüzey ve yoğuşma beklenen bölgedeki iç hava değerleri esas alınır. Girdi olarak elde edilen sıcaklıklar, aracın kullanılacağı bölgenin izafi nem oranı ve yoğuşmanın beklendiği L mesafesi dikkate alınarak dik levha üzerinden doğal akış, eğik levha üzerinden doğal akış prensibine dayanan yoğuşma excel makrosu ile yoğuşma olup olmayacağı belirlenir.

2.2.Sayısal Analiz

Bu çalışmada sayısal analiz, ANSYS 12.1 CFX yazılımı yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Hacim içi, laminar doğal taşınımlı, üç boyutlu ve sürekli rejimde hava akışı kabul edilmiştir. Far bileşenlerindeki iletim etkileri (conjugate effects) dikkate alınmıştır. Doğal taşınım için Boussinesq yaklaşımı, radyasyon etkilerinin dikkate alınmasında da Monte Carlo yaklaşımı kullanılmıştır. Monte Carlo metodunda rastgele erişim ile bir foton, ışınıma tabi tutulmaktadır. Deneme analiz başında belirlenen maksimum foton sayısına göre N kere tekrarlanmaktadır. Her tekrar bir öncekinden bağımsız olduğu için benzerlikten çok farklı kombinasyonlar üretilmektedir. N adet erişim bittiğinde bütün fotonların ortalama değeri sonuç olarak alınmaktadır (Rubinstein ve Kroese, 2007). Özellikle ışınım problemlerinin çözümünde Monte Carlo metodu çok yaygın olarak kullanılmaktadır (Carter ve Cashwell, 1975). Çözülen denklemler ve kullanılan yaklaşımlar hakkında detaylı bilgiler ANSYS CFX 12.1 Solver Theory Guide de bulunabilir. Analizlerde öncelikli olarak gerçek testlere uygun şekilde zamandan bağımsız şekilde çevre sıcaklığı 25°C olarak yapılır. İkinci aşamada ısıl analiz sonuçları başlangıç şart olarak belirlenerek testlerde su ile soğutulan dış yüzey 7°C hava ile temas edecek şekilde sınır şartları belirlenerek yoğuşma analizi yapılmıştır.

2.3. Geometri ve Ağ Yapısı

Çalışmamızda öncelikli olarak delaunay ağ yapısı kullanılmış ve Şekil.4.a'da verilmiştir. Eleman sayısından bağımsız çözüme ulaşabilmek için eleman sayısı çeşitlendirilmiştir ve eleman sayısı 7486846, 9363553,11620786 ve 14286595 olarak oluşturulmuştur. Şekil.4.b'de eleman sayısından bağımsız çözümü bulmak adına far üzerine yerleştirilen termokupulların yerleri verilmiştir.



Şekil 4. a) Delaunay ağ yapısı b)Termokupul yerleşim konumları

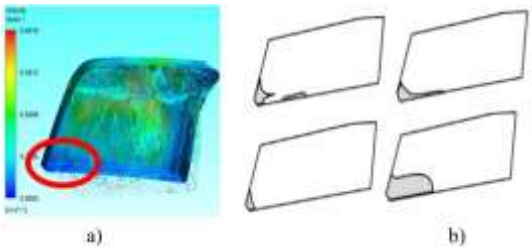
Deney ölçüm sonuçları ve farklı eleman sayılarından oluşan sonuçlar termokupul lokasyonlarına göre karşılaştırılmıştır. 11620786 Eleman sayısının en hataya sahip olduğu tespit edilmiş ve çalışmada bu eleman sayısı üzerinden sonuçlar alınmıştır.

Tablo.1. Eleman sayısından bağımsızlık çalışması

	TERMOKUPUL KOODİNATLARI			7486849	9363553	11620786	14286595	Ölçüm Sonuçları
		X	Y	T(°C)	T(°C)	T(°C)	T(°C)	T(°C)
Point_1	T1	1161,8	621,683	95,747	95,8	95,686	96,936	94,112
Point_2	T2	1080,279	596,271	67,952	68,521	68,287	68,797	67,1
Point_3	T10	1241,678	618,717	150,386	155,62	154,745	68,797	152,6
Point_4	T11	1183	550,352	89,724	93,837	93,771	94,287	92,8
Point_5	T12	1139,83	660,448	84,731	87,942	88,797	89,994	87,7
Point_6	T14	1190,025	592,52	129,699	132,952	132,906	136,928	132,4
Point_7	T15	1130,213	574,147	112,741	116,24	114,837	115,782	113,5
Point_8	T16	1289,75	575,602	62,696	65,85	65,7	65,958	65,5

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Çalışmamızda zamandan bağımsız değişen çevre, iç hava sıcaklıklarına ve izafi nem oranına göre çözümler ele alınmıştır. Çalışmada çiğ noktası sıcaklığı, T_y=48ºC, T_∞=60ºC %60 izafi nemde 49ºC elde edilmiştir. Bu veriler ışığında L=0,025 m için yoğuşma miktarı 0,0000171 kg/m^{2}s olarak hesaplanmıştır. Isıl analizler sonucu yoğuşma tahmin edilen bölge olarak Şekil 5.a'da işaretlemiş bölgede yoğuşma beklenmektedir. Bölge hava hızının sıfıra çok yakın olduğu ve literatürde Okada ve ark. (2002) yaptığı çalışma ile paralel olarak hava hareketinin olmadığı bölgeleri işaret etmektedir (Şekil.5.b).



Şekil 5.. a) Yoğuşma beklenen bölgenin kesiti b) Okada ve ark. (2002) yoğuşma tahmini bölgesi

Bölgede yoğuşmanın olma sebebi, bölgede hava sirkülasyonunun oldukça az olması ve yüzey sıcaklığının çiğ noktası sıcaklığının altında kalmasıdır. Bölge tam kapalı olmasa da hava hareketi için dar bir bölgedir. Çalışmada L değeri yoğuşma beklenen lensin alt bölgesinden tahmini 25 mm'lik bir düzlem olarak kabul edilmiştir. İzafi nem değeri teorikte kabul edildiği üzere ilk analizde %60 daha sonra %50 alınmıştır. Değişken iç hava, izafi nem ve yüzey sıcaklıklarında yapılan incelemelerde yoğuşma miktarı sırasıyla Tablo.2, 3 ve 4'te verilmiştir. Sıcaklık farkının yoğuşmayı etkileyen en önemli etkenlerin başında geldiği tespit edilmiştir.

Tablo.2..Değişken iç hava sıcaklığına bağlı parametrelerin değişimi

		İzafi Nem= 60%		**L=0,025 m**		**T_y = 48°C**	
T_∞	**D(m^2 / s)**	**Gr**	**Sc**	**Sh**	**Gr.Sc**	**$T_{çiğ}$ (°C)**	**m (kg/m^2s)**
60	0,00002981	16180	0,630	6	10107	49,00	0,0000171
70	0,0000307	28125	0,622	7	17519	58,46	0,00035
80	0,0000316	37862	0,621	7	23523	67,77	0,00091
90	0,0000325	44585	0,619	8	27631	76,98	0,0017
100	0,0000334	50615	0,618	8	31294	85,82	0,0029

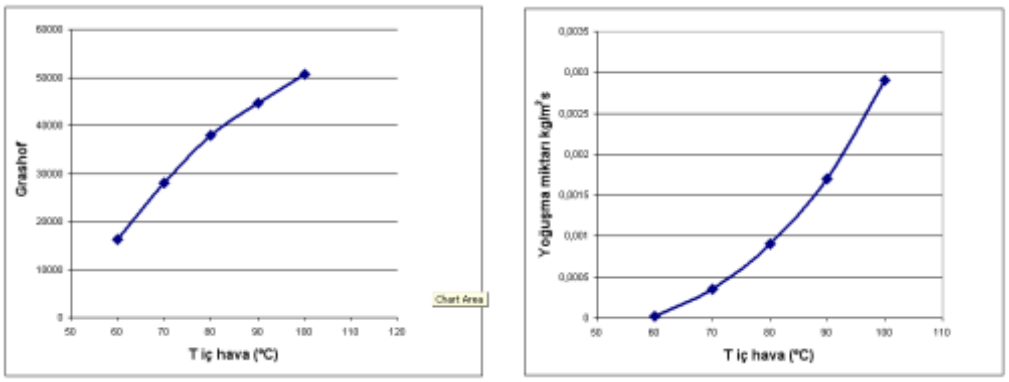
Tablo.3..Değişken yüzey sıcaklığına bağlı parametrelerin değişimi

		İzafi Nem= 60%		**L=0,025 m**		**T_∞= 60°C**	
T_y	**D(m^2 / s)**	**Gr**	**Sc**	**Sh**	**Gr.Sc**	**$T_{çiğ}$ (°C)**	**m (kg/m^2s)**
48	0,00002981	16180	0,630	6	10107	49,00	0,0000171
40	0,0000291	27501	0,626	7	17218	49,00	0,00021
35	0,0000287	34827	0,627	7	21837	49,00	0,00033
30	0,0000282	42366	0,628	8	26606	49,00	0,0004
25	0,0000278	50136	0,629	8	31536	49,00	0,00051

Tablo.4..%50 izafi neme göre parametrelerin değişimi

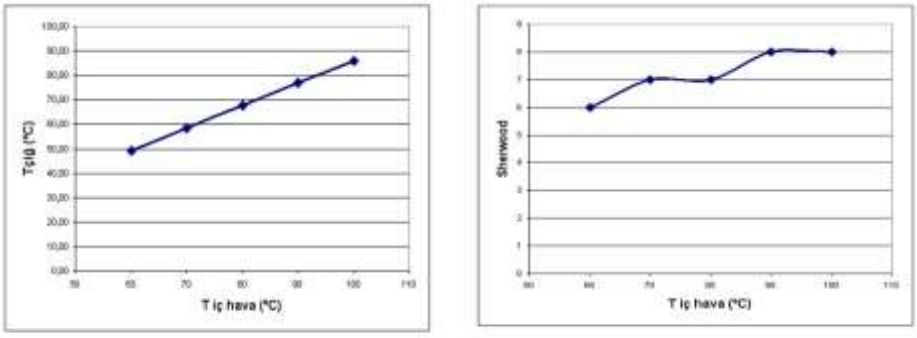
		İzafi Nem= 50%		**L=0,025 m**		**T_y = 48°C**	
T_∞	**D(m^2 / s)**	**Gr**	**Sc**	**Sh**	**Gr.Sc**	**$T_{çiğ}$ (°C)**	**m (kg/m^2s)**
60	0,00002981	16180	0,630	6	10107	49,00	0
70	0,0000307	28125	0,622	7	17519	54,67	0,000192
80	0,0000316	37862	0,621	7	23523	63,66	0,000646
90	0,0000325	44585	0,619	8	27631	72,51	0,00132
100	0,0000334	50615	0,618	8	31294	81,59	0,0023

Sıcaklık farkından sonra farın çalıştığı bölgenin izafi nemin önemi de çalışmada tespit edilmiştir. Aynı çevre sıcaklığı ve aynı yüzey sıcaklığında %50 izafi nemde yoğuşma olmadığı tespit edilmiştir.



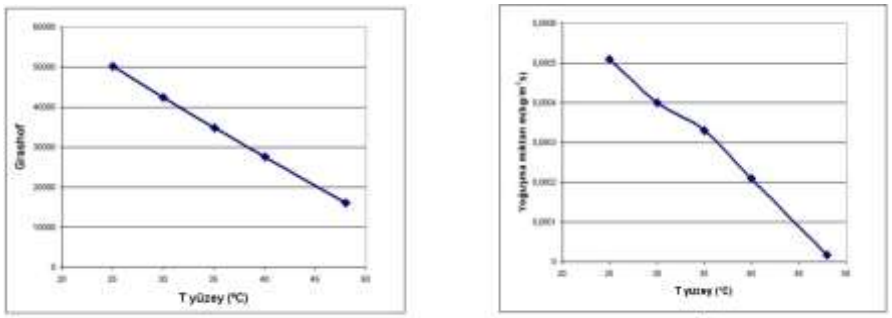
a) ***b)***

Şekil 6. a) Yoğuşma bölgesi iç hava sıcaklığına göre Gr sayısı değişimi b) Yoğuşan su miktarı değişimi



a) b)

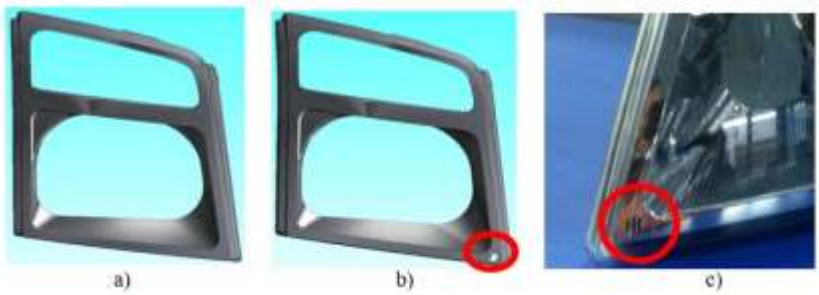
Şekil 7. a) Yoğuşma bölgesi iç hava sıcaklığına göre Tçiğ sıcaklığı değişimi b) Sherwood sayısı dağılımı



a) b)

Şekil 8. a) Değişen yüzey sıcaklığına göre Gr sayısı değişimi b) Yoğuşan su miktarı değişimi

Yoğuşma hesap sonuçlarına göre yoğuşma bölgesinin iç sıcaklık artışı, sabit yüzey sıcaklığında Gr sayısı, çiğ noktası sıcaklığı, yoğuşan su miktarı ve Sherwood sayısı ile doğru orantılıdır (Şekil.6.a, b ve 7.a, b). Diğer taraftan sabit iç hava sıcaklığında yoğuşma tahmin edilen yüzeyin sıcaklığının arttırılması, yoğuşma miktarını ve Grashof sayısını azaltmaktadır (Şekil.8.a, b). Elde edilen bu önemli veri sonucu yoğuşma tahmin edilen yüzeyin sıcaklığının arttırılması gerektiği bölgede hava sirkülasyonunu rahatlatacak, sıcak havanın yüzeye ulaşmasına yardımcı olacak geometrik tasarım değişikliğine gidilmiştir. Elde edilen veriler ışığında yoğuşma beklenen bölgede hava dolaşımının sağlanması, yüzey sıcaklığının arttırılarak yüzey sıcaklığının 49ºC olan çiğ noktası sıcaklığının üzerine çıkarılması gerektiği tespit edilmiştir. Bu maksatla, estetik çerçeve üzerinde yoğuşma beklenen bölüme doğru hava akışı sağlayacak, hava akımına izin verecek Şekil 9 (b) ve (c)'de görüldüğü gibi Şekil.9.a'da görülen geometriye delik açılmıştır.

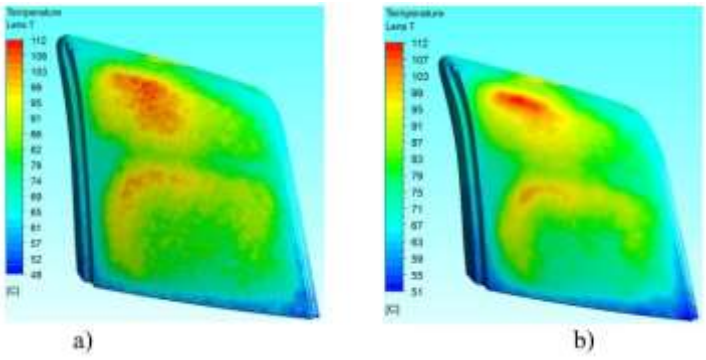


a) b) c)

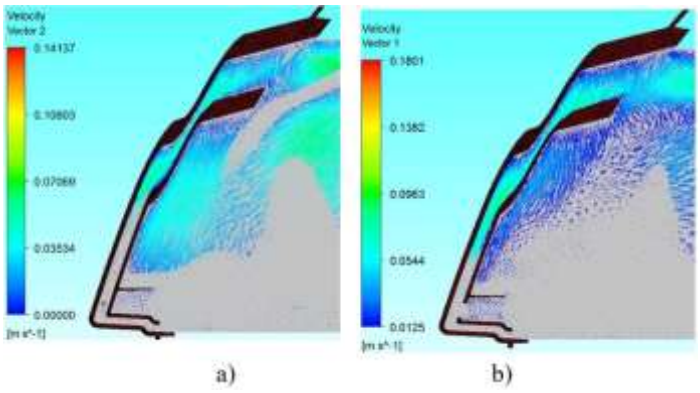
Şekil 9.Yoğuşmayı engellemek için açılan delik geometrisi a) Önce b) Sonra c) Ürün üzerinde

Tasarımdaki geometri değişikliğinden sonra yoğuşma beklenen yüzeyde sıcaklık artışı tespit edilmiştir. Geometri değişikliği sonucu ısıl analiz tekrarlanmış ve Şekil 10. a'da 48ºC olan bölge Şekil.10.b'de göre görüldüğü gibi 51ºC ile

çiğ noktası sıcaklığının üzerine çıkmıştır. Yine Şekil.11.a ve b'de önce ve sonra yaklaşımı ile yoğuşma olan bölgede hava hızının sıfırın üzerine çıktığı tespit edilmiştir.



Şekil 10. Lens iç yüzey sıcaklığı a)Geometri değişikliği öncesi b) Geometri değişikliği sonrası



Şekil 11.İç hava vektörel hız dağılımı a) Geometri değişikliğinden önce b) Geometri değişikliğinden sonra

Gerekli görülen geometri değişikliğinden sonra yoğuşma olan yüzeyde sıcaklık artışı ve hava akış hızında artma olduğu gözlemlenmiştir. Yoğuşma problemine basit temel bir yaklaşım olan çözüm yöntemi, temel anlamda bazı öngörüler ve sonuçlar vermektedir. Elde edilen sonuçlara göre Okada ve ark. (2002) Şekil.5.b'de ve Deponti ve ark. (2009) çalışmalarında Şekil.2'de olduğu gibi farın hava hareketinin kısıtlı olduğu bölgede yoğuşma olduğunu göstermiştir. Ayrıca çalışmamızda yaptığımız yoğuşma olacak bölgenin tahmini Kitada ve ark. (2002) çalışmasında olduğu gibi sıcaklık analizi ve hava hareketi üzerinden yapılmıştır. Literatürde bu iki çalışma baz alındığında yoğuşma tahmin yaklaşımının doğru olduğu görülmüştür. Yoğuşmanın ortadan kaldırılması için ise hava akış hızının arttırılması ile yüzey sıcaklığının arttırılmasının yeterli olduğu tespit edilip analizlerle doğrulanmıştır.

KAYNAKLAR

[1] Nusselt, W. (1916). "Des Oberflachenkondensation des Wasserdampfes". Z.Vereines Deutsch. Ing., 60, pp. 541-564, 569-575

[2] Bromley, L. R. A. (1952). "Heat transfer in condensation - Effect of heat capacity of condensate". Industrial & Engineering Chemistry, 44, pp. 2966-2969

[3] Dehbi, A. & Guentay, S. A. (1997). "Model for the Performance of a Vertical Tube Condenser in the Presence of Non-Condensable Gases". Nuclear Engineering and Design, 177 (1-3), pp. 41-52.

[4] Che, D., Da, Y. & Zhuang, Z. (2005). "Heat and mass transfer characteristics of simulated high moisture flue gases". Heat and Mass Transfer/Wärme- und Stoffübertragung, 41, pp.250-256

[5] Colburn, A. P. & Hougen, O. A. (1934). "Design of Cooler Condensers for Mixtures of Vapors with Noncondensing Gases". Industrial & Engineering Chemistry, pp 1178–1182.

[6] TenWolde, A. (1993). "Ventilation, Humidity, and Condensation in Manufactured Houses During Winter". ASHRAE Transactions 99(1), pp.103-115.

[7] Liu, J., Aizawa, Y., Yoshino, H. (2003). "Experımental And Cfd Studıes On Surface Condensatıon". 8th International IBPSA Conference August 11-14, Eindhoven, Netherlands.

[8] Preihs, E. (2006). "Analytic Solution and Measurements of Condensation inside a Headlamp", Proc. Nordic COMSOL Conference, Copenhagen.

[9] Deponti, A., Damiani, F., Brugali, L., Bucchieri, L., Zattoni, S., Alaimo, J. (2009). "Modelling of condensate formation and disposal inside an automotive headlamp". EnginSoft Newsletter, Year 6, no.2, Italy.

[10] Kitada, M., Asona, H., Kataoka, T., Hirayama, S., Maruta, Y. (2002). "Prediction Technologyof Transient Defogging Pattern by CFD". Proc. JSAE Annual Congress,9-12, Japan.

[11] Hassan, M.B., Petitjean, C., Deffieux, J.C., Gilotte, P. (1999). "Windshield Defogging Simulation with Comparison to Test Data". SAE paper 1999-01-120.

[12] Gulawani, S.S., Dahikara, S.K., Mathpatia, C.S., Joshi, J.B., Shah, M.S., RamaPrasad C.S, Shukla, D.S. (2009). "Analysis of Flow Pattern and Heat Transfer in Direct Contact Condensation". Chemical Engineering Science. Vol. 64, pp. 1719-1738.

[13] Gulawani, S.S., Joshi, J.B., Shah, M.S., RamaPrasad C.S., Shukla, D.S. (2006). "CFD Analysis of Flow Pattern and Heat Transfer in Direct Contact Steam Condensation". Chemical Engineering Science. Vol. 61, pp. 5202-5220.

[14] Croce, G., D'Agaro, P., De Angelis, A., Mattiello, F. (2007). "Numerical Simulation of Windshield Defogging Process. IMechE Part D" Journal of Automobile Engineering, Vol. 221, pp. 1241-1250.

[15] Shiozawa, T., Ohishi, M., Yoneyama, M., Sakakibara, K., Goto, S., Tsuda, N. ve Kobayashi, T. (2005). "Analysis of Moisture and Natural Convection Inside An Automotive Headlamp By Using CFD SAE World Congress and Exhibition, Detroit, MI, USA". (Session: Automotive Lighting Technology (Part 3 of 4) Automotive Lighting Engineering Analysis I: Modeling SP-1932).

[16] Rubinstein, R., Kroese, D. P., (2007). "Simulation and the Monte Carlo Method". Wiley, New Jersey, 1-7.

[17] Carter, L.L., Cashwell, E.D., (1975)."Particle-transport simulation with the Monte Carlo method". Los Alamos Scientific Lab. N.Mexico.

[18] Okada, Y., Nouzawa, T., Nakamura. T., (2002). "CFD Analysis of the flow in an automotive headlamp". JSAE Review, 23 (1):95-100.

TAILGATE KULLANIMI VE DOĞRULANMASINDA MAKİNE ÖĞRENME KULLANIMI

Burak Özdemir

[1] Tofaş Türk Otomobil Fabrikası A.Ş. Arge Merkezi, İstanbul Yolu Cad. No:574 Bursa, Türkiye
[1] Corresponding Author: Burak Özdemir, burak.ozdemir45956@tofas.com.tr

ÖZET

Günümüzde sektörde farklı disiplinlerin işbirliği ile bir araya gelen çok sayıda fonksiyonel ürün bulunmaktadır. Bu sistemlerin istenilen çıktıyı sağlamak için birden fazla parametresi vardır ve bazen bu sistemi matematiksel olarak ifade etmek oldukça zordur. Dolayısıyla matematiksel olarak ifade edilmesi zor bir sistemi modellemek zorlaşmakta ve fiziksel bir prototip olmadan böyle bir ürünün tasarımından üretimine kadar olan süreçte sistemin nasıl çalışacağını simüle etmek mümkün olmamaktadır. Ancak bazı istatistiksel yaklaşımlarla tahminler yapılabilmektedir. Otomobil bagaj kapağı, bahsedilen karmaşık sistemlerden biridir. İstenilen sonuç, kolayca açılan ve kapanan bir arka kapak olmasına rağmen, bu sonucu etkileyen çok fazla girdi parametresi vardır. Bu çalışma ile bir otomobil bagaj kapısının açılma ve kapanma kuvvetlerini etkileyen parametreler (aslında sistemin mevcut bir matematiksel modelinden alınmıştır) belirlenmiş ve önceki testlerden elde edilen verilerle bir makine öğrenme (ML) modeli oluşturulmuştur. Bu modelin daha önce bilmediği girdi parametrelerine karşı sonucu tahmin etmesi sağlanmış ve bu sonuçlar fiziksel olarak gerçek değerlerle karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Bagaj kapağı, bagaj kapağının öznel değerlendirmesi, mekanizma analizi, makine öğrenimi, doğrulama.

MACHINE LEARNING USE IN TAILGATE USE AND VERIFICATION

ABSTRACT

Today, there are many functional products in the industry that come together with the cooperation of different disciplines. These systems have more than one parameter to provide the desired output, and sometimes it is quite difficult to express this system mathematically. Therefore, it becomes difficult to model a system that is difficult to express mathematically, and it is not possible to simulate how the system will work in the process from design to production of such a product without a physical prototype. However, estimates can be made with some statistical approaches. The automobile tailgate is one of the complex systems mentioned. Although the desired result is a tailgate that opens and closes easily, there are too many input parameters that affect this result. With this study, the parameters that affect the opening and closing forces of an automobile tailgate (which are actually taken from an existing mathematical model of the system) were determined and a machine learning model was created with the data obtained from previous tests. This model was enabled to predict the result against input parameters that it did not know before and these results were compared physically with the real values.

Keywords: Tailgate, trunk lid, subjective evaluation of a tailgate, mechanism analyze, machine learning, verification.

1. GİRİŞ

Bu makale, otomobil gövde hareketli parçalarından bagaj kapağının çalışma karakteristiklerinin makine öğrenmesi algoritmaları ile hesaplanmasını ve sonucun geleneksel metotlar ile kıyaslanmasını kapsamaktadır. Geçmişte yapılan pistonlu bagaj kapağı geliştirme çalışmaları sırasında elde edilen büyük veri kullanılarak makine öğrenmesi algoritmaları beslenmiş ve verilen 8 farklı giriş parametresine istinaden etkilenen 2 çıkış parametresinin tahminlemesi yaptırılmıştır. Proje, henüz tasarım aşamasında olan HB, SW veya hafif ticari araç bagaj kapağının müşteri tarafından kullanılması sırasında gereken açma kapama kuvvetlerinin henüz fiziken araç ortada yok iken en kısa yoldan hesaplanması, deneyimlenmesi ve yorumlanması amacı ile yapılmıştır.

2. AMAÇ

Bu çalışma kapsamında makine öğrenmesi algoritmalarının otomobil hareketli parça sistemlerinin tasarım ve analizinde kullanılması, geliştirme süreçlerinin kısaltılması amaçlanmıştır.

3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

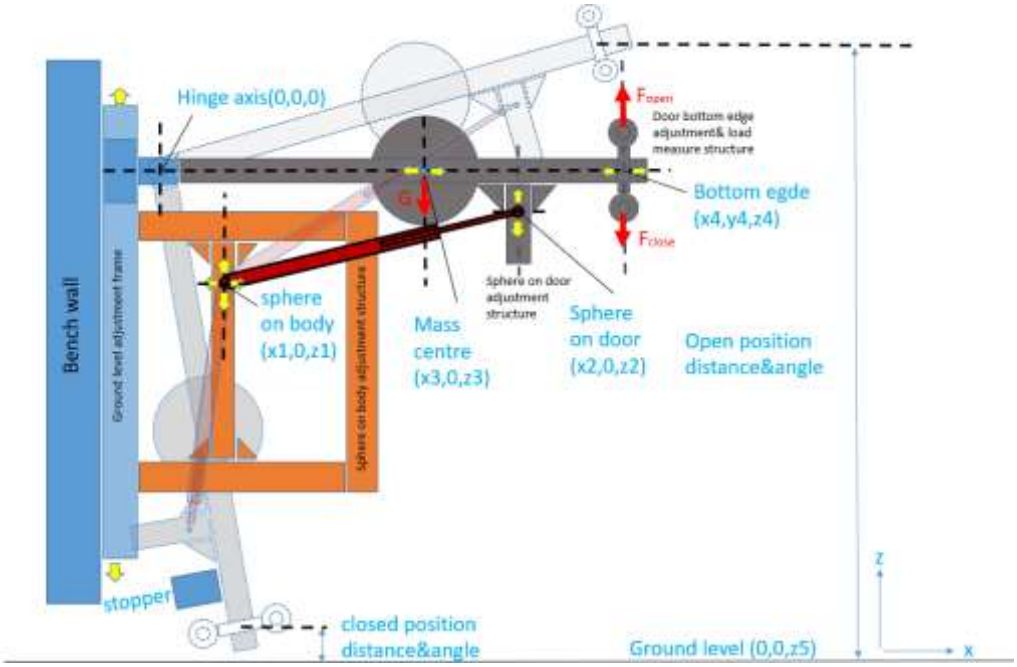
Yapay zeka, en basit tanımı ile, insan zekasının belli bir parçasını taklit etmeye çalışan sistemlerin genel adıdır. Bu açıdan bakıldığında, yapay zeka dendiğinde aklımıza insanın zekasını tamamen taklit edebilen veya amacı bu olan sistemler gelmemelidir[1]. Makine öğrenmesi ise yapay zekanı bir alt kümesidir[2]. Diğer yapay zeka uygulamalarından farklı olarak, makine öğrenimi bilgisayarların algılayıcı verisi ya da veritabanları gibi veri kaynağı türlerine dayalı öğrenimini olanaklı kılan algoritmaların tasarım ve geliştirme süreçlerini konu edinen bir bilim dalıdır. Makine öğrenimi araştırmalarının odaklandığı konu bilgisayarlara karmaşık örüntüleri algılama ve veriye dayalı akılcı kararlar verebilme becerisi kazandırmaktır. Bu, makine öğreniminin istatistik, olasılık kuramı, veri madenciliği, örüntü tanıma, yapay zekâ, uyarlamalı denetim ve kuramsal bilgisayar bilimi gibi alanlarla yakından ilintili olduğunu göstermektedir[3]. Bu açıdan bekıldığında ML algoritmalarında yapılmak istenen belirli bir girdi parametresi setine göre çıkış parametresinin veya parametrelerinin nasıl etkilendiğini hesaplamaktır. Bunun için de çok büyük veri setlerine ihtiyaç duyulur. Elde ne kadar fazla test verisi var ise ML algoritmaları ile yapılan işlem başarısı da o kadar yüksek olacaktır.

Makine öğrenmesi yöntemlerine baktığımızda, denetimli öğrenme, denetimsiz öğrenme, yarı denetimli öğrenme ve pekiştirmeli öğrenme olmak üzere dört farklı kategoriye ayrılmaktadır. Bu makine öğrenmesi algoritmaları, müşteri ilişkileri yönetimi, iş zekası, insan kaynakları bilgi sistemleri, otonom araçlar, sanal asistanlar gibi bir çok farklı alanda karşımıza çıkmaktadır.

Bu çalışma sırasında "Lineer regresyon" metodu ile "Boosted Decision Tree" metodları ayrı ayrı uygulanmış olup her iki yöntemin de çıktıları kıyaslanmıştır.

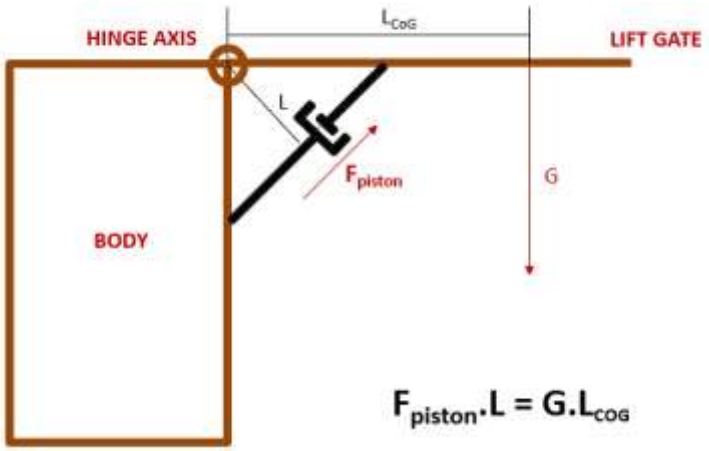
4. GELİŞTİRME SÜRECİ ÖNGÖRÜSÜ

Öngörülen tasarım ve geliştirme süreci için otomobil bagaj kapağının fiziksel özelliklerini simüle eden bir banko (Bkz şekil 1) ve bagaj kapağının statik analizini yapabilen bir excel makrosu kullanılmıştır.



Şekil 1. Bankonun şematik gösterimi[4]

Araç tasarımının müsaade ettiği sınır şartlar içersinde değiştirilen giriş parametrelerine göre makroda elde edilen sonuçların aynı parametreler ile test bankosunda yapılan ölçümlerde de değişiklik göstermediği daha önce yapılan çalışmalarımızda ispatlanmıştır[4]. Mekanizmanın statik analizinde aracın menteşe ekseni referans alınıp, aşağıdaki belirtilen parametreler kullanılarak sistemin matematik modeli oluşturulur (şekil 2).



Şekil 2. Kapağın herhangi bir açıdaki fiziksel denge denklemi[4]

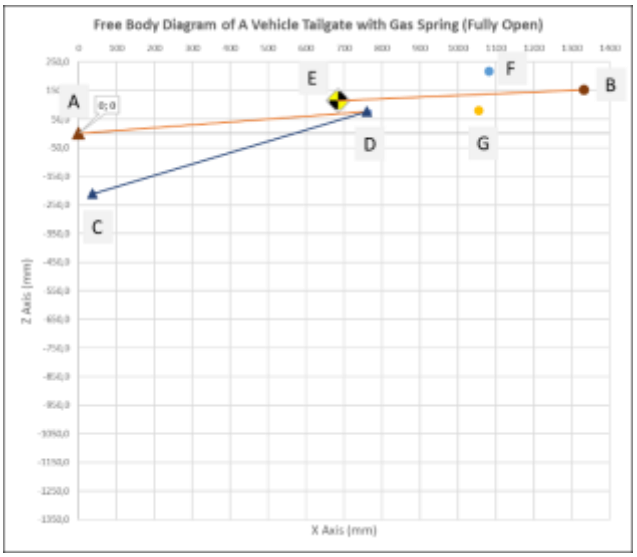
- Menteşe dönme Merkezi koordinatları
- Gazlı piston gövde bağlantı koordinatları,
- Gazlı piston kapı bağlantı koordinatları
- Araç kapısının ağırlık merkezinin koordinatları
- Kapı açma kolu koordinatları
- Kapı kapatma kolu koordinatları
- Kapı ağırlığı,
- Piston kuvveti,
- Piston Stroğu

Bu parametreler kullanılarak elde edilen denklem kapı açısına göre çözdürüldüğünde teorik olarak bir araç bagaj kapağının kuvvet-açı grafiği elde edilerek static kuvvet analizi yapılmaktadır.

Statik kuvvet analizinden sonraki adımda, bankonun kurulumu kapı parametrelerini simüle edecek şekilde yapılmakta ve banko kuvvet ve açı sensörleri ile enstrümante edilmektedir. Iç ve dış tutamaklardan uygulanan quasi static yükleme ile veri toplanarak kapının fiziksel kuvvet-açı grafiği de elde edildikten sonra teorik grafik ile ölçülen grafik karşılaştırılmaktadır.

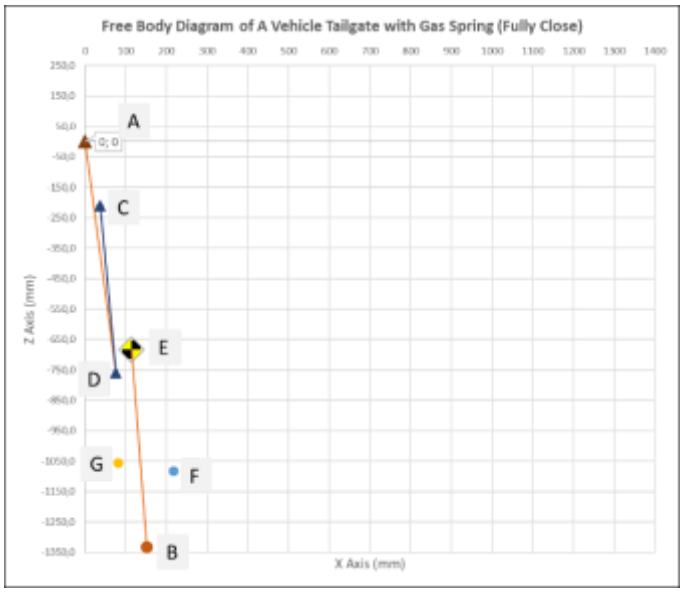
4.1. Sistemin Serbest Cisim Diyagramı

Gazlı yay tahrikli bir bagaj kapağı mekanizmasının serbest cisim diyagramı şekil 3 ve 4 ‘de gösterilmektedir.



Şekil 3. Kapı açık durumda serbest cisim diyagramı[4]

AB: Bagaj Kapağı
CD: Gazlı yay
E : Ağırlık Merkezi pozisyonu
F: Dış açma kolunun pozisyonu
G: İç açma kolunun pozisyonu



Şekil 4. Kapı kapalı durumda serbest cisim diyagramı[4]

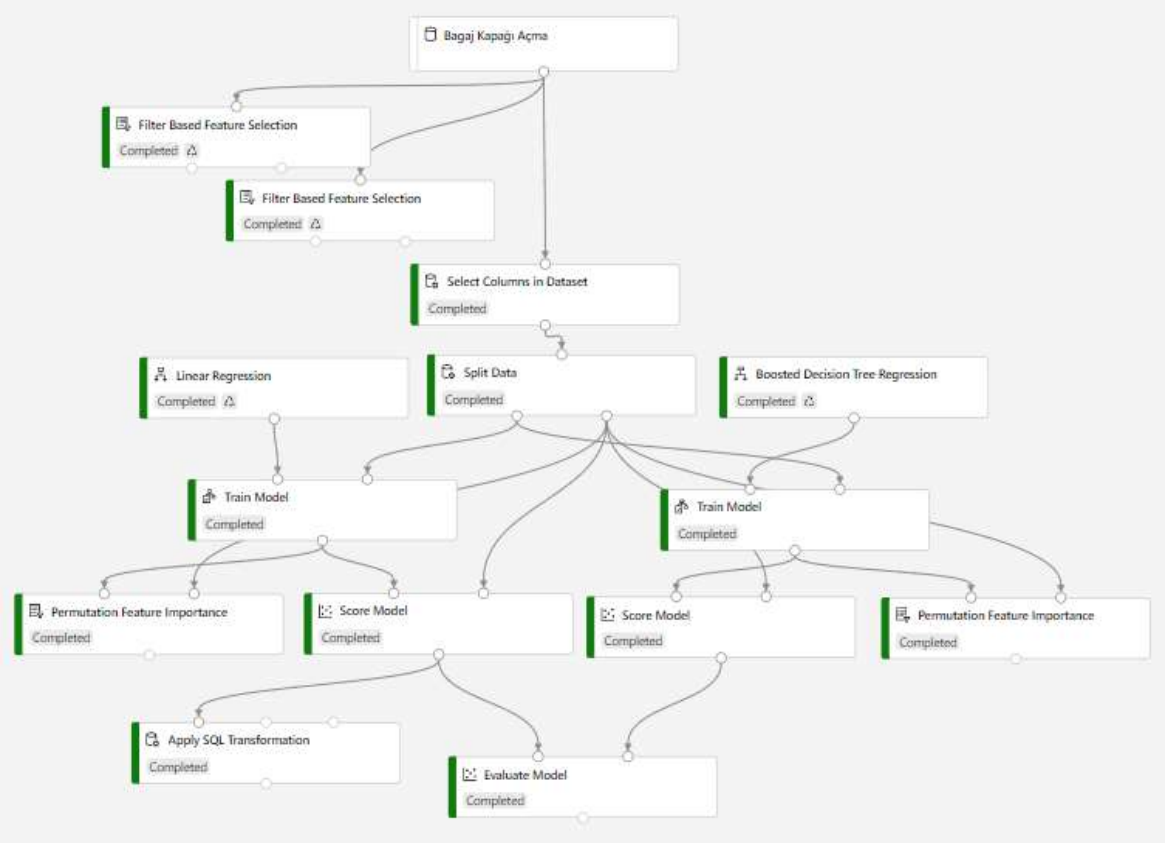
4.2. Makine Öğrenmesi Modelinin Oluşturulması

Bu çalışmada denetimli makine öğrenmesi alt türlerinden regresyon modellemesi kullanılmış olup geliştirme ortamı olarak Microsoft Azzure Machine Learning Studio[5] kullanılmıştır. Bütün giriş parametreleri için aracın izin verdiği ölçüde sınır şartlar belirlenip, bu sınır şartlar içerisinde her bir parametrenin diğerleri ile farklı kombinsayonlarından oluşan 1000 satırlık bir girdi veri seti oluşturuldu. Daha sonra bu veri seti sistemin fiziksel denklemine dayanarak hesaplama yapan makrodan faydalanarak çözdürülüp çıkış parametreleri hesaplatıldı.

Parametre İsmi	Parametre Tipi
Kapının ağırlığı	Input
Kapı COG X koordinatı	Input
Kapı COG Z koordinatı	Input
Kapı X koordinatında pistonun dönme noktası	Input
Kapı Z koordinatında pistonun dönme noktası	Input
Gövde X koordinatında pistonun dönme noktası	Input
Gövde Z koordinatında pistonun dönme noktası	Input
Piston Kuvveti	Input
Açılma Kuvveti	Output
Kapanma Kuvveti	Output

Şekil 5. Veri seti parametreleri

Elde edilen bu 1000 satırlık veri seti Microsoft Azzure ML studio[5] ortamına yüklenerek model, verinin %60'lık bir kısmı ile eğitildi. Öncelikle "Linear Regression" ile çözüm yaptırıldı. Aynı modelde aynı veriler ile "Boosted Decision Tree Regression" yöntemi ile de öğrenme yaptırılıp sonuçlar karşılaştırıldı.



Şekil 6. Makine Öğrenmesi Modeli

Yüzde 60 gibi bir veri ile eğitilen modellerin kalan %40lık giriş parametreleri için yaptığı sonuç tahminlerindeki başarı oranı "Linear Regression" metodunda %96,8 olurken, "Boosted Decision Tree Regression" metodundaki tahmin doğruluğu %98,6 olmuştur.

Tablo 1. Sonuç Tablosu

ML Çözüm Metodu	Linear Regression	Boosted Decision Tree Regression
Determinasyon Katsayısı	%96,8	%98,4

5. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Elde edilen sonuçların makroda çözdürülen veriler ile kıyaslaması yapıldığında ML modelinin başarımının %96 nın üzerinde olduğu görülmektedir. Dolayısı ile matematiksel olarak ifade etmesi zor olan herhangi bir sistem için bu yaklaşımın uygulanması ve sonuçların doğru tahmin edilmesi imkanı oldukça yüksektir. Bu açıdan bakıldığında otomobil disiplininde bir çok alanda ML uygulamaları ürün geliştirme süreçlerinde karmaşık işlerin kolaylaşmasını ve hızlıca sonuç elde edilmesini sağlayacaktır. Örneğin daha önce defalarca yapılmış benzer CAE analizlerini tekrardan yapmaktansa, eldeki veriler kullanılarak sonuç hakkında ML ile bir öngörü yapılabilir. Böylece uzun zaman gerektiren mesh oluşturma ve modelleme işlemlerinin atlanarak doğrudan sonuca gidilmesi sağlanabilir. Dolayısı ile ML ile oluşturulan modellerde mühendislik geliştirme saatlerinin azaltılması ve farklı alan ve disiplinlere yaygınlaştırma potansiyeli vardır.

Öte yandan, tüm bu avantajlarının yanı sıra düzgün bir tahminleme yapılabilmesi için modelin iyi eğitilmesi gereklidir ki bu da çok fazla sayıda veri girdisi anlamına gelmektedir. Makine öğrenmesi metodunu tanımlarken de söylediğimiz gibi algoritmaların başarımını arttıran en önemli unsur veri setleri içerisindeki örüntü ve ilişkileri yakalayabilmesi için fazlaca test verisinin modele öğretilmesidir. Kısacası bu fazla test verisi gerekliliği yüksek test maliyetleri nedeni ile çoğu zaman ML nin uygun bir çözüm olmayacağı anlamına da gelmektedir.

Kaldı ki tüm bu avantaj ve dezavantajlarının yanı sıra ML ile parametre optimizasyonu yapılması işlemleri çok mümkün olmadığından benzer işlemler DOE metodu ile de çözülebilmekte ve görece daha kısa zaman almaktadır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesinde emeği geçen ve desteklerini sunan arkadaşlarım İbrahim Utanır, Şadan Dönmez, Gökhan Ruşen Safran ve Salih Zeki Tarım' a teşekkürlerimi sunarım.

KAYNAKLAR

[1] URL 1: https://evrimagaci.org/yapay-zeka-makine-ogrenmesi-ve-derin-ogrenme-kavramlari-arasindaki-fark-nedir-8889

[2] URL 2: https://azure.microsoft.com/tr-tr/overview/what-is-machine-learning-platform/

[3] URL 3: https://tr.wikipedia.org/wiki/Makine_%C3%B6%C4%9Frenimi

[4] Özdemir, B., Oz, H. (2019) "Quasi Static Force Analyze and Physical Verification of a Tailgate during Design Phase", ICMAE Congress, 2019, Istanbul.

[5] URL 4: https://docs.microsoft.com/en-us/azure/machine-learning/overview-what-is-machine-learning-studio

TİCARİ ARAÇLARDA ÇOK FONKSİYONLU ÖN AYDINLATMA ÜNİTESİ TASARIMI

M. Türker Gültepe, Barış İspir

Al-Kor Makine Kalıp San. Tic. A.Ş.
Ömerli Mah. İhsangazi Sk. No:26 Arnavutköy/İstanbul, Turkey
M. Türker Gültepe, turker.gultepe@al-kor.com.tr
Barış İspir, baris.ispir@al-kor.com.tr

ÖZET

LED kullanımının yaygınlaşmasıyla otomotiv aydınlatması üreticiler için araçların kimliğinin önemli bir parçasını oluşturan göz alıcı bir tasarım öğesi haline gelmiştir. Bu çalışmada ticari araç ön aydınlatmasında farklı bölgelerde kullanılan gündüz farı, sinyal lambası ve pozisyon lambası tek bir üründe birleştirilmiş ve ünite içinde bulunan mikroişlemci ile gömülü bir sistem tasarımı yapılmıştır. Aydınlatma çıkışında kullanılan sayıca az, güçlü LED grubu ile ışık tüpüne aydınlatma sağlanmıştır.

Anahtar kelimeler: Otomotiv aydınlatma, LED, gündüz farı, sinyal lambası, pozisyon lambası, park lambası, ticari araç

MULTIFUNCTIONAL FRONT LIGHTING UNIT DESIGN IN COMMERCIAL VEHICLES

ABSTRACT

Automotive lighting with the widespread use of LED has become eye-catching design element that composing an important part of the car identity for car manufacturers. In this study, daytime running light, signal light and position light used in different regions for commercial vehicle front lighting are combined in a single product and an embedded system has been designed with the microprocessor in the unit. Lighting is provided to the lightguide with the small number of power LEDs.

Keywords: Automotive lighting, LED, daytime running light, signal light, position light, parking light, commercial vehicle

1. GİRİŞ

Gündüz farı (DRL, Day Running Light) son yıllarda regülasyon şartlarına dahil edilmiş yeni üretilen her araçta uygulanma zorunluluğu konulmuş bir ön aydınlatma fonksiyonudur. Otomobil üreticileri bu fonksiyonu içeren lambayı araç ön farlarına yakın bölgelere yerleştirmektedir.

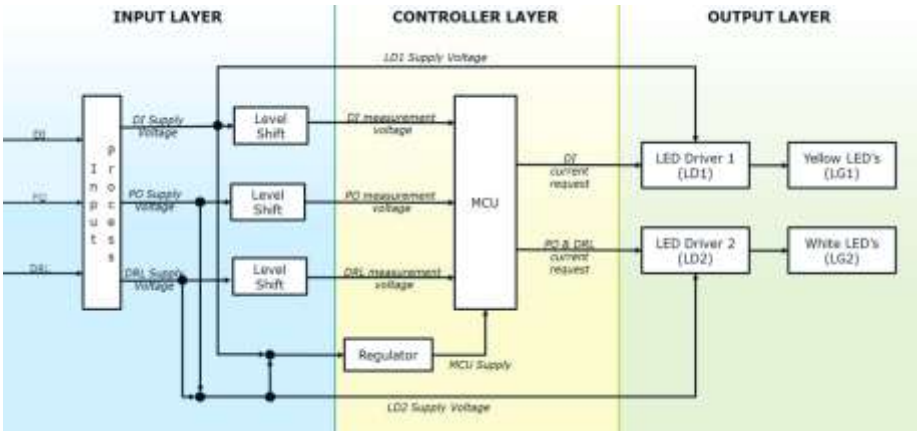
Ön aydınlatma grubunda bulunan sinyal lambası ve özellikle otobüs, kamyon gibi ticari araçlarda bulunan pozisyon lambaları üreticiler için araç ön aydınlatmasında yönetilmesi gereken farklı lamba tipleridir. Gündüz farı, sinyal lambası ve pozisyon lambasını tek bir ünitede toplayarak kompakt bir ürün haline dönüştürülmesi, maliyet ve araç ağırlığı açısından fayda sağlamaktadır. Ağırlığın azalması da doğrudan aracın karbon salınımına olumlu etki yapmaktadır.

Son yıllarda çok fazla duymaya başladığımız otonom araç teknolojisi ve elektrikli araçlara olan ilginin artması ile birlikte otomotiv sektöründe de elektronik devrelerin kullanımı ivmelenerek artmaya devam etmektedir. Elektrikli araçların üretim bandında olduğu bu yıllarda otomobilin çevreye yaydığı ve çevreden aldığı elektromanyetik dalgalar araç sistemini etkilemektedir. Dolayısıyla elektronik devre tasarımında genel olarak koruma komponentleri olarak

geçen, ESD koruma komponentleri ile EMI/EMC etkisine karşın kullanılan komponentler, bunların değerleri ve bu komponentlerin elektronik kart üzerindeki dizilişleri büyük önem arz etmektedir [1].

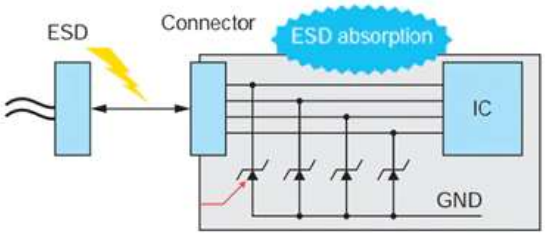
2. SİSTEM TASARIMI

Sistem ticari araçlar için geliştirilmiştir. Ünite, araç içi voltajı minimum 16V ile maksimum 32V arasında; nominal 28V'de çalışmaktadır. Tasarlanan ön aydınlatma grubunu elektronik olarak iki ana başlık altında toplayabiliriz. Ünite için donanım tasarımı ve gömülü yazılım tasarımı yapılmıştır. Donanım tasarımı da kendi için de yine üç alt başlığa ayrılmıştır. Birinci kısım; araç üzerinden gelen akü voltajını düzenlemek ve devre üzerinde kullanılan hassas elektronik komponentleri korumak için filtre ve koruma devreleri kullanılmıştır.



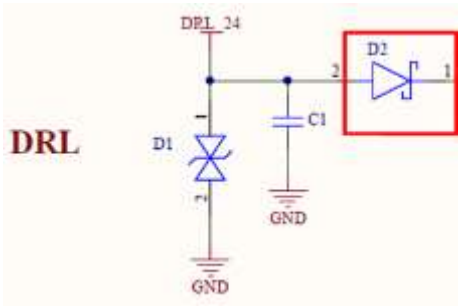
Şekil 1. Sistemin yapısı

Akü voltajını ilk karşılayan TVS diyot (Süreksiz Gerilim Sönümleyici, Transient Voltage Suppression) ile elektrostatik deşarj durumu ve anlık yüksek gerilim kontrolü sağlanmıştır. Giriş devresinde kullanılan filtre yapıları ile elektromanyetik alan testlerine karşı dayanıklı bir devre yapısı oluşturulmuştur.



Şekil 2. ESD koruma devresi diyagramı

Yine aynı kısım koruma devresinde montaj esnasında oluşabilecek olası ters bağlantı durumları için devreyi ve diğer çevre ekipmanları korumak için birer adet şotki diyot kullanılmıştır.

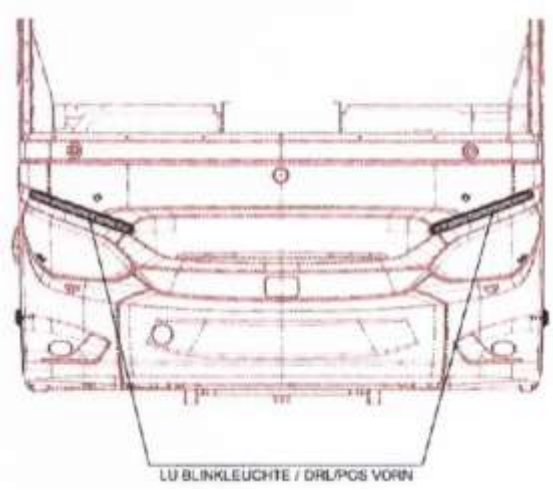


Şekil 3. Giriş devresi ters gerilim koruması

Tasarlanan elektronik devrede bulunan mikroişlemcinin besleme voltajı olan +5V seviyesi için akü üzerinden gelen voltajı bir voltaj regülatörü üzerinden geçirerek temiz bir DC sinyal elde edilmiştir. İkinci kısım; araç ECU'su üzerinden gelen bildirim ile ilgili aydınlatma fonksiyonunun algılanması ve karar vermesi için kullanılan mikroişlemcisi devresidir.

Mikroişlemci katı gelen bilginin kontrol edildiği, yorumlandığı ve ilgili sürücü katına tetik yapıldığı devre yapılarını içerir. Bu katta PWM sinyali ve LED sürücüleri aktifleştiren sinyal üretilir, LED sürücülerin hasar aldığındaki geri bildirimleri kontrol edilir.

Mikroişlemciye bağlı LED sürücü devreleri yine mikroişlemcinin karar verme yapıları doğrultusunda aktifleştirilir. Gündüz farı açılma talebi ECU tarafından üniteye bildirilince beyaz renk LED'lerin bağlı olduğu kanal PWM sinyali üretir. Beyaz LED'ler yaklaşık 4 saniye içerisinde sıfır parlaklıktan tam parlaklığa doğru bir artış ile yanar. ECU tarafından pozisyon lambası açılma sinyali geldiğinde bu kez beyaz LED'ler sıfırdan %10 parlaklık seviyesine 100ms. içerisinde çıkar ve sabit kalır. ECU tarafından sinyal lambası açılma sinyali geldiğinde devre üzerindeki beyaz LED'ler söner ve devre üzerindeki turuncu LED'ler sıfırdan %100 parlaklık seviyesine 100ms. içerisinde çıkar.



Şekil 4. Aydınlatma ünitesinin ticari araçtaki konumu

Üçüncü kısım; elektronik devrede bulunan mikroişlemcinin araç ECU'su üzerinden aldığı bildirimler doğrultusunda ilgili fonksiyonları gerçekleyebilmesi yani ilgili LED'lerin ışık verebilmesi için kullanılan LED sürücü devreleridir. Ön aydınlatma ünitesinde kullanılan LED'lerin istenilen ışık değerine göre ortalama nominal akımı 666mA olarak ayarlanmıştır. Bu ayarlanan akım değeri ile açılan LED'lerin yaydığı ışık, ışık tüpü üzerinden tüm ünite boyunca iletilir. Gündüz farı ve pozisyon lambası için kullanılan LED'ler beyaz, sinyal lambası için kullanılan LED'ler turuncu renkli olarak seçilmiştir. Bu LED'ler kendi gruplarında seri olarak bağlıdır.

LED sürücüleri ve LED katı aydınlatma değerlerinin güçlü LED'lerde uygulandığı kattır. Anahtarlama frekansları bu katta ayarlanır.

3. SİSTEM GEREKLİLİKLERİ

Elektronik devre tasarımı ve gömülü yazılım çalışmalarında ISO 16750-2 Road vehicles — Environmental conditions and testing for electrical and electronic equipment standardına [2], A 960 001 93 99 Design Specification for Electric/Electronic Components in the common CVD Powernet şartnamesine [3], ECE R10 Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to electromagnetic compatibility regülasyonuna [4], MBN 10284-4 EMC Performance Requirements – Component Tests şartnamesine [5], ECE R48 Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the installation of lighting and light-signalling devices [6] regülasyonuna uyulmuştur.

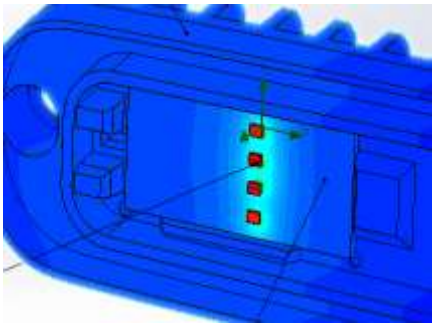
4. ANALİZ ÇALIŞMALARI

LED ile aydınlatma sağlayan elektronik devrelerde yönetilmesi gereken en önemli kısım sistemin termal davranışıdır. Tasarlanan bu ön aydınlatma ünitesinde bir LED üzerinden geçen ortalama akım 666mA olmasından dolayı LED'ler üzerinde yüksek miktarda ısı birikmeleri olmaktadır. Bu durum sistemde güç kayıplarını da meydana getirmektedir. Ortalama bir LED'in üzerinde olan gücün yaklaşık %85'i ısıya %15'i de ışığa dönüştüğü bilinmektedir. Bu sebeple sistemin termal performansı genel ürün performansına doğrudan etki etmektedir.

Kullanılan LED'in nominal çalışma voltajı 3V'dir. Bir LED üzerinden geçen 666mA ile beraber LED üzerinde oluşan gücü hesaplayacak olursak;

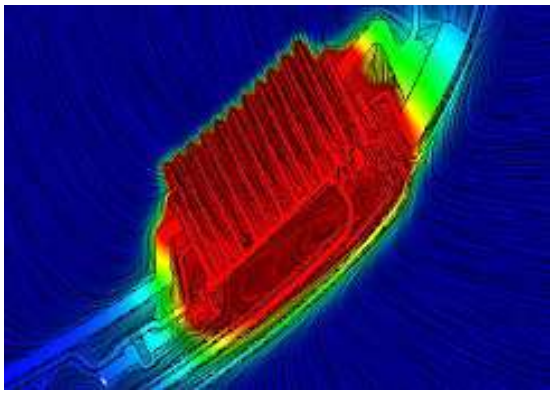
$$Pled = \frac{3x666}{1000} = 1.99W \quad (1)$$

1.99W tek bir LED üzerinde oluşacak ortalama güç değeridir. Aynı anda 4 LED'in de yanacağı hesaba katarsak ortalama 7.99W'lik bir güç değeri oluşacaktır. Oluşan gücün %85'lik bir kısmının ısı olarak açığa çıktığı bilinmektedir. Bu doğrultuda ortalama 6.79W'lik bir ısı meydana gelecektir. Ön aydınlatma ünitesinin kapalı ve dar bir alanda olduğunu düşündüğümüzde bu durumu termal olarak yönetmek zor bir hal almaktadır.



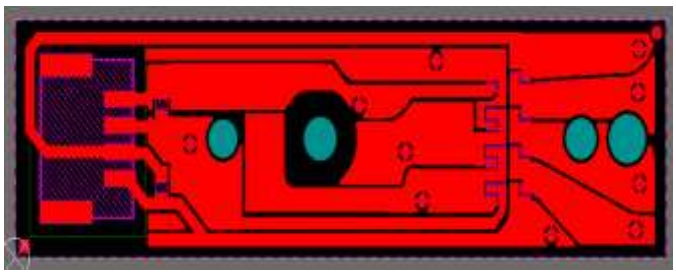
Şekil 5. LED kartı termal analiz görüntüsü

Yapılan termal analizler sonucunda LED'lerin açılmasından belli bir süre sonra soğutucunun oluşan ısıyı dağıtmakta yetersiz kalıp, fazla ısının ünitede yer alan plastik kısımlara zarar verdiği görülmüştür.



Şekil 6. Soğutucu termal analiz görüntüsü

Termal yönetimi iyileştirebilmek için LED kartının boyutlarında, kartın materyalinde ve LED çevresi bakır alanlarında revizyonlar yapılmış ve analizler tekrarlanmıştır. Böylece LED'lerden açığa çıkan ısının PCB üzerinde daha homojen dağılması ve soğutucuya daha iyi iletilmesi sağlanmıştır.



Şekil 7. Termal Yönetim uygulanmış LED kartı tasarım görüntüsü

5. ELEKTRONİK KART TASARIMI

Ön aydınlatma grubu iki ayrı elektronik kart ile tasarlanmıştır. Kartlardan biri aracın ECU'su ile haberleşerek ilgili fonksiyonların yönetimini gerçekleştiren anakart, diğeri ise fonksiyonların ışık vermesini sağlayan LED'lerden oluşan LED karttır.

5.1 ANAKART TASARIMI

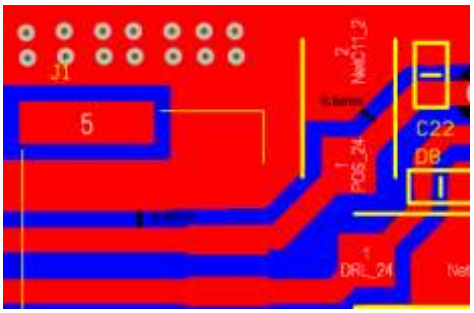
Ana kart üzerine 1 adet mikroişlemci, 2 adet buck modeli dönüştürücü olmak üzere toplamda 90 adet elektronik komponentten oluşmaktadır. Kart FR-4 tip malzemeden seçilmiştir. 1.6mm PCB kalınlığı ve 2 oz bakır kalınlığına sahiptir. Kart çift yüzlü şekilde tasarlanmıştır. Kart üzerinde kullanılan tüm komponentler otomotiv sektöründe elektronik komponentlerin standartlarına AEC-Q100, AEC-Q101 ve AEC-Q200'e sahiptir. [7][8][9].



Şekil 8. Anakart tasarımının 3D ortamındaki görüntüsü

Ana kart üzerinde kullanılan 2 adet LED sürücü entegresinin altlarına termal delikler konularak kartın hem üst hem alt yüzeyde bulunan toprak hattına geçişleri sağlanmıştır. Böylece termal yönetim bakımından kartın performansının korunması amaçlanmıştır.

Müşteri şartnamelerine uygun olarak giriş sinyal hattı ve toprak hattı (GND) arasındaki mesafenin IPC-2221A Generic Standard on Printed Board Design standardına göre en az 0.6mm olması sağlanmıştır [10].



Şekil 9. IPC-2221A standardına uygun bakır yolları tasarım görüntüsü

Termal delikler üzerinden dizgi işlemi sırasında alt tarafa lehim akmaması için delik çaplarının 0.3mm'den büyük olmamasına özen gösterilmiştir.

5.2 LED KART TASARIMI

LED kart, üzerinde 4 adet beyaz ve 4 adet turuncu renk LED'ler olmak üzere toplamda 10 komponentten oluşmaktadır. Kart özel bir alüminyum malzemeden yapılmakta olup 1.5mm kalınlığına ve 1 oz bakır kalınlığına sahiptir.



Şekil 10. LED kartı tasarımı 3D ortamındaki görüntüsü

6. SONUÇLAR

Bu çalışmada otomotiv elektroniği için bir ön aydınlatma sistem olan, komponentleri otomotiv standartlarına uygun olarak seçilmiş, yapılan termal analizlerle devre yapısı test edilmiş, ticari araçlar için bir ön aydınlatma ünitesi geliştirilmiştir. Tasarımı bitirilmiş elektronik kartın üretimi yapılmıştır. Ünite otomotiv sektörü zorlu testlerinden başarı ile geçmiştir ve ECE R10 regülasyon belgesini almıştır.

Çok fonksiyonlu ön aydınlatma ünitesi araç önü bölgesinde tasarım ekibine yer kazandırmış, fonksiyonel özelliği sayesinde 3 ayrı fonksiyonun toplam maliyetine oranla bir maliyet düşümü sağlamıştır. İçindeki elektronik devrenin bir getirisi olarak toplam ağırlıkta hafifleme sağlanmıştır. Bu durum da doğrudan olarak aracın emisyon salınımına olumlu yönde etki yapmıştır. 3 fonksiyonun tek ünitede toplanması aracın önünde markaya özel tasarımların daha özgürce uygulanmasına olanak sağlamıştır.

Bu aşamadan sonraki çalışmalar ticari araç marka bilinirliliğini artıracak ön kısım aydınlatmaları, diğer fonksiyonlarla birleştirilebilen modüler aydınlatma uygulamaları olacaktır. Otomotiv sektöründe bu konudaki çalışmaların çeşitlenerek artması hedeflenmektedir.

KAYNAKLAR

1. Brander, T., Gerfer A., Rall B., Zenkner H. (2009), Trilogy of Magnetics, Würth Elektronik, Waldenburg, 726 pages
2. (2012), ISO 16750-2 Road vehicles — Environmental conditions and testing for electrical and electronic equipment, Switzerland, 28 pages
3. (2016), A 960 001 93 99 Design Specification for Electric/Electronic Components in the common CVD Powernet, 33 pages
4. URL 1: ECE R10 (2019), Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to electromagnetic compatibility, https://unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/2019/E-ECE-324-Add.9-Rev.6.pdf, 03.06.2021
5. (2017), MBN 10284-4 EMC Performance Requirements – Component Tests, 27 pages
6. URL 2: ECE R48 Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the installation of lighting and light-signalling devices, https://unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/2013/R048r9e.pdf, 06.06.2021
7. URL 3: AEC-Q100-Rev-H (2014), Automotive Electronics Council,Failure Mechanism Based Stress Test Qualification For Integrated Circuits, http://www.aecouncil.com/Documents/AEC_Q100_Rev_H_Base_Document.pdf, 03.06.2021
8. URL 4: AEC-Q101-Rev-D1 (2013), Automotive Electronics Council Failure Mechanism Based Stress Test Qualification For Discrete Semiconductors In Automotive Applications, http://www.aecouncil.com/Documents/AEC_Q101_Rev_D1_Base_Document.pdf, 03.06.2021
9. URL 5: AEC-Q200-Rev-D (2010), Automotive Electronics Council Stress Test Qualification For Passive Components, http://www.aecouncil.com/Documents/AEC_Q200_Rev_D_Base_Document.pdf, 03.06.2021
10. (1998), IPC-2221A Generic Standard on Printed Board Design, 107 pages

ASSESSMENT ON HYBRIDIZATION OF HEAVY-DUTY LONG-HAUL DIESEL TRUCK POWERTRAIN

[1]Yücel Karaca, [2]Hasan Kubilay Yiğit, [3]Caner Bayburtlu, [4]Orkun Özener

[1,4]Yıldız Technical University, Mechanical Engineering, İstanbul, Turkey
[2]Gazi University, Information Systems, Ankara, Turkey
[3]AVL Research and Engineering Turkey, İstanbul, Turkey
[1]Corresponding Author: Yücel Karaca, karacayucel@outlook.com

ABSTRACT

The main objective of this study was to evaluate the potential benefits that can be achieved with application of various electrified components to a 40 tons heavy-duty long-haul truck. A realistic base long-haul truck with its conventional powertrain components is modelled in a simulation environment and on top of that, by adding degree of freedom to the system with electrified components and their controllers, the opportunities of hybridization in terms of fuel economy improvement are examined over Heavy Heavy-Duty Diesel Truck (HHDDT) and Urban Dynamometer Driving Schedule Heavy-Duty (UDDSHD) cycles. Every hybrid vehicle configuration as well as the base vehicle used in this study were modeled using representative internal combustion engine (ICE), battery pack and electric drive components in AVL CruiseM™. Hybridization of the long-haul truck offers up to 4.9% fuel economy compared to conventional vehicle. In addition, the same powertrain configuration provides an 24.4% reduction in tailpipe NO_x emissions and an 22% reduction in urea consumption.

Keywords: Hybrid Powertrains, Heavy-Duty Vehicles, HEV, Commercial Vehicles, Diesel Electrification

INTRODUCTION

Road transport is an activity that is fundamental to society and the economy of any nation. Besides giving freedom to people to carry out their activities, it also links people, companies, and countries economically. Just in the EU region alone, approximately 44% of products are transported this way [1]. Our modern society acquires most of its energy for this transportation from petroleum-based fuels to power our vehicles to transport goods or people from point A to B. Using these fuels for these purposes produces a lot of poisonous emissions and contributing to the global warming. Also, the efficiency of internal combustion engines (ICE) is usually around %35 which is not enough for future goals of humanity for limiting global warming and creating efficient transportation solutions [2]. Because of these issues, maintaining such way of transportation is impossible for our future and electrification might be a good solution for increasing efficiency while decreasing greenhouse gas emissions and NOx emissions [3]. On the other hand, there are no subsidies for electrified Heavy-Duty Vehicles (HDV) like there are for passenger ones [4].

Hybrid electric vehicles (HEV) appear to be the fastest short-term measure we can take to reduce the environmental impacts of conventional ICE powered powertrains. Hybridization allows the rightsizing of an engine, by doing so we can lower the heat loss and increase efficiency [5]. The reduced ICE power can be derived from the electric motor (EM). Especially at low speeds, EMs provide torque quicker than their ICE counterparts. By doing so launching performance might be improved even with a less powerful ICE [6]. Notions about HEV were described in detail in W. Enang and C. Bannister's study HEV control methods were touched on. The methods were compared to fuel economy and emissions with velocity cycles. A detailed cost-saving analysis was not made in this study [7].

METHODOLOGY

Model Development

Dynamic models of long-haul tractor and semi-trailer have been developed in AVL CruiseM. Simulation is essentially based on the longitudinal equation of motion of the vehicle generated using the forces shown in **Figure** . The details of the vehicle parameters can be seen in **Table 1**, and the equations of motion using these parameters are given below [8]:

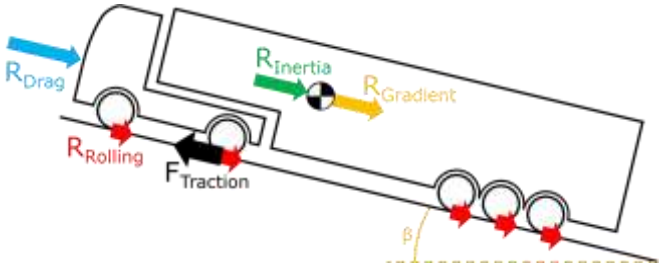


Figure 1. Forces acting on the vehicle

$$F_{Traction} = R_{Drag} + R_{Rolling} + R_{Gradient} + R_{Inertia} \quad (1)$$

$$R_{Drag} = \frac{1}{2} * \rho * C_d * A_f * v^2 \quad (2)$$

The drag resistance force acting on the vehicle [8]:
Where C_d refers to drag coefficient of the vehicle, ρ refers to density of the air, A_f refers to front area of the vehicle and v refers to velocity of the vehicle.

$$R_{Rolling} = C_r * m * g * \cos(\beta) \quad (3)$$

The rolling resistance force acting on the vehicle [8]:
Where C_r refers to rolling coefficient of the vehicle, m refers to mass of the vehicle and g refers to gravitational acceleration and β refers to slope of the road.

$$R_{Gradient} = m * g * \sin(\beta) \quad (4)$$

The gradient resistance force acting on the vehicle [8]:
Where m refers to mass of the vehicle, g refers to gravitational acceleration and β refers to slope of the road.

$$R_{Inertia} = m * a \quad (5)$$

The inertial resistance force acting on the vehicle [8]:
Where m refers to mass of the vehicle and a refers to the acceleration of the vehicle. Please note that, rotational inertias of rotating parts and gross vehicle mass decrease due to consumed fuel are not taken into account in simulations.

Table 1. Model Parameters

Parameter	Unit	Value
Gross vehicle mass	kg	40000
Drag coefficient	-	0.6
Rolling resistance coefficient	%	0.65
Frontal area	m^2	8.5
Density of air	kg/m^3	1.225
Gravitational acceleration	m/s^2	9.81
Wheel rolling radius	m	0.5

In **Figure** , conventional vehicle powertrain layout and hybrid powertrain layout are visualized. In this study, electric machine is placed in between gearbox and the main clutch, where this configuration is also known as P2 hybrid configuration. A 13 L diesel engine model, whose maximum power is 465 PS and maximum torque is 2500 Nm, combined with an exhaust system model including diesel oxidation catalyst (DOC), diesel particulate filter (DPF) and selective catalytic reduction (SCR) has been implemented to the model. A 12-speed automated manual transmission (AMT) model is used in the simulation.

A look-up table-based engine control unit (ECU) converting ICE torque demand to engine actuator commands, a dosing control unit (DCU) determining the necessary amount of urea mass flow depending on the temperature of SCR and

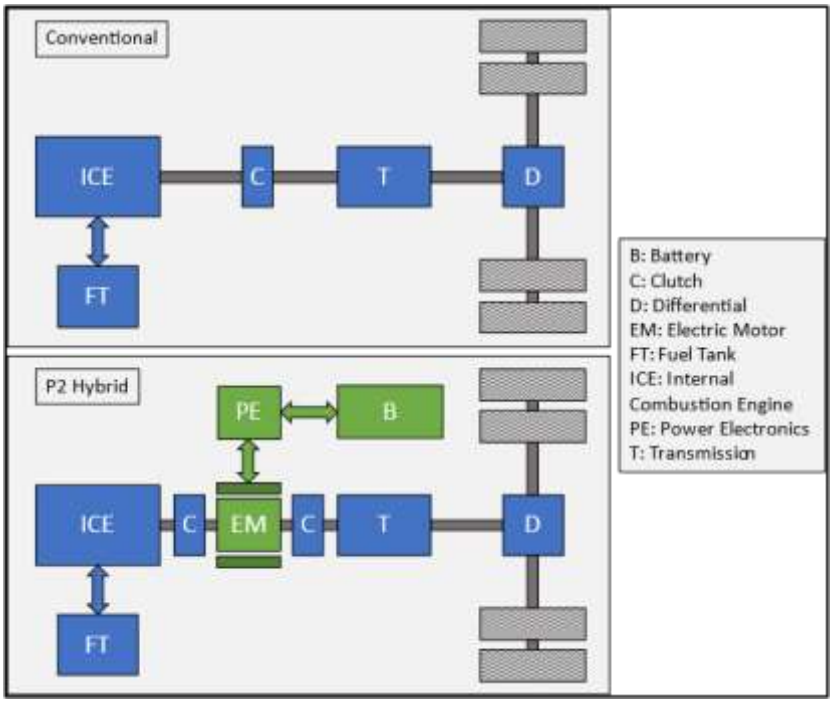


Figure 2. Arrangement of powertrain elements of the tractor. Conventional powertrain (top). Hybrid powertrain (bottom).

engine out nitro-oxides (NO_x) mass flow, and a transmission control unit (TCU) determining the clutch position and gear shifts are also embedded to the model. The simulations are done with two different P2 hybrid configurations as well as conventional powertrain over Heavy Heavy-Duty Diesel Truck (HHDDT) and Urban Dynamometer Driving Schedule Heavy-Duty (UDDSHD) cycles. The velocity and slope profile of these cycles are given in **Figure 11**.

Using two different electric motors and two different batteries; two different hybrid powertrain combinations have been studied, in which the EM and single-ratio transmission are located as a package between the two clutches between the internal combustion engine and the transmission. Details of electric components can be seen in **Table** .

For result comparability, the overall vehicle speed based maximum traction force of the hybrid powertrains are limited to the conventional vehicle maximum traction force curve. Additionally, since there is no direct correlation between battery state of charge (SOC) and consumed diesel fuel, the cycles are simulated with an SOC deviation ±0.1% difference between simulation start and simulation end, so that an SOC independent fuel consumption comparison between different layouts could be done.

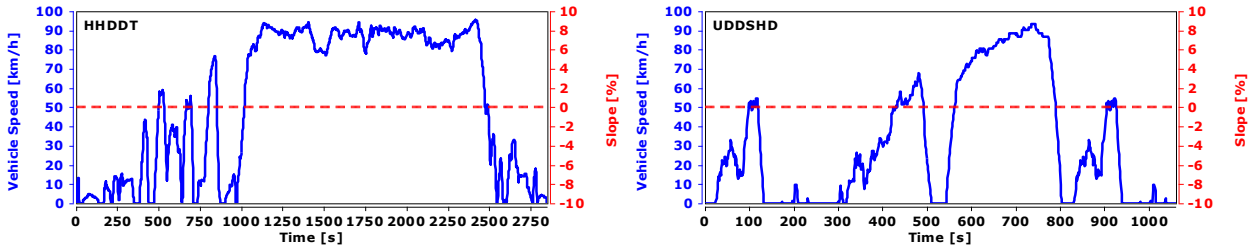


Figure 11. HHDDT ve UDDSHD test cycles

Table 2. Elements and details of hybrid architectures

		Configuration #1	Configuration #2
Electric machine	-	EM1	EM2
Voltage	V	660	538
Max. speed	rpm	2200	6000
Max. torque	Nm	625	405
Max. power	kW	75	75
Max. efficiency	%	93.7	92.9
Transmission ratio	-	1:1	1:1
Battery	-	BAT1	BAT2
Nominal voltage	V	660	538
Cell resistance	mOhm	1.6	1.8
Total capacity	kWh	31.7	32.5

Hybrid Controller Development

The hybrid control unit is placed between the driver pedal commands and the actuators of the system, in terms of signal flow, in order to intervene and manipulate the inputs from the driver according to the decision and calculation methodology. Different energy management strategies used in hybrid vehicles are shown in **Figure**. In this study, a

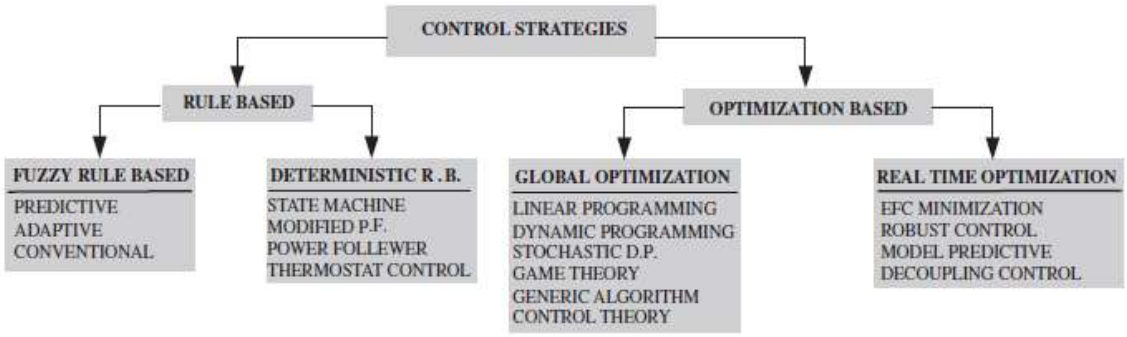


Figure 4. Energy management strategies on hybrid vehicles [9]

"Deterministic Rule Based" hybrid energy control algorithm has been developed. Such hybrid controllers, by definition [9], use the predefined information of the power transmission elements and perform their functions in three basic stages:

- Identifying hybrid modes
- Designing a single-output decision mechanism for all mode transitions
- Calculation of driver commands to be sent to the actuators to realize the selected hybrid mode.

According to the conditions occurring in the previous discrete time step, that is, when the accelerator pedal or the brake is pressed, the state of the vehicle at the next moment is chosen first, such as traction or braking. Assuming that it is in traction mode, after this selection is made, a single mode is activated by looking at which traction modes are available at that time and which of the appropriate modes has the highest priority. At the last stage, calculations are made in order to send the correct and appropriate commands to the actuators in the system in accordance with this selected mode, and the system is ensured to work both in the most optimum way and not exceeding the hardware limits. Four main modes used in the hybrid controller are explained below:

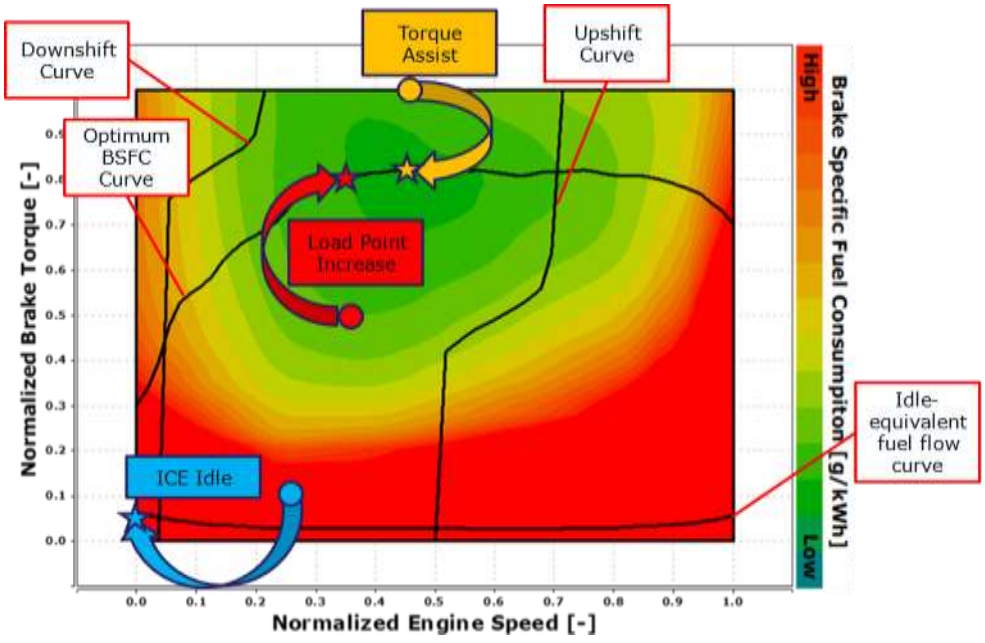


Figure 5. Demonstration of actions of various hybrid modes on an internal combustion engine map

- "Torque Assist" mode: The load of the internal combustion engine operating with a torque higher than "Optimum BSFC torque curve" is reduced to the load at which it obtains the lowest specific fuel consumption at its current speed, by providing the electric motor in the system to assist traction. This event is shown in orange in **Figure** .
- "Load Point Increase" mode: The load of internal combustion engine operating at a partial load is increased in order to have the best possible brake specific fuel consumption at the corresponding ICE speed. In this mode, electric motor works as a generator and charges the battery even when the overall powertrain generates traction forces on the wheels. This event is shown in red in **Figure** .

- "Electric Drive" mode: In cases where EM power is enough to meet driver demand, ICE torque demand is cut-off and vehicle is driven by the use of electric power. In this mode, ICE can be disengaged from the driveline using the main clutch and it can even be stopped while driving in order to avoid unnecessary fuel consumption which is shown as "ICE Idle/Stop" in blue in **Figure** . "Idle-equivalent fuel flow curve" represents a torque, which can be generated using the same amount of fuel flow as in idling, and it is used to quantify whether an "ICE Idle" action is more efficient or not in terms of fuel consumption.
- "ICE Drive" mode: In this mode only ICE produces traction force on wheels where EM generates zero torque. This mode is enabled when the other modes are not available which is determined by the hybrid controller.

RESULTS AND CONCLUSION

The main factor affecting the distribution of these points is knowing the ICE specific fuel consumption information by the hybrid controller and determining the operating points of the actuators based on this information. The obtained results show that the additional degree of freedom given to the vehicle by the hybridization of the system, makes a serious contribution to fuel economy when used for the following purposes.

- Torque assist to ICE
- ICE load point increase in order to obtain a better brake specific fuel consumption (BSFC)
- Idling or stopping ICE completely while driving

Table 3. HHDDT cycle results (Improvements based on conventional vehicle)

HHDDT		Configuration #1	Configuration #2
Fuel consumption decrease	%	3.4	3.6
CO_2 (Tailpipe) decrease	%	5.3	4.7
NO_x (Tailpipe) decrease	%	35.2	31.5
Urea consumption decrease	%	0	9
Energy recuperated while braking	kWh	3.1	2.2
Energy recuperated while torque-assist	kWh	5.1	2.7
Average BSFC decrease	%	4.1	3.3

Table 4. UDDSHD cycle results (Improvements based on conventional vehicle)

UDDSHD		Configuration #1	Configuration #2
Fuel consumption decrease	%	3.5	4.9
CO_2 (Tailpipe) decrease	%	4.3	5.2
NO_x (Tailpipe) decrease	%	30	24.4
Urea consumption decrease	%	22	22
Energy recuperated while braking	kWh	1.0	0.6
Energy recuperated while torque-assist	kWh	0.9	0.3
Average BSFC decrease	%	2	1.5

Results, in **Table 3** and **Table 4**, show that configuration 2 gives the best results in both cycles. While a 3.6% fuel consumption reduction was observed in the HHDDT cycle, this figure was 4.9% in the UDDHD cycle. In addition to fuel economy, there was a remarkable decrease in exhaust emissions and NOx emissions were observed to decrease by approximately 25-30% in both cycles.

ACKNOWLEDGEMENTS

AVL CruiseM™ program was used under AVL University Partnership Program (UPP).

REFERENCES

[1] European Commission DG for Mobility and Transportation, "An Overview of the EU Road Transport Market in 2015," May 2017. [Online]. Available: https://ec.europa.eu/transport/sites/transport/files/mobility-package-overview-of-the-eu-road-transport-market-in-2015.pdf. [Accessed 05 December 2020].

[2] European Environment Agency, "Carbon Dioxide Emissions from Europe's Heavy-Duty Vehicles," 12 April 2018. [Online]. Available: https://www.eea.europa.eu/publications/carbon-dioxide-emissions-from-europes. [Accessed 5 December 2020].

[3] A. Taghavipour, N. L. Azad and J. McPhee, "Design and evaluation of a predictive powertrain control system for a plug-in hybrid electric vehicle to improve the fuel economy and the emissions," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering.*, vol. 5, no. 229, pp. 624-640, 2014.

[4] European Environmental Agency, "Electric vehicles in Europe," 26 September 2016. [Online]. Available: https://www.eea.europa.eu/publications/electric-vehicles-in-europe. [Accessed 30 05 2021].

[5] K. David Huang and S.-C. Tzeng, "A new parallel-type hybrid electric-vehicle," *Applied Energy*, vol. 79, no. 1, pp. 51-64, 2004.

[6] J. Liu and H. Peng, "Modeling and Control of a Power-Split Hybrid Vehicle," *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 16, no. 6, pp. 1242 - 1251, 2008.

[7] W. Enang and C. Bannister, "Modelling and control of hybrid electric vehicles (A comprehensive review)," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 74, pp. 1210-1239, 2017.

[8] A. G. Ulsoy, H. Peng and M. Çakmakçı, Automotive Control Systems, New York: Cambridge University Press, 2012.

[9] A. M. Philips, M. Jankovic and K. E. Bailey, "Vehicle system controller design for a hybrid electric vehicle," in *Proceedings of the 2000. IEEE International Conference on Control Applications.*, 2000.

DEVELOPMENT OF POLYPROPYLENE COMPOSITE MATERIALS WITH ANTIBACTERIAL PROPERTIES

Sibel Aker[1], Özgür Bigün[1], Akın İşbilir[1], Yoldaş Seki[2], Lütfiye Altay[3], Mehmet Sarıkanat[3]

[1]İzmir Eğitim Sağlık Sanayi Yatırım A.Ş., Manisa, Turkey
[2]Dokuz Eylül Üniversitesi, Department of Chemistry, Turkey
[3] Ege Üniversitesi, Department of Chemical Engineering, Izmir, Turkey
[1]Corresponding Author: Sibel Aker, sibel.aker@imspolymers.com

ABSTRACT

Today, by inhibiting the growth of bacteria during the use of plastics, making it more hygienic for users has become a significant requirement. Microbes cause negative effects on plastics such as surface degradation, staining, and dust accumulation. In addition, they become dangerous for human health in contact with the surface. Objective of this study is to develop polypropylene composite materials with antibacterial properties. Two different antibacterial additives, silver and organic, are used., Composite granules were obtained by melt mixing of antibacterial additives and polymer with a twin-screw extruder. Physical properties (density, melt flow rate), mechanical properties (tensile and impact properties) were determined to understand how the inclusion of antibacterial additives in the formulation effects the properties of polypropylene composite materials. It is seen that the physical and mechanical properties of polypropylene are preserved without any serious deterioration. In addition, antibacterial activity tests are performed according to ISO 22196 Standards for Antibacterial Activity Measurement on Plastic Surfaces. polypropylene composite materials with antibacterial additives showed 99% antibacterial activity against gram-negative and gram-positive bacteria.

Keywords: Polypropylene, Antibacterial Composite, Automotive Industry

1. INTRODUCTION

Plastics, which have a wide range of uses, constitute an important part of our lives. Synthetic polymer surfaces are defenseless to microbial growth. Bacteria on plastic surfaces can easily multiply in a short time in the case of a humid environment. The adhesion and proliferation of bacteria on plastic surfaces adversely affects human health since plastics are used repeatedly in our daily life. Therefore, the need for antibacterial polymeric composites has increased over the last decade (Wadi, 2017). The need for antibacterial composites is increasing in various industries especially automotive industry because there are many parts where hand contact is very high. Polypropylene -based compounds are commonly used in automotive interior trim parts. Antibacterial polymer composites consist of polymer-based raw materials and antibacterial additives. Antibacterial additives should not be toxic for human health and environmental safety. Also, it should not deteriorate the properties of the polymer and should be compatible with the polymer used. In addition, it should be effective in the long term (Vieira, 2012). Antibacterial additives are added to polymer composites to get rid of the negative effects of microorganisms. The effectiveness of antibacterial additives is affected by factors such as temperature and the polymer type. Various antibacterial additives such as zinc oxide, silver, zeolite, and organic are used to obtain antibacterial properties in polymer composites. Zinc oxide is a metal oxide structured inorganic material with an antibacterial property, electrical conductivity, and UV absorption (Cengiz et al., 2018). The antibacterial properties are obtained using the zeolite ion exchange method, where the ions used in the ion exchange method are silver and zinc. When the studies in the literature are examined, it has been observed that silver embedded zeolite is antibacterial against gram-negative and gram-positive bacteria. (Yilmaz Atay et. al., 2015). Silver shows an antibacterial effect against *E. coli*, *S. aureus*, and *Klebsiella sp*. bacteria, and shows the antifungal and antiviral effect too (Rai et. al., 2009). Organic additives are metal-free, non-toxic, and suitable for food contact applications. It is environmentally friendly and not harmful to human health, which positively affects its use in antibacterial polymeric composites. Polymer composites with antibacterial properties are commonly produced by two methods that are dry mixing and extrusion. The biggest disadvantage of dry mixing is the difficulty of obtaining a homogeneous mixture for polymer and the antibacterial additives. If a homogeneous mixture is not obtained, antibacterial properties cannot be achieved. Another commonly used method is the extrusion. Production is carried out by feeding homogeneously from

suitable feeders using a twin-screw extruder. In one of the conducted studies about antibacterial polymeric composite materials, polypropylene composites containing silver and zinc nanoparticles were produced with an extruder and their antibacterial properties were investigated. Extruded composite fibers containing 0.72% silver and 0.60% zinc nanoparticles showed antibacterial activity against *Escherichia coli* and *Staphylococcus aureus* bacteria (Gawish et al., 2012). Shi et al. investigated the antibacterial properties of green cinnamaldehyde, and thymol modified zinc oxide polymeric composites with double synergistic antibacterial effect in polypropylene. They found that it has the antibacterial activity of 90% and 95% against *E. coli* and *S. aureus* (Shi et al., 2021). The aim of this study is to develop and characterize polypropylene based antibacterial composite materials containing silver and organic as antibacterial additives. In addition, talc was added to polypropylene-based composite with antibacterial properties and its effect on antibacterial properties was examined. The physical and mechanical properties of polypropylene based antibacterial composites were also investigated.

2. MAIN BODY

2.1. Materials and Method

Polypropylene (PP) supplied by Sabic company was used as the polymer matrix. Silver and organic additives (1wt.%) were used as antibacterial additives. Talc was used (0, 3 wt.%) as a filler in PP based composites. Polypropylene composite materials containing antibacterial additives were produced using a twin-screw extruder (Leistritz Extruder Corporation Model ZSE 27 MAXX). Composites were produced at 200-220°C barrel temperatures with a screw speed of 400-450 rpm. Test plates were obtained using an injection molding machine (Bole model BL90EK).

2.2. Characterization

Density measurements of composite materials were tested in accordance with ISO 1183-1 standard by using Density Meter MD-200S Average of three measurements were recorded for density values. Tensile tests of PP composite specimens were conducted using Shimadzu Autograph AG-IS Series universal testing machine equipped with a video extensometer system (SHIMADZU Noncontact Video Extensometer DVE-101/201) in accordance with ISO 527-2 standard. Izod notched impact tests were performed according to ISO 180 standard using an impact testing machine (INSTRON). The antibacterial properties of the composites have been tested in accordance with the ISO 22196 standard.

2.3. Results and Discussions

Physical, mechanical, and antibacterial properties of polypropylene based composite materials are given in Table 1 in comparison with the properties of the control group raw polypropylene. It is seen from Table 1 that here is no visible change in the density value of the composites. While the tensile strength of the control group polypropylene was obtained as 23 MPa, it was obtained to be 22MPa when antibacterial additives were added. It has been observed that when antibacterial additives were added into PP notched impact strength value decreased from 12 kj/m^2 to 10 kj/m^2. Elastic modulus values were obtained to be 1170 and 1100 MPa for raw PP and PP with antibacterial additives, respectively. From results, one could say that antibacterial additives did not have a significant effect on the mechanical properties of the polypropylene based composites. The method of testing antibacterial properties is designed to quantitatively test the ability to inhibit the growth of or kill microorganisms on plastics. According to the ISO 22196 standard, *S. aureus* was selected as gram positive bacteria and *E. coli* as gram negative bacteria (URL 1). Antibacterial activity given as R-value is calculated by testing against *E. coli* and *S. aureus* bacteria. In order for polymeric composites to have antibacterial properties, the R-value must be greater than 2. R values of PP composites including organic and silver-containing antibacterial additives tested against gram-negative and gram-positive bacteria are shown in Table 1.

Table 1. Physical, Mechanical and antibacterial properties of PP and its composites.

Properties	Unit	Standard	PP Composite (Control Group)	Antibacterial (Organic) PP Composite	Antibacterial (Silver) PP Composite
Density	g/cm^3	ISO 1183	0,89	0,9	0,9
Melt Flow Rate	g/10min	ISO 1133	19	17	12
Tensile Strength	MPa	ISO 527	23	22	22
Elastic Modulus	MPa	ISO 527	1170	1100	1100
Izod Notched Impact Value (23°C)	kJ/m^2	ISO 180	12	10	10
Antibacterial Activity (R value)	-	ISO 22196	-	>2	>2

In the automotive industry, polypropylene composite materials containing talc are generally used in interior trim parts. In our study, talc was included in polypropylene composite and its antibacterial properties were investigated. Table 2 shows the density, melt flow rate, tensile and impact strength of PP based composites containing 3 wt.% talc and antibacterial additives. Physical and mechanical properties of PP based composites containing antibacterial additives were obtained similarly when compared with the PP composites without antibacterial additives. control group. Antibacterial activities (R-value) of PP-3Talc composite containing organic and silver antibacterial additives were obtained higher than 2. It was seen that talc did not have a negative effect on antibacterial properties of the PP based composites.

Table 2. Comparison of the properties of PP based composites including talc and antibacterial additives.

Properties	Unit	Standard	PP-3Talc Composite (Control Group)	Antibacterial (Organic) PP-3Talc Composite	Antibacterial (Silver) PP-3Talc Composite
Density	g/cm^3	ISO 1183	0,91	0,91	0,91
Melt Flow Rate	g/10min	ISO 1133	15	20	18
Tensile Strength	MPa	ISO 527	22	21	22
Elastic Modulus	MPa	ISO 527	1200	1070	1100
Izod Notched Impact (23°C)	kJ/m^2	ISO 180	10	10	10
Antibacterial Activity (R- value)	-	ISO 22196	-	>2	>2

3. CONCLUSION AND RECOMMENDATIONS

In this study, organic and silver antibacterial additives containing polypropylene composite were produced using a twin-screw extruder. Additionally, the effect of talc on antibacterial activity was investigated. Polypropylene composites containing silver and organic additives showed 99% antibacterial activity against *E. coli* and *S. aureus* bacteria. Antibacterial additives did not affect the physical and mechanical properties of the PP based composites. Similarly, the addition of talc to the formulation did not adversely affect the antibacterial properties. In addition, it has been observed that antibacterial additives do not change their physical and mechanical properties.

REFERENCES

[1] Cengiz, Ö. F., Erkale, İ., Özkayalar, S., Aksoy, S. A., Boyaci, B. (2018), ‘‘Nano Çinko Oksit Takviyeli Jelatin/Arap Zamkı ve Kitosan/Arap Zamkından Üretilen ve N-Oktadekan İçeren Mikrokapsüllerin Karakterizasyonu ve Tekstil Uygulaması’’, Tekstil ve Mühendis, 25(110), 86-95.

[2] Gawish, S. M., Avci, H., Ramadan, A. M., Mosleh, S., Monticello, R., Breidt, F., Kotek, R. (2012), ‘‘Properties of antibacterial polypropylene/nanometal composite fibers’’, Journal of Biomaterials Science, Polymer Edition, 23(1-4), 43-61.

[3] Rai, M. K., Yadav, A. P., Gade, A. K. (2009), ‘‘Silver nanoparticles as a new generation of antimicrobials’’, Biotech Adv 27 (1): 76-82.

[4] Shi, Y., Shen, J., Yang, D., Du, J., Lu, S., Ma, M., Wang, X, ‘‘Green cinnamaldehyde and thymol modified zinc oxide with double synergistic antibacterial effects in polypropylene’’, Journal of Applied Polymer Science, 50911.

[5] URL 1: https://www.ivami.com/en/biocidal-activities-with-disinfectants-124-accredited-tests/3344-iso-22196-antibacterial-activity-on-plastics-and-other-non-porous-surfaces-iso-22196-2011-jis-z-2801-2010-a-2012-b-measurement-of-antibacterial-activity-on-plastics-and-other-non-porous-surfaces-b-accredited-by-enac-b

[6] Vieira, T. S. D. S. (2012), ‘‘Development of new biomaterials with antibacterial properties for future application in regenerative medicine’’, Universidade da Beira Interior, Ph.D. Thesis

[7] Yilmaz Atay, H., Yaşa, İ., and Çelik, E., (2015), ‘‘Antibacterial Polymeric Coatingswith Synthesized Silver Nanoparticles’’, Synthesis and Reactivity in Inorganic, Metal-Organic, and Nano-Metal Chemistry 45, 784–798.

[8] Wadi, A. K. A. (2017), ‘‘Preparation and Characterization of Polymeric Composites as Antibacterial Surfaces for Medical Applications’’, University of Babylon, Master Thesis

YOLCU KOLTUĞU ŞASESİNİN FARKLI MALZEMELER KULLANILARAK SONLU ELEMANLAR METODU İLE HAFİFLETİLMESİ

İbrahim Gökçe[1], Gökhan Şendeniz[1], Mahmut Bingöl[2]
[1] Grammer Koltuk Sistemleri San. Ve Tic. A.Ş.
[2] Yalova Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Yalova, Türkiye
Sorumlu Yazar: İbrahim Gökçe, e-mail: ibrahim.gokce@grammer.com

ÖZET

Elektrikli araçların hızla hayatımızda yer almaya başlamasıyla birlikte ağırlık azaltımı konusu araç üretici firmalarının gündeminde günden güne daha fazla yer etmeye başlamıştır. Ağırlık; pil ömrü, tek şarjda alınan mesafe, güvenlik, karbondioksit salınımı gibi birden fazla parametreyi doğrudan etkilemektedir. Bu çalışmada şehir içi ulaşımda önemli bir yeri olan belediye otobüslerindeki koltuklar üzerinde çalışılmıştır. Sonlu elemanlar analizi metodu yardımıyla koltuk şasesinde farklı malzemelerin davranışlarını inceleyerek kalınlıklarını değiştirmek suretiyle bir takım hafifletme çalışmaları yapılmıştır. Sonlu elemanlar analizleri için HyperWorks programı kullanılmıştır. Şase üzerindeki plastik koltuklar rijit kabul edilerek analiz esnasında plastik malzemenin davranışı göz ardı edilmiştir. Belirlenen malzeme özellikleri analiz programına girilerek şaselerin uygulanan kuvvetler karşısındaki davranışları incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Sonlu Elemanlar Analizi, Ağırlık Azaltma Çalışması, Yolcu Koltuklarında Alternatif Malzemeler, Yolcu Koltuğu Şasesi

WEIGHT REDUCTION WITH FINITE ANALYSIS METHOD USING ALTERNATIVE MATERIALS ON THE PASSENGER SEAT CHASSIS

ABSTRACT

The weight directly affects battery life, distance covered on a single charge, safety and carbon dioxide emissions more than other parameters. Therefore, the issue of weight reduction is gaining importance day by day with the increasing usage of electric vehicles. In this study, passenger seats in the municipal buses, which have an important place in urban transportation, were studied.Weight reduction studies were made with the finite element analysis method which examining the behaviours of different materials and different thicknesses in the seat chassis. HyperWorks package program was used for the finite element analyses. During the analyses the plastic seats were assumed as rigid and behavior of plastic materials were ignored. The behavior of the chassis under the applied forces was examined by the inputs of determined material properties in the analysis program.

Keywords: Finite Analysis Method, Weight Reduction Studies, Alternative Metarials On The Passenger Seat Frame, Passenger Seat Frame

1.GİRİŞ

Emisyon oranlarına getirilen kısıtlamalar ile artan sera gazı emisyonları sonucunda taşıtlarda yakıt tasarrufu zorunlu hale gelmiştir. Araçlarda yakıt tasarrufunu sağlamanın birçok yolu vardır. Bunlardan biri ise ağırlık azaltma yani hafifletmedir. Bunların dışında gelişen teknoloji sonrası elektrikli ve hibrit araçların giderek popüler hale gelmesi yine araçların hafifletilmesini önemli hale getirmiştir.

Yapılan çalışmalarda sera gazı salınımları açısından ulaştırma sektörünün önemli bir paya sahip olduğu ortaya çıkmıştır. Bu sektörde faaliyet gösteren toplu taşıma araçlarında bulunan yolcu koltukları sayıları nedeniyle kayda değer bir yer almaktadır. Bu sebeple bu koltuklarda yapılacak bir hafifletme, sayıları nedeniyle aracın tamamının hafiflemesi açısından önemli bir faktör olacaktır [1].

Yapılan bir başka çalışmada ise yakıt tüketimi ne kadar motor özellikleri ile bağlantılı olsa da aracın ağırlığı ile de doğrudan bağlantılı olduğunu bildirilmiştir. 1 kg'lık hafifletme yakıtın sarfiyatında 100 kilometrede 0.004 litre kazanç ile birlikte CO_2 tüketimi için ise km'ye 0.1 gr kadar pozitif yönde katkısı olacağını hesaplamıştır. Ortalama 190 bin km yol üzerinde deneme yapılan bir araç üzerinde belirlenen rakamlarda; CO_2 tüketiminde yaklaşık olarak 1900 kg azalma ve yakıt 4 tüketiminde ise 760 litre daha az kullanılmıştır [2].

Sonlu elemanlar analiz metodu gerek otomotiv sektöründe gerekse savunma sanayi sektöründe oldukça yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. Her ne kadar gerçek testlerle doğru veriler elde edilse de, zaman ve maliyet açısından düşünüldüğünde, sektörlerde önemli bir yeri bulunmaktadır. Bu nedenle analiz ortamında yapılan çalışmaların gerçeğe en yakın olması büyük önem arz etmektedir.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

2.1.Kullanılacak Malzemelerin Belirlenmesi

Yapılan analizlerde kullanılan ve Şekil 1'de gösterilen Cantilever tipi yolcu koltuğu şaselerinin genellikle hammaddeleri saç parçalarda DD11 malzeme iken, profil ve borularda ise E235 malzemeden oluşmaktadır. Bu çalışmanın ilk aşamasında, bu malzemelerden oluşan şaseye uygulanan kuvvetler karşısındaki davranışları, analiz programı ile incelenmiştir.



Şekil 1.Cantilever Tipi Yolcu Koltuğu

Yolcu koltuğunda malzeme kalınlığını azaltarak hafifletme yapabilmek için mevcut kullanılan DD11 ve E235 malzemelerinden daha yüksek mukavemet değerlerine sahip çelik malzeme kullanılmalıdır Yapılan piyasa araştırmalarında otomotiv sektöründe en yaygın şekilde kullanılan, yüksek mukavemetli çeliklerden S420MC, S550MC ve DP600 malzemeler seçilerek bu koltuk parçalarında hafifletme amaçlı çalışmalar yapılmıştır.

2.1.1. DD11 ve E235 Malzemeleri

DD11 malzemesi soğuk şekillendirme için sıcak haddelenmiş düşük karbonlu çelik grubundadır. Akma dayanımı 170 MPa ile 360 MPa arasında olup malzeme kalınlığına göre değişmektedir. St 37 kalite olarak adlandırılan çelikler Amerika çelik standardına sahip yani kalite karşılığı E235'tir. Bu sınıf çelikler karbon oranı maksimum 0.20 civarındadır. Sıcak haddelenmiş çeliklerin en yumuşak olanıdır. St 37 kalite çelikler kolay işlenebilmesi, kaynak yapımının ve kesiminin sorunsuz olması gibi özellikleri ile bilinir [3].

Tablo 1.DD11, S235 Malzeme Özellikleri

Çelik Kalitesi	Akma Gerilmesi (N/mm²)	Kopma Gerilmesi (N/mm²)	Uzama Miktarı (Elongation) (%)
DD11	170-360	440	22
E235	235	360-510	19

2.1.2. S420MC, S550MC VE DP600 Malzemeleri

S420MC ve S550MC malzemeler soğuk şekillendirme için yüksek mukavemetli çelikler olarak da bilinmektedir. Yüksek mukavemet gereken yerlerde tercih edilirler. DP600 çelikleri ise çift fazlı çelik olarak da bilinmektedirler. "Çift fazlı çelikler için kullanılan çift faz durumu içerdikleri ferrit ve martenzit fazlarından dolayıdır. Ferritik matrisin içinde sert martenzitik ikincil fazı içeren çeliklere denir. Sert martenzitik fazın yüksek mukavemetle birlikte hacim oranı artar. Ferrit yumuşaktır, genel olarak yapıya süneklik katar ve çeliğin şekillendirilebilme kabiliyetini artırır. Martenzit ise sert ve kırılgan fazdır. Bu özelliği ile çeliğe mukavemet kazandırır. Yüksek mukavemetli düşük alaşımlı çeliklere göre çift fazlı çelikler iyi derecede mukavemet ve süneklik gösterir. Bu sebepten dolayı otomotiv sanayinde tercih edilir. Ağırlık azaltma da ve yakıt tasarrufunda önemli rol oynar. Bu sebeple otomobillerde kullanılan parçalarda genel olarak çift fazlı çelikler kullanılır." [4]

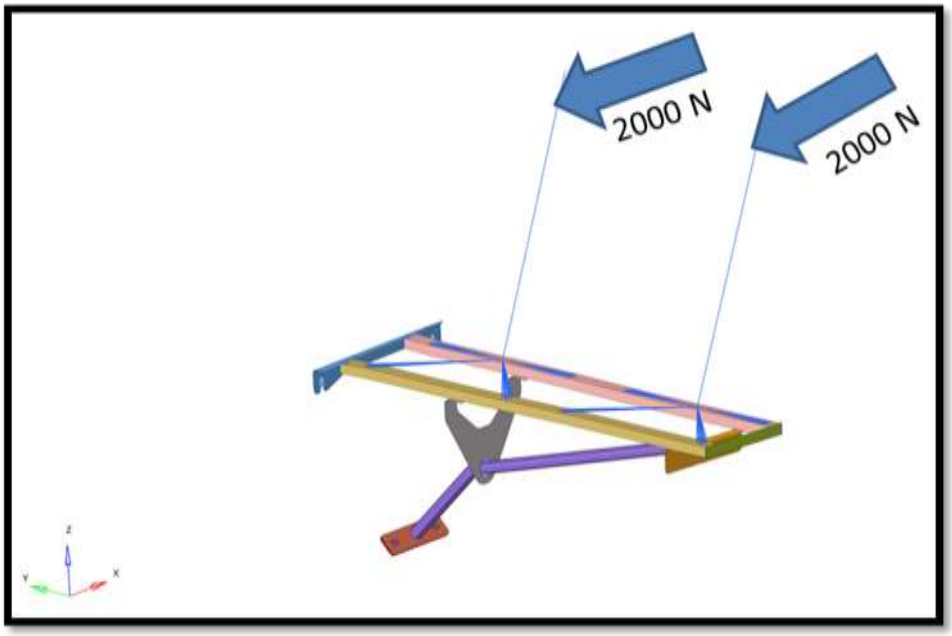
Tablo 2.S420MC, S550MC ve DP600 Malzeme Özellikleri

Çelik Kalitesi	Akma Gerilmesi (N/mm²)	Kopma Gerilmesi (N/mm²)	Uzama Miktarı (Elongation) (%)
S420MC	170-360	440	22
S550MC	235	360-510	19
DP600	430	680	20

2.2. Sonlu Elemanlar Analizleri

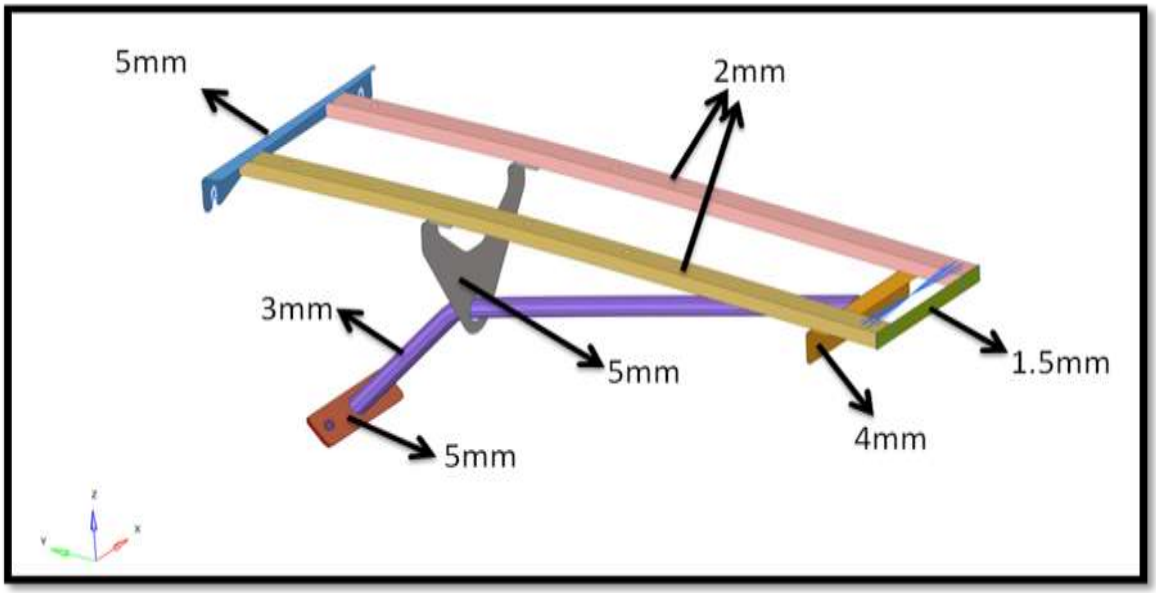
Önceki bölümde Şekil 1'de verilen Cantilever tipi yolcu koltuğu Hyperworks programında analiz edilirken ilk önce plastik koltuklar rijit kabul edilerek analiz boyunca plastik malzemelerde meydana gelen değişim ise sabit kabul edilerek göz ardı edilmiştir. Uygulanan kuvvet plastik koltuğun tutamak bölgesinden olup koltuğun arka yönünden ön yönüne doğru yani araç gidiş doğrultusundadır. Koltuğa uygulanan kuvvet 2000 N olup, aracın ani freni esnasında koltuğun arkasındaki yolcunun frenle birlikte ivmelenmesiyle ön koltuğa uyguladığı kuvveti temsil etmektedir.

Plastik koltuk rijit kabul edildikten sonra araç gidiş doğrultusunda uygulanan 2000 N büyüklüğünde kuvvet programda tanımlanmıştır ve sonlu elemanlar modeli Şekil 2'de gösterildiği üzere elde edilmiştir.



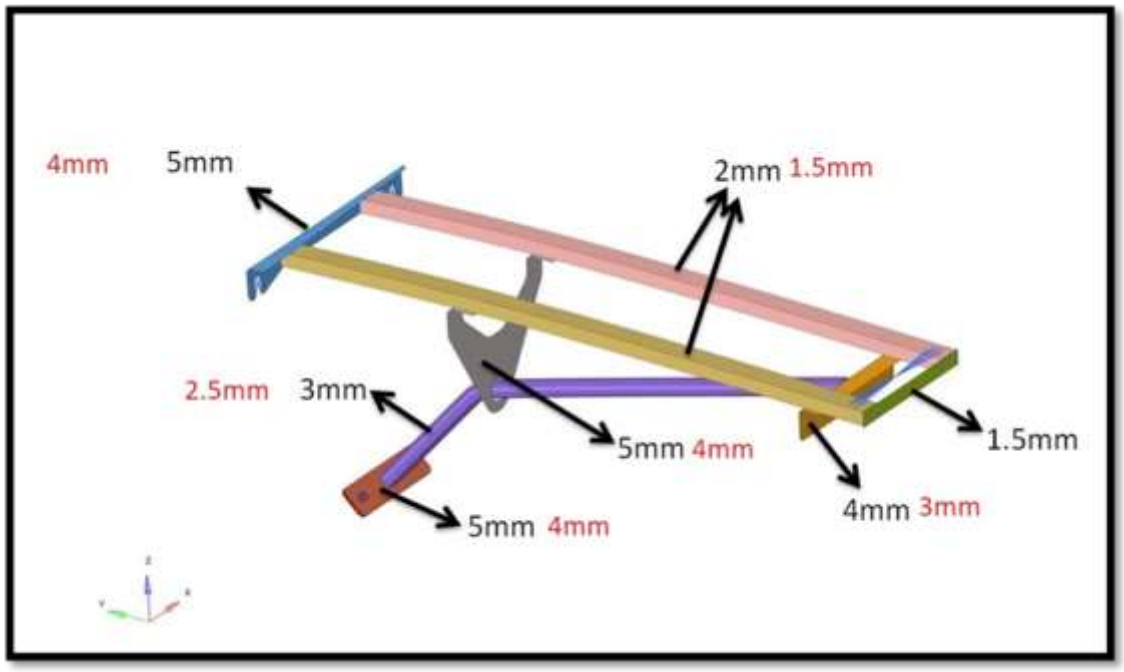
Şekil 2. Analiz Modeli

Şekil 2'de belirtilen analiz modeli ile birlikte 3 tip farklı analiz çalışması yapılmıştır. Bilgisayar üzerinde simüle edilen çalışmaların ilki olan 1. çalışmada saç parçalar DD11, boru ve profil malzemeleri E235 malzemeden oluşmaktadır. Koltuk şasesindeki parçaların kalınları ise Şekil 3'te gösterilmiştir.



Şekil 3. 1.Çalışmadaki Malzeme Kalınlıkları

Sonraki aşama olan 2. çalışmada ise saç parçalar S420MC, boru ve profiller ise DP600 malzemeden oluşmuştur. En son yapılan 3. çalışmada ise saç parçalar için S550MC, boru ve profiller ise DP600 malzemeden oluşmaktadır. Tüm çalışmaların ilk aşamasında başlangıç değerleri olarak malzeme kalınlıkları aynı tutulmuş daha sonra Şekil 4'te gösterildiği gibi saç parçalarda malzeme kalınlığı 1mm, profillerde ve boruda ise 0.5mm olacak şekilde kalınlıklarda azaltma yapılarak 2. ve 3. analizler tekrarlanmış ve daha sonra elde edilen bu sonuçlar karşılaştırılmıştır.

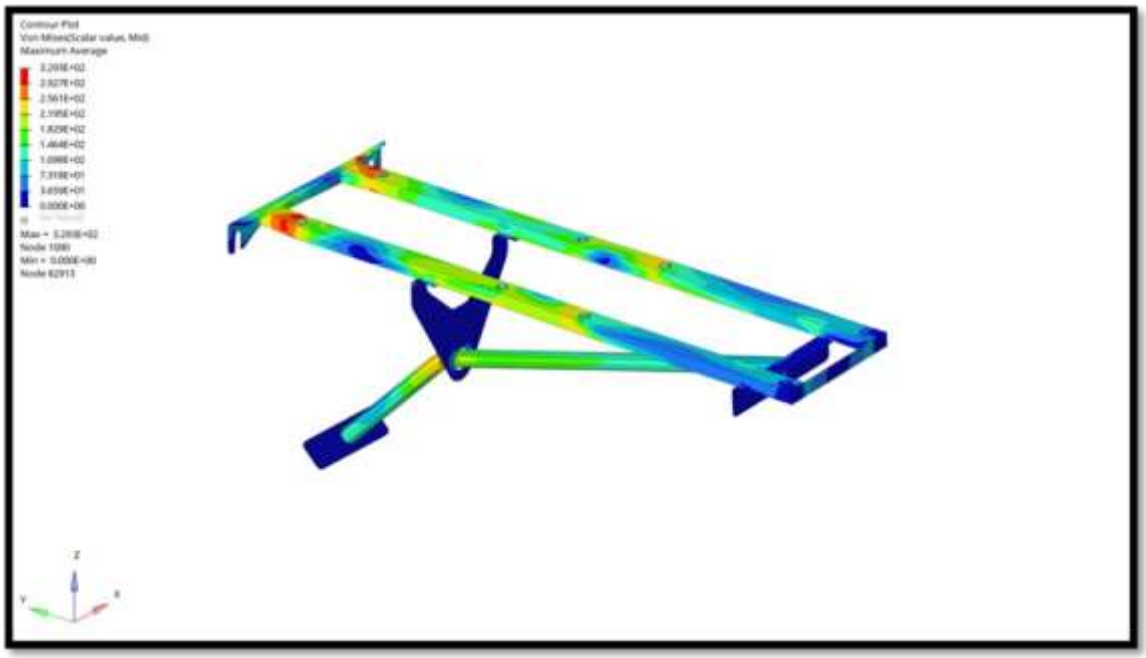


Şekil 4.Kalınlık Azaltılmış Analiz Modeli

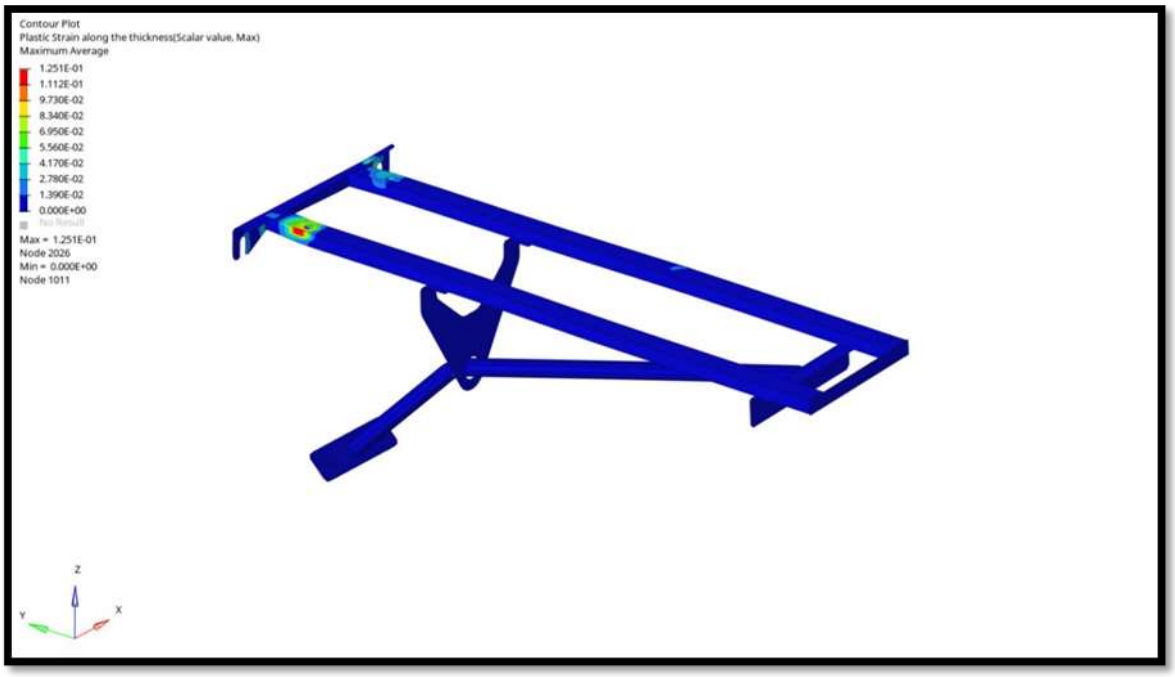
3. SONUÇLAR

Yukarıda Şekil 3 ve Şekil 4'de belirtilen farklı malzeme ve kalınlıklarla yapılan analizlerle, şasenin uygulanan kuvvet karşısındaki maksimum stress ve maksimum plastik deformasyonları incelenerek birbirleri ile kıyaslanmıştır.

1. analizde, şasede meydana gelen maksimum gerilme 329 MPa olarak bulunmuştur. E235 malzemenin akma sınır değerini aştığından şasede kalıcı deformasyon meydana gelmektedir. Ayrıca şasede oluşan maksimum plastik deformasyon değeri de %12.5 olarak elde edilmiştir.

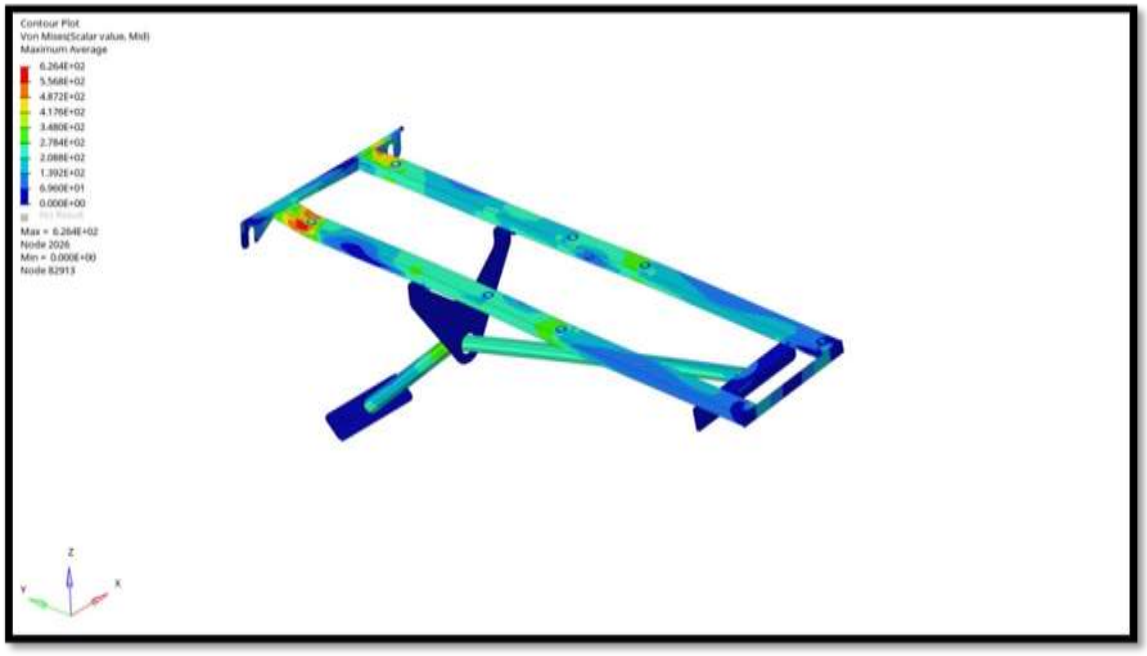


Şekil 5. 1.Analiz çalışması Maksimum Stres Grafiği

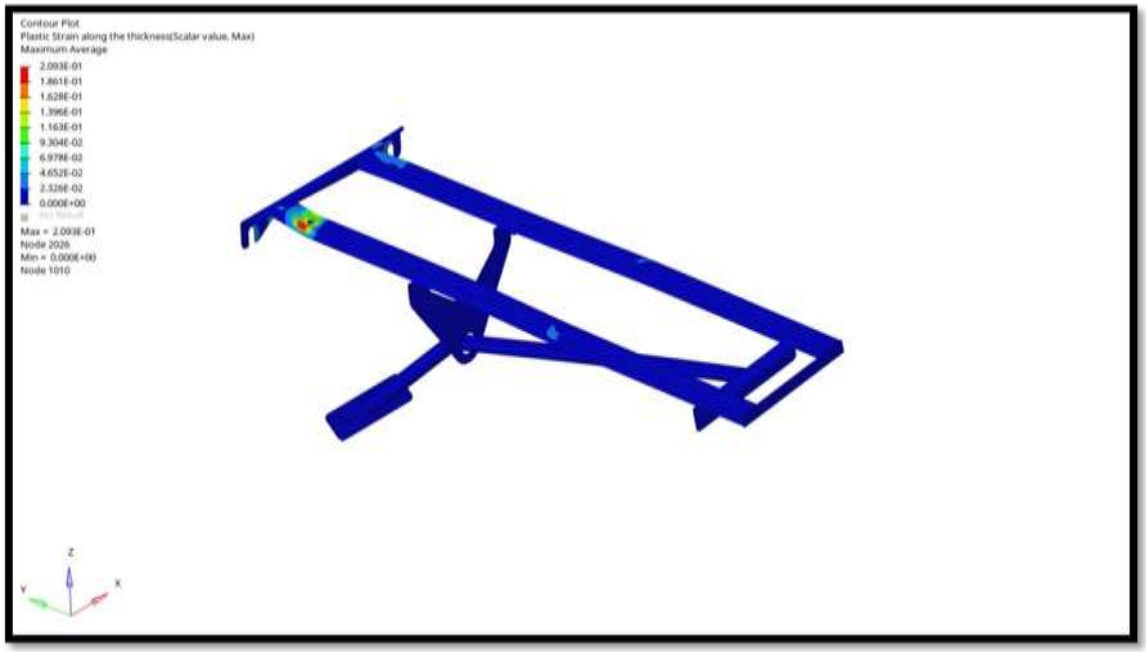


Şekil 6. 1. Analiz Çalışması Maksimum Strain Grafiği

Kalınlığı azaltılarak yeniden S420MC-DP600 malzemeler tanımlanarak analizi yapılan 2. çalışmada 2000N kuvvet Şekil 4'te gösterildiği gibi ilk çalışmadakine benzer şekilde araç gidiş doğrultusunda uygulanmıştır. Şasede meydana gelen maksimum gerilme 626 MPa olarak bulunmuş ve DP600 malzemin akma sınırını aştığı için şasede kalıcı deformasyon meydana gelmiştir. Ayrıca şasede oluşan maksimum plastik deformasyon %20 olup DP600 malzemenin uzama miktarını aştığı için profillerde yırtılma söz konusudur.

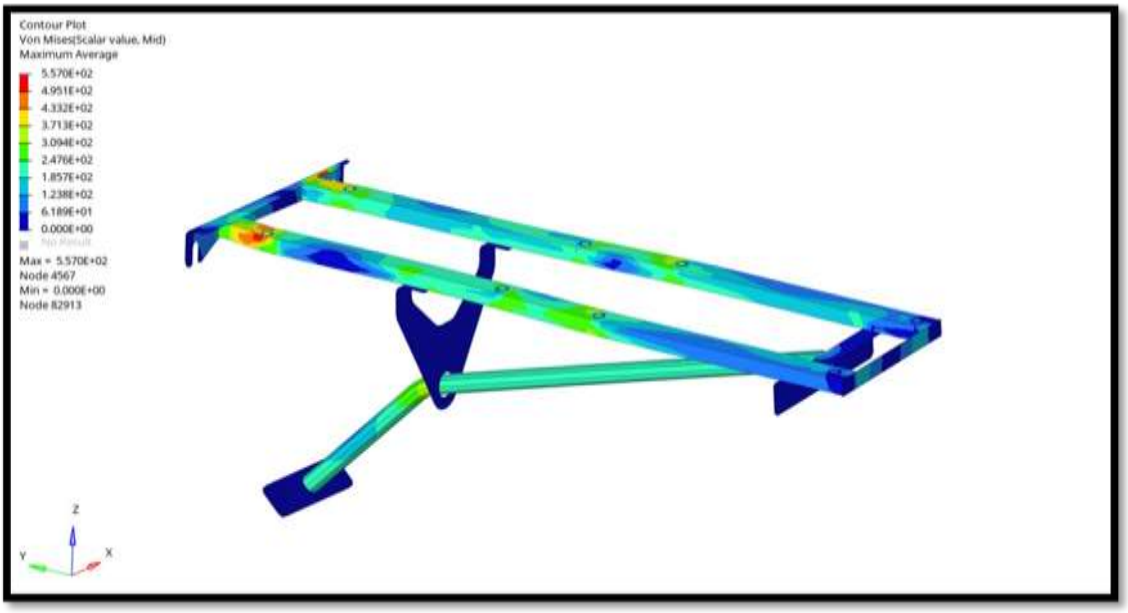


Şekil 6. 2. Analiz Çalışması Maksimum Stress Grafiği

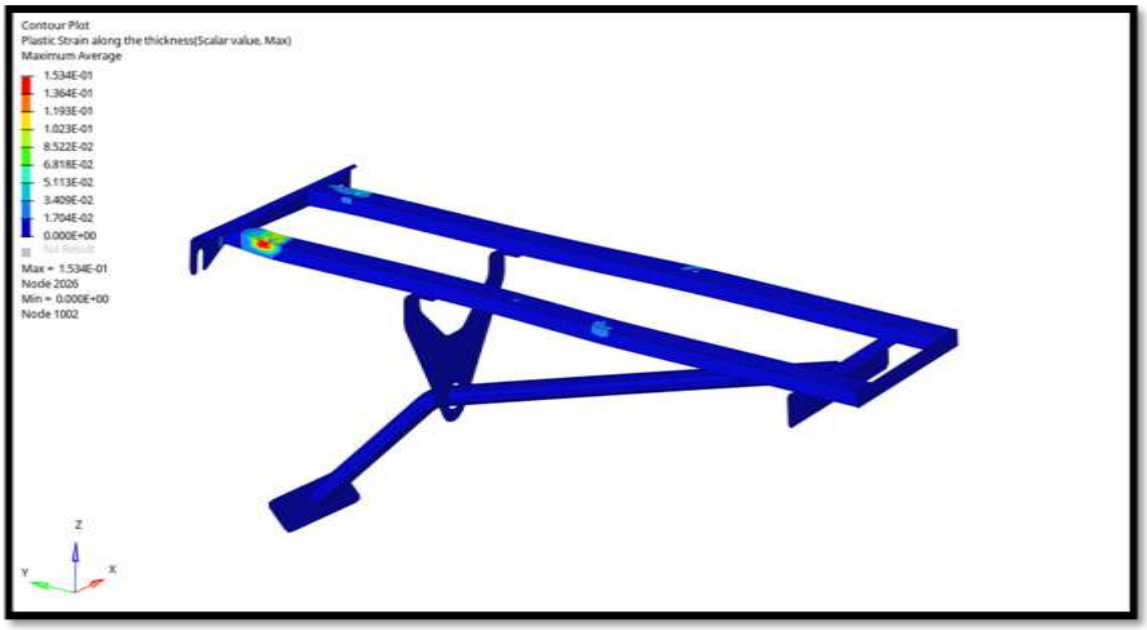


Şekil 7. 2. Analiz Çalışması Maksimum Strain Grafiği

En son yapılan 3. çalışmada ise belirtildiği üzere S550MC-DP600 malzemeler, 1. çalışmada olduğu gibi 2000 N kuvvet uygulanarak yapılmış ve şasede maksimum gerilme 557 MPa olarak bulunmuştur. Elde edilen gerilme değeri DP600 malzemenin akma sınırını aştığı için kalıcı deformasyon meydana gelmiştir. Ayrıca şasede meydana gelen maksimum plastik deformasyon ise %15 olup malzemelerin uzama miktarlarını aşmamıştır.



Şekil 8. 3. Analiz Çalışması Maksimum Stress Grafiği



Şekil 9. 3. Analiz Çalışması Maksimum Strain Grafiği

Tüm analiz sonuçları karşılaştırıldığında en iyi sonuç 3.analizde elde edilmiştir. 2. analizde malzemede yırtılma hasar durumu söz konusu olduğundan değerlendirmeye katılmamıştır. 3. analizde ise herhangi bir yırtılma söz konusu olmayıp şasede meydana gelen kuvvet sonrası esneme durumu, mevcut seri şaseye göre daha iyi performans göstermiştir.

Tablo 3. Analiz Sonuçları

	1. Analiz Çalışması (SERİ DİZAYN)	2. Analiz Çalışması (Kalınlık Azaltılmış)	3. Analiz Çalışması (Kalınlık Azaltılmış)
	(DD11/S235)	(DP600/S420MC)	(DP600/S550MC)
GERİLME	329 MPa	626 MPa	557 MPa
ESNEME	22.9 mm	38 mm	19.4 mm
MAX. STRAIN	12.50%	20,0%	15,0%

Ağırlık analizi incelendiğinde ise 3. analizdeki kalınlık azaltımı uygulandığında şasede ortalama %20 civarında bir ağırlık azalışı söz konusudur.

Tablo 4. Ağırlık Kıyaslaması

	1. Analiz Çalışması (SERİ DİZAYN)	3. Analiz Çalışması (Kalınlık Azaltılmış)	FARK (%)
AĞIRLIK (kg)	5.38	4.28	20.4%

REFERANSLAR

[1] Yüce, C. "Yeni Nesil Ticari Araçlar İçin Hafifletilmiş Yolcu Koltuğu Tasarimi Ve Prototip İmalatı," *Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü-Yüksek Lisans Tezi,* 2013.

[2] Göleç, C. "Otomotiv Sektöründe Koltuk İskeletinin Alternatif Malzemelerle Optimizasyonu," *Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü-Yüksek Lisans Tezi, 2019,* pp. 3-4.

[3] "Tezcan," [Çevrimiçi]. Available: URL1 http://www.tezcan.com/tr/urunler.

[4] Düvenci, F. "Araç Yolcu Koltuk Ayaklarında Farkli Malzemelerin Kullanımının Sonlu Elemanlar Yöntemi Ve Testler İle Mekanik Etkisinin Karşılaştırılması," *Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstütisi,* pp. 11-12, 2017.

PLASTİK DIŞ BORUYA SAHİP BURÇLARDA VULKANİZASYON SONRASI OLUŞAN OVALİTE PROBLEMİNİN TERMAL ANALİZ İLE TESPİTİ

[1] Berkcan Kaan Zanbak, [2] Mustafa Emre Darı, [3] Emre Eşiyok, [4] Oğuzhan Turan, [5] Ali K. Serbest

[1,2,3,4,5] Yamas A.Ş., Araştırma ve Geliştirme Departmanı, Bursa, Turkey
[1] Sorumlu Yazar: Berkcan Kaan Zanbak, berkcan.zambak@yamas.com.tr

ÖZET

Kauçukları mühendislik malzemesi haline getirmek için uygulanan vulkanizasyon prosesinde, parça geometrisine en çok etkiyen parametrelerden birinin sıcaklık olduğu bilinmektedir. Gerekli hal değişimi için parçalar kalıp içerisinde yüksek sıcaklıklara çıkarıldıktan sonra soğumaya bırakıldığında kauçuk üzerinde iç gerilmeler başlar ve geometriyle de ilişkili olarak parçalar şekil değişikliğine zorlanmaktadır. Vulkanizasyon prosesinden çıkan titreşim sönümleme elemanlarında farklı doğrultuda farklı kauçuk yapıları olduğunda ya da dış boruları plastik olmaları durumunda ürünlerin montajlarını etkileyecek derecede sıkıntılar ortaya çıkabilmektedir. Bu çalışmada dış borusu plastik olan maçalı bir burçta meydana gelen ovalite problemi, sonlu elemanlar metodu kullanarak termal analiz ile giderilmesi ve tasarımın doğrulanması üzerine çalışılmıştır. Bu yöntem ile ovalite problemi ile karşılaşabileceğimiz parçalarda termal analiz çıktılarına göre ovalite miktarları belirlenip bu çıktılar ışığında tasarım optimizasyonları yapılarak ovalite problemi ortadan kaldırılmıştır. Bu sayede son kullanıcı tarafında yaşanan ovalite kaynaklı, parçaların ilgili salıncak yuvasına montajı esnasında gerçekleşen problemler ortadan kaldırılmış, hurda oranları azaltılmış ve maliyette iyileştirme yapılmıştır. Parçanın mesh yapısı MSC APEX programında, termal analiz ve yapısal analizler MSC Marc programı kullanılarak yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Termal Analiz, Ovalite, Doğal Kauçuk, Titreşim Sönümleyici Burç, Sonlu Elemanlar Analizi

DETERMINATION OF OVALITY PROBLEM ON PLASTIC OUTER TUBES OF RUBBER MOUNTS AFTER VULCANIZATION

ABSTRACT

It is known that temperature is one of the most influential parameters on the geometry of the part in the vulcanization process applied to turn rubbers into engineering materials. Internal stresses begin on the rubber when the parts are brought to high temperatures in the mold for the necessary change of state and then left to cool and in relation to geometry, parts are forced to change shape. After the vulcanization process, if the anti-vibration elements have different rubber structures in different directions or if the outer tubes are plastic, problems may arise that will affect the assembly of the products. This work focusses on the prediction of the ovality problem of anti-vibration bushings of which has plastic outer tube and core by thermal analysis. In the parts where we may encounter the ovality problem, the ovality are determined according to the thermal analysis outputs with this method and the ovality problem is eliminated by making design optimizations according to these outputs. In this way, the problems were eliminated that occurred during the assembly of the parts to the control arm, the scrap rates were reduced and the cost was improved. MSC Apex (pre-processing) and MSC Marc (solver) were used for modelling the rubber during design validation phase.

Keywords: Thermal Analysis, Ovality, Natural Rubber, Anti-Vibration Bushing, Finite Element Analysis

1. GİRİŞ

Taşıt süspansiyon sistemleri, iyi bir sürüş, gerekli yol tutuş performansı, dönüş esnasında direksiyon kontrolünü sağlayan ve aktarma organlarının birbirleri arasındaki etkileşimlerini dengede tutmaya yarayan alt sistemlerdir. Bu alt sistemler hızlanma, frenleme, viraj alma, bozuk zeminde ilerleme gibi farklı çalışma şartlarında gerekli konforu ve

güvenliği sağlamalıdır. Daha çok salıncaklarda kullanılan kauçuk bazlı burçlar da süspansiyon sistemlerinin önemli birer üyesi olmakla birlikte gerekli olan bu gereksinimleri yerine getirmede önemli bir rol oynarlar.

Kullanılan bu burçlar araçta yoldan gelecek ani kuvvetlere karşı yaşam döngüsü devam ettirebilmeli, aynı zamanda montajının yapıldığı yerde kendini muhafaza edebilmelidir. Burada öne çıkan birincil etken parçaların çakıldığı veya montajının yapıldığı yuvaya ait geometrik kriterlerdir.

Wang ve arkadaşları yaptıkları çalışmada; Amortisör için kauçuk burç üzerinden hareket ederek, doğrusal olmayan sonlu elemanlar yazılımı ABAQUS kullanarak her yöndeki sertlik ve çekme kuvvetini Sonlu Elemanlar Analizi ile hesaplamışlardır. (Wang, Shangguan, 2013).

Li ise deneysel bir çalışma gerçekleştirerek, arka teker süspansiyon sistemi için bir kauçuk burcun dört farklı yükleme altında davranışını incelemiştir. Bu yükleme şekillerinin eksenel, radyal, burulma ve yalpalama hareketlerini temsil edecek şekilde planlandığı görülmüştür. (Li, L., 2014).

Andre yaptığı çalışmada, kauçuk malzemesinin vulkanizasyon öncesi ve sonrası sıcaklığa bağlı davranışları üzerine bir çalışma gerçekleştirmiştir. (Andre, Wriggers, 2005). Bu çalışmadan kauçuğun vulkanizasyon sonrası büzülme-çekme davranışı ile ilgili tasarım ve analiz aşamalarında yararlanılması beklenmektedir.

Kauçuk bağlantı elemanları; çelik, alüminyum ve plastik üzerine kauçuk enjeksiyon yöntemi ile üretilmektedir. Doğal kauçuk iç yapısında bulunan polimer zincirleri arasında vulkanizasyon işlemi ile çapraz bağlar oluşturulmakta ve kauçuğun mekanik özellikleri iyileştirilmektedir. Kauçuğun üretimi sırasında kauçuk ısıtılarak vulkanizasyon işlemi gerçekleştirildiği için sonrasında soğurken kauçuğun hacmi küçülmektedir. Bu sebeple maçalı parçalarda bir yönde daha fazla kauçuk olduğu için ovalite problemi ortaya çıkmaktadır. Şekil 1'de örnek bir maçalı burç gösterilmiştir. Dış borusu çelik ve alüminyum olan burçlarda da ovalite meydana gelmektedir fakat bu ovalite montaj açısından risk yaratmadığı için göz ardı edilebilmektedir. Dış borusu plastik olan burçlarda ise ovalite problemi çelik ve alüminyum malzemelere göre daha fazladır ve bu ovalite sebebiyle parçalar montaj problemi yaratmakta ve bu esnada hem kauçuk hem de plastik üzerinde deformasyonlar meydana gelmektedir. Bu deformasyonlar kauçuk üzerinde, parçanın çalışma koşulları altında altında çentik etkisi oluşturabilmekte ve yapının olması gerekenden daha kısa sürede ömrünü tamamlamasına sebebiyet verebileceği gibi plastikteki deformasyonlar da parçanın yuvadan çıkma riskini ortaya çıkarmaktadır.



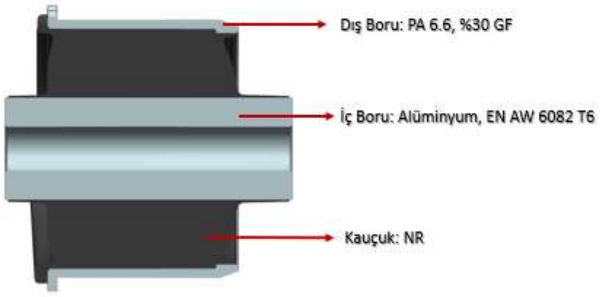
Şekil 1. Örnek bir maçalı burç

Bu çalışmada, kauçuk malzemeden imal edilmiş bir burcun modellenmesi için malzeme testleri yapılmış ve MSC Apex ve MSC Marc yazılımları vasıtasıyla sonlu elemanlar yöntemi ile burcun hiperelastik ve viskoelastik modelleri oluşturulup termal analiz yapılmıştır.

2. TASARIM, TESTLER VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

2.1. Ürün Geometrisi

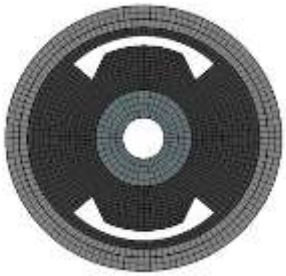
Çalışmada kullanılacak burca ait geometri Şekil 2'de gösterilmiştir. Buna göre ilgili salıncak burcu iç boru, dış boru ve kauçuktan oluşmaktadır. İç boru ve dış boru boyutları, aracın montaj yerine ve statik gereksinimlerine göre belirlenmektedir. Tasarlanan burç, monte edildiği yer göz önüne alındığında süspansiyon sistemine hareket serbestisi sağlamakla birlikte yoldan gelen titreşimleri sönümleyerek şasiye aktarmaktadır.



Şekil 2. Burç geometrisi

2.2. Mesh Yapısı

Sonlu elemanlar mesh yapısı MSC Apex programında Şekil 3'deki gibi yapılmıştır. Mesh yapısı hazırlanırken sonuçların doğruluğu için doğrusal ilerleyen bir mesh yapısı tercih edilmiştir. 2.5D Hex Mesh olarak atılan modelde 59.058 node ve 47.028 eleman yer almaktadır. Mesh atılırken elemanların birbirleriyle konuşması ve uygulanacak fiziksel harekete göre tasarlanmasına dikkat edilmiştir.



Şekil 3. Parçanın mesh yapısı

2.3. Sınır Koşulları

Burcun proses işleminde iç boru ve dış boruya yapıştırıcı uygulama yapılmakta ve vulkanizasyon işlemi gerçekleştirilmektedir. Bu nedenle burcun iç borusu ve dış borusu kauçuğa glue olarak tanımlanmıştır. Parçanın montaj koşullarına göre yapısal analizler için dış boru yuvaya çakılıymış gibi sabitlenmiş ve iç boruya yüzey atanıp serbest bırakılmıştır. İki adımlı analiz tasarlanmıştır. Birinci adımda termal veriler girilerek kauçuğun soğuması simule edilmiş, ikinci adımda da ön gerilmelere maruz kalmış burcun radyal (X,Y) ve eksenel (Z) yönlerde test edilmesi sağlanmıştır.

2.4. Malzeme Verileri

Kauçuk hiperelastik bir malzeme olduğu için çelik, alüminyum vb. malzemeler gibi young modulü ve poisson oranı yeterli değildir. Bu sebeple kauçuğun malzeme verilerini çıkarmak için Şekil 4'deki kesme ve basma numuneleri hazırlanarak Şekil 5'de gösterilen basma ve kesme test düzeneklerinde fiziksel testler gerçekleştirilmiştir. Testlerden elde edilen kuvvet-deplasman grafikleri boyutsuzlaştırılarak mühendislik stress-strain eğrisine çevrilmiş, sonrasında C10 ve C01 değerleri sonlu elemanlar programında hesaplatılmıştır.



Şekil 4. Basma-kesme test numuneleri



Şekil 5. Basma-kesme numunelerine ait test düzenekleri

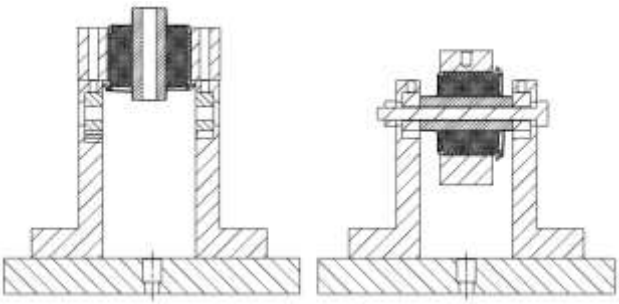
2.5. Termal Veriler

Vulkanizasyon prosesi sonrasında kalıptan çıkarılan burç hava ile soğumaya bırakılmaktadır. Malzemelerin ısıl genleşme katsayıları farklı olduklarından kullanılan hammaddelere göre vulkanizasyon sonrası ölçülerde farklılık oluşmaktadır. Kauçuğun ısıl genleşmesi 70x$10^{-6} \circ m / m \circ K$ iken alüminyum malzemelerde bu değer 22 x$10^{-6} \circ m / m \circ K$ çeliklerde 12 x$10^{-6} \circ m / m \circ K$ ve polyamid plastiklerde ise 110 x$10^{-6} \circ m / m \circ K$ 'dır. (URL1)

Bu değerler göz önüne alındığında vulkanizasyon sonrası soğuma sırasında plastik dış boruya sahip burçlar alüminyum ve çeliğe göre daha fazla ovalite problemi oluşturmaktadır. Bu sonuçları görebilmek adına malzemelerin ısıl genleşme değerleri sonlu elemanlar programına girilerek malzemelerin sıcaklıkla olan değişimleri incelenmiş ve çıkan sonuçlara göre tasarımlar optimize edilmiştir.

2.6. Statik Testler

Kauçuk malzemelerin farklı uzama oranlarında farklı karakteristik eğrileri vardır. (Wang, 1998), (Legorju-jago ve Bathias, 2002). Bu nedenle, ürünlerin hangi yükleme koşullarında çalışacağını bilmek ve uygun şekilde test etmek gerekmektedir. Ürünün statik testleri Zwick Roell test makinesinde gerçekleştirilmiştir Şekil 6'de Zwick Roell test kurulumu gösterilmektedir. Test makinesi 50 kN ve 600 mm kapasitelidir. Statik testler Şekil 7'da gösterilen test yönlerinde Tablo 1'de belirtilen parametrelerde gerçekleştirilmiştir.



a) b)

Şekil 6. Zwick Roell test kurulumu a) Eksenel (Z) b) Radyal (X,Y)



Şekil 6. X: Radyal 1.yön Y: Radyal 2.yön Z: Eksenel yön

Tablo 1. Statik test parametreleri

	X (Radyal 1)	Y (Radyal 2)	Z (Axial)
Ön Yük	100 N	100 N	100 N
Ön Şartlandırma Hızı	50 mm/min	50 mm/min	50 mm/min
Ön Şartlandırma Yükü	±4 mm	±4 mm	±5 mm
Ön Şartlandırma Çevrimi	3	3	3
Gecikme	10 sec	10 sec	10 sec
Test Hızı	10 mm/min	10 mm/min	10 mm/min
Test Yükü	±4 mm	±4 mm	±5 mm

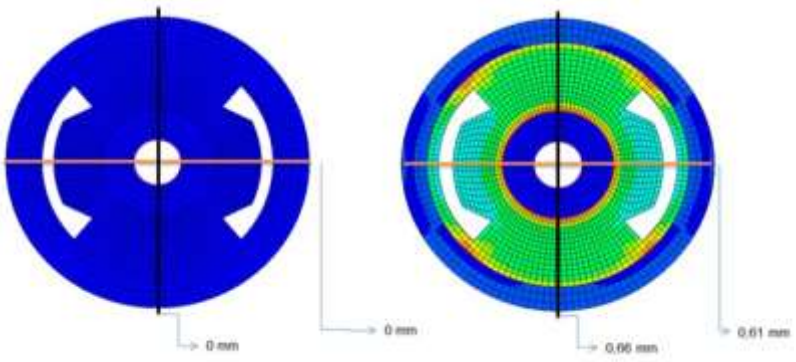
Burcun iç borusu, montaj yerini simule edecek şekilde ve kaymasını önlemek amacıyla cıvatalar ve somunlar kullanılarak sabitlenmiştir. Tablo 1'de verilen şartlandırma çevrimleri, Mullins etkisini ortadan kaldırabilmek için yapılmıştır. Bu nedenle kuvvet-yer değiştirme grafiği, tabi tutulan testin 4. döngüsüne dayanmaktadır (Mullins ve Tobin, 1969). Test armatürleri ve test ekipmanından kaynaklanabilecek boşlukları ortadan kaldırmak için 100 N ön yük uygulanmıştır. Test sonucunda kuvvet-yer değiştirme grafiği elde edilmiş ve statik sertlik (Ks) değerleri hesaplanırken grafiğin belli aralıktaki eğimine bakılmıştır.

$$Ks = \frac{\Delta F}{\Delta x} \tag{1}$$

3. HESAPLAMALAR VE SONUÇLAR

3.1. Termal Analiz Sonuçları

Öncelikle bu çalışmada kullanılacak Tasarım 1 olarak adlandırılan burca termal analiz yapılmıştır. Tasarım 1'in termal analiz sonuçları Şekil 7'de gösterilmektedir. Dolu yön Radyal 1 (X) ve boş yön Radyal 2 (Y) olarak belirlenmiştir.



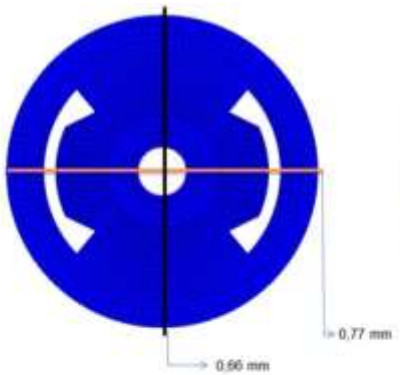
a) b)

	Analiz Öncesi (a)	Analiz Sonrası (b)
DOLU YÖN (mm)	Ø70,5	Ø69,84
BOŞ YÖN (mm)	Ø70,5	Ø71,11
Ovallik Değeri(mm)	Ovallik Değeri= 0	Ovallik Değeri= 1,27

c)

Şekil 7. Tasarım 1 termal analiz sonuçları a) Analiz öncesi görsel b) Analiz sonrası görsel c) Ölçülen değerler

Tasarım 1 sonucunda ortaya çıkan atıklık değerlerine göre alternatif tasarımlar yapılmıştır. Termal analizler bu alternatif tasarımlar için de tekrarlanmıştır. Şekil 8' de alternatif tasarımlardan biri olan Tasarım 2'ye ait termal analiz sonuçları gösterilmektedir.



a) b)

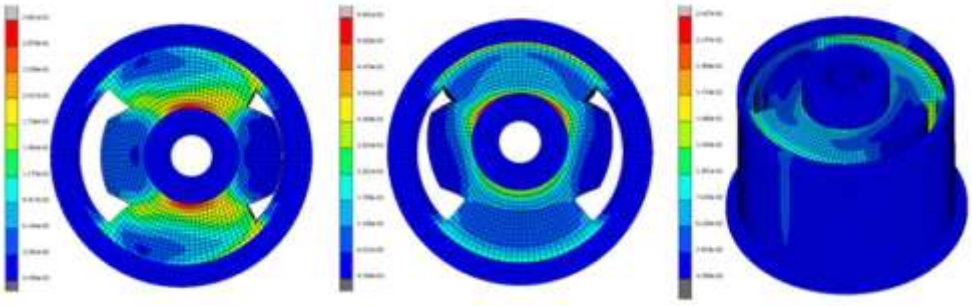
	Analiz Öncesi (a)	Analiz Sonrası (b)
DOLU YÖN (mm)	Ø72,4	Ø71,08
BOŞ YÖN (mm)	Ø69,2	Ø70,74
Ovallik Değeri(mm)	Ovallik Değeri= 3,2	Ovallik Değeri= 0,34

c)

Şekil 8. Tasarım 2 termal analiz sonuçları a) Analiz öncesi görsel b) Analiz sonrası görsel c) Ölçülen değerler

3.2. Yapısal Analiz Sonuçları

Termal analizlerden çıkan Tasarım 2'ye Tablo 1'de belirtilen test yöntemine göre ilgili yönlerde analizlere tabi tutulmuş ve analiz görüntüleri Şekil 9'da yapısal analiz sonuçları da Tablo 2'de gösterilmektedir.



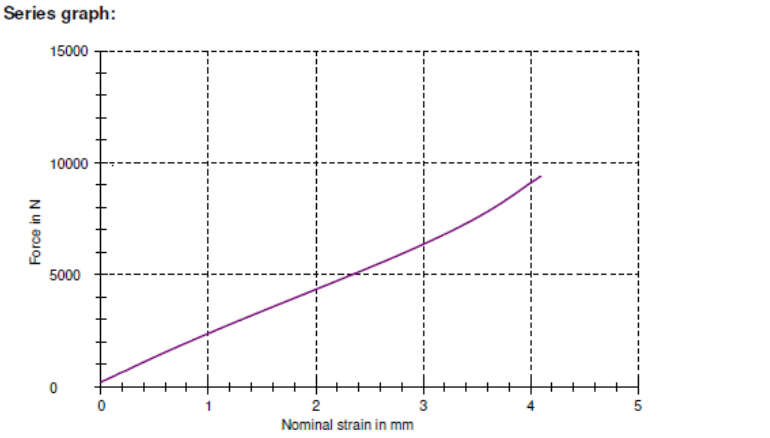
Şekil 9. Radyal (X, Y) ve Eksenel (Z) analiz görüntüleri

Tablo 2. Tasarım 2 yapısal analiz sonuçları

X (Radyal 1.Yön)	**SEA Sonucu**
65 ShA Ks-(0,5-1,5 mm) :	1945,7 N/mm
Y (Radyal 2.Yön)	**SEA Sonucu**
65 ShA Ks-(0,5-1,5 mm) :	521,5 N/mm
Z (Eksenel Yön)	**SEA Sonucu**
65 ShA Ks-(1-3 mm) :	310 N/mm

3.3. Prototip Ürün ve Ürün Test Sonuçları

Tasarım 2'ye ait prototip kalıplar tasarlanmış ve prototip parça üretimi yapılmıştır. Üretilen prototip parçanın radyal 1 (X) test sonuçları Şekil 10, radyal 2 (Y) test sonuçları Şekil 11 ve eksenel (Z) test sonuçları Şekil 12'de gösterilmektedir.

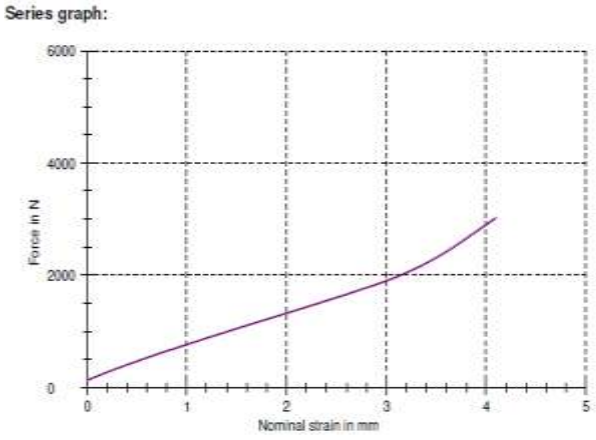


Results:

Legends	Nr	Ks(0,5-1,5 mm) N/mm	F at 0,5 mm N	F at 1 mm N	F at 1,5 mm N	F at 2 mm N	F at 2,5 mm N	F at 3 mm N
	1	2045,9	1321,54	2373,04	3367,40	4337,62	5315,14	6349,87

Şekil 10. Radyal 1.yön (X) test sonuçları

Şekil 10'da görüldüğü üzere tasarım 2'ye ait geliştirilen parçanın radyal 1.yöndeki kuvvet-deplasman verileri çıkartılmıştır. Grafikteki eğri karakteristiği incelendiğinde parçanın 3 mm deplasman miktarından sonra lineer olmayan bölgeye geçtiği görülmektedir. Kuvvet-deplasman eğrisinin lineer bölgesi belirlenerek radyal 1. yön için rijitlik hesaplaması yapılmıştır. Parçanın radyal 1.yön için rijitlik değeri 2045,9 N/mm olarak hesaplanmıştır.

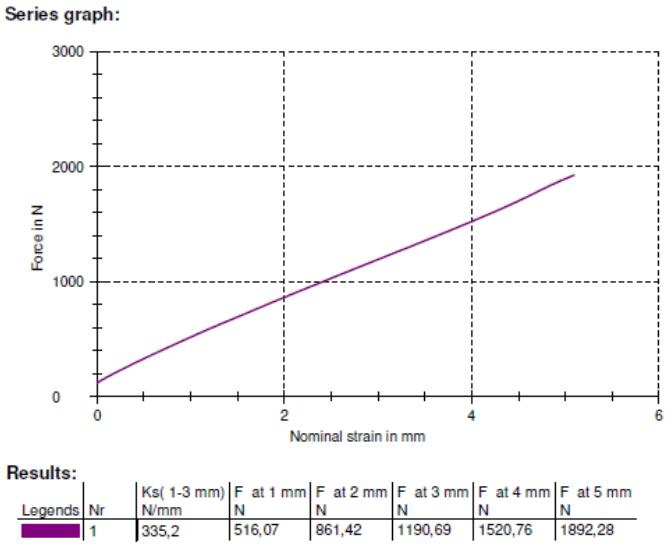


Results:

Legends	Nr	Ks(0,5-1,5 mm) N/mm	F at 0,5 mm N	F at 1 mm N	F at 1,5 mm N	F at 2 mm N	F at 2,5 mm N	F at 3 mm N
	1	581,1	466,24	763,75	1047,37	1322,25	1601,02	1898,31

Şekil 11. Radyal 2.yön (Y) test Sonuçları

Şekil 11'de görüldüğü üzere tasarım 2'ye ait geliştirilen parçanın radyal 2.yöndeki kuvvet-deplasman verileri çıkartılarak, kuvvet-deplasman eğrisindeki lineer bölge belirlenerek radyal 2. yön için rijitlik hesaplaması yapılmıştır. Parçanın radyal 2.yön için rijitlik değeri 581,1 N/mm olarak hesaplanmıştır.



Şekil 12. Eksenel Yön (Z) test sonuçları

Şekil 12'de görüldüğü üzere tasarım 2'ye ait geliştirilen parçanın eksenel yöndeki kuvvet-deplasman verileri çıkartılmış, grafiğin lineer bölgesi belirlenerek rijitlik hesaplaması yapılmıştır. Parçanın eksenel yön için rijitlik değeri 335,2 N/mm olarak hesaplanmıştır.

Tasarım 2'ye ait SEA ve reel test sonuçları Tablo 3'de karşılaştırılarak analiz verileri ile reel test sonuçları arasındaki sapmalar tespit edilmiştir.

Tablo 3. Tasarım 2'ye ait statik test ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması

X (Radyal 1)	**SEA Sonuçları**	**Test Sonuçları**	**Fark**
65 ShA Ks-(0,5-1,5 mm) :	1945,7 N/mm	2045,9 N/mm	-%4,85
Y (Radyal 2)	**SEA Sonuçları**	**Test Sonuçları**	**Fark**
65 ShA Ks-(0,5-1,5 mm) :	521,5 N/mm	581,1 N/mm	-%10,23
Z (Eksenel)	**SEA Sonuçları**	**Test Sonuçları**	**Fark**
65 ShA Ks-(1-3 mm) :	310 N/mm	335,2 N/mm	-%7,51

Üretilen prototip parçalarda vulkanizasyon prosesi sonrasında parçanın görsel ve ölçüsel kontrolleri yapılmıştır. Yapılan kontroller neticesinde parçalarda herhangi bir problem görülmemiştir. Üretilen prototip parçaların görseli Şekil 13'te görülmektedir.



Şekil 13. Prototip ürün görseli

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada plastik dış boruya sahip maçalı burçlarda vulkanizasyon sonrası oluşan ovalite probleminin önceden tespit edilebilmesi için termal analizler gerçekleştirilmiştir. Dış çap değeri Ø70.5 mm olarak belirlenen Tasarım 1'e yapılan termal analiz yüklemelerine göre, birinci adımdan sonra soğumaya bırakılan burca ait ölçüler Radyal 1 (X) yönünde 69.84 mm, Radyal 2 (Y) yönünde ise 71.11 mm gelmektedir. Ovalite değerinin analiz sonuçlarına göre Tasarım 1'de 1,27 olduğu görülmektedir. Tasarım 1'e ait yapılan prototip kalıptan elde edilen parçalara analizde yapılan kontroller tekrarlandığında elde edilen reel sonuçlar Radyal 1 (X) yönünde 69.10 mm Radyal 2 (Y) yönünde 72.15 olarak ölçülmüştür.

Tasarım 2'de burcun Radyal 1 (X) yönünde ölçüsü 72.4 mm, Radyal 2 (Y) yönünde ölçüsü ise 69.2 mm olarak tasarlanmıştır. Tasarım 2'nin termal analizi sonrasında ölçüleri; Radyal 1 (X) yönünde 71.08 mm, Radyal 2 (Y) yönünde ise 70.74 mm olarak ölçülmüştür. Sonuçlar incelendiğinde ovalite değerinin analiz sonuçlarına göre Tasarım 2'de 0.34'e düşürüldüğü görülmektedir. Tasarım 2'ye ait yapılan prototip kalıptan elde edilen parçalara analizde yapılan kontroller tekrarlandığında elde edilen reel sonuçlar Radyal 1 (X) yönünde 70,73 mm, Radyal 2 (Y) yönünde 70,50 mm gelmektedir. Sonuçlardan da anlaşıldığı gibi termal analiz verilerinden elde edilen geometrik sonuçlar ile fiziksel parça üzerinden elde edilen boyutsal sonuçlar birbiriyle örtüşmektedir.

Ayrıca, yapısal analiz verileri ile hesaplanan rijitlik değerleri ve fiziksel testler sonucu hesaplanan rijitlik değerleri karşılaştırması Tablo 3'te görüleceği üzere kauçuk burçlar için kabul edilebilir seviyede olduğu ve bu değerlendirmeler neticesinde bu tip burçlar için kauçuk verilerinin kullanılabileceği görülmüştür.

Bu çalışma sayesinde elde edilen verilere göre plastik dış boruya sahip burçlarda ovalite kaynaklı problemlerin önceden tespitine istinaden önemli çıktılar elde edilmiştir. Daha çok deneme-yanılma metoduyla çözülebilen problemler için mühendislik tabanlı sistem devreye alınarak olası zaman, hurda ve maliyet kayıplarının önlenmesi sağlanmıştır.

KAYNAKLAR

[1] Wei Wang, Wenbin Shangguan (2013) "Experiment and Calculation Analysis on Stiffness Pull-out Force of Rubber Bushing for Suspension Telescopic Shock Absorber'', Rubber Industry, 3(60)169-172

[2] Li, L. (2014) "Experiment Analysis about Mechanical Properties of Rubber Bushing for Suspension Telescopic Shock Absorber'', Applied Mechanics and Materials, Vol. 670-671, pp. 1008-1011.

[3] M. Andre, P. Wriggers (2005) "Thermo-mechanical behaviour of rubber materials during vulcanization''

[4] URL 1: Arge ve Tasarım (2019), Lineer Termal Genleşme Katsayıları ve Hesaplama https://argevetasarim.com/lineer-termal-genlesme-katsayilari-ve-hesaplama/, 14.02.2021.

[5] Wang MJ. (1998) "Effect of polymer–filler and filler–filler interactions on dynamic properties of filled vulcanizates", Rubber Chemistry and Technology, Vol. 71, pp. 520-589.Vuchic, V.R. (2007), Urban Transit Systems and Technology, John Wiley & Sons, Hoboken, NJ, 624 pages.

[6] Dean G, Duncan J, Johnson A. (1984) "Determination of non-linear dynamic properties of carbon-filled rubbers." Polymer testing, 4, 2, pp.225-249.

[7] Mullins L., Tobin N. R. (1969) "Softening of Rubber by Deformation", Rubber Chemistry and Technology, Vol. 42, No. 1, pp. 339-362

[8] Sayyaadi H, Shokouhi N. (2009) "A new model in rail–vehicles dynamics considering nonlinear suspension components behavior", International Journal of Mechanical Sciences, 51,3, pp.222-232.

[9] Legorju-jago K., Bathias C. (2002) "Fatigue initiation and propagation in natural and synthetic rubbers", Int J Fatigue, Vol. 24, pp.85–92.

FARKLI ÇALIŞMA YÖNLERİNDE, BİRDEN FAZLA SERTLİKTE KAUÇUK İÇEREN TİTREŞİM SÖNÜMLEYİCİ BURÇ GELİŞTİRİLMESİ

[1] M. Emre Darı, [2] Murat Yazıcı, [3] B. Kaan Zanbak, [4] Oğuzhan Turan, [5] A. Kamil Serbest

[1,3,4,5] Yamas A.Ş., Araştırma ve Geliştirme Departmanı, Bursa, Türkiye
[2] Uludağ Üniversitesi, Müh. Fak., Otomotiv Müh. Böl., Bursa, Türkiye
[1] Sorumlu Yazar: M. Emre Darı, emre.dari@yamas.com.tr

ÖZET

Titreşim sönümleyici burçlar, araçlarda süspansiyon parçalarının araç şasisine bağlantı noktalarında, aracın hareket halinde maruz kaldığı titreşim ve gürültülerin azaltılması ve sistemdeki kararsız davranışların telafi edilmesine yönelik özel olarak tasarlanırlar. Süspansiyon sisteminde montajının yapıldığı konuma göre birden fazla eksende harekete maruz kalırlar. Bu sebeple, burcun farklı eksenlerde farklı deplasmanlarda hareket etmeleri beklenir. Bu çalışma, sonlu elemanlarla farklı çalışma yönlerinde birden fazla sertlikte kauçuk içeren burçların geliştirilmesine odaklanmaktadır. Burç, farklı çalışma eksenlerinde farklı sertlik ve özellikte kauçuk parçalar içeren, farklı yönlerde ve farklı yer değiştirme değerlerinde hareket edecek şekilde tasarlanmış ve geliştirilmiştir. Bu sayede farklı çalışma eksenlerinde kendisinden beklenen yer değiştirme kriterlerinde hareket ederek üzerindeki titreşimleri, darbeleri ve gürültüleri absorbe edebilmektedir. Yapılan tasarım, sonlu elemanlar metodu ile yapısal analizler gerçekleştirilerek doğrulanmıştır. Pre-processing kısmında MSC/Apex programı, analizin gerçekleştirilmesi ise MSC/Marc programı yardımıyla yapılmıştır. Tasarımda kullanılan farklı karışıma sahip farklı sertlikteki kauçukların vulkanizasyon proses analizleri için Autodesk Moldflow programı kullanılarak kauçuk akış analizleri yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Birden Farklı Sertlikte Kauçuk, Doğal Kauçuk, Titreşim Sönümleyici Burç, Sonlu Elemanlar Analizi, Kauçuk Akış Analizi

DEVELOPMENT OF ANTI-VIBRATION BUSHING WITH MULTIPLE RUBBER HARDNESS IN DIFFERENT OPERATIONAL DIRECTIONS

ABSTRACT

Anti-vibration bushings are specially designed to reduce the vibrations and noises that the vehicle is exposed to in motion at the connection points of the suspension parts to the vehicle chassis and to compensate for the unstable behavior in the system. In the suspension system, they are subject to movement in more than one axis, depending on the location where they are mounted. For this reason, the bush is expected to move in different displacements on different axes. This work focusses on the development of bushings containing more than one hardness rubber in different working directions with the finite elements. The bushing was designed and developed to meet to move in different directions and at different displacement values which are containing rubber parts of different hardness and characteristics in different working axes. In this way, it can absorb the vibrations, impacts and noises on it by acting in the displacement criteria expected from it in different working axes. The design was verified by performing structural analyzes using the finite element method. MSC Apex and MSC Marc were used to modelling the rubber during design validation phase. Rubber flow anaylzes were performed with Autodesk Moldflow program to simulate vulcanization process of rubbers of different hardness with different mixtures.

Keywords: Dual Rubber, Natural Rubber, Anti-Vibration Bushing, Finite Element Analysis, Rubber Flow Analysis

1. GİRİŞ

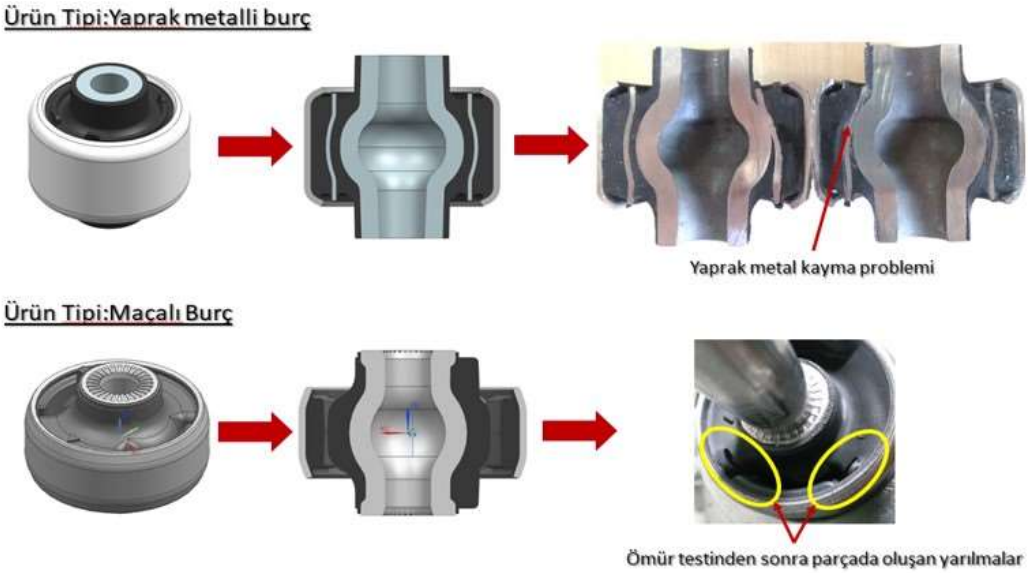
Taşıt süspansiyon sistemleri, iyi bir sürüş, gerekli yol tutuş performansı, dönüş esnasında direksiyon kontrolünü sağlayan ve aktarma organlarının birbirleri arasındaki etkileşimlerini dengede tutmaya yarayan alt sistemlerdir. Bu alt sistemler hızlanma, frenleme, viraj alma, bozuk zeminde ilerleme gibi farklı çalışma şartlarında gerekli konforu ve güvenliği sağlamalıdır. Daha çok salıncaklarda kullanılan kauçuk bazlı burçlar da süspansiyon sistemlerinin önemli

birer üyesi olmakla birlikte gerekli olan bu gereksinimleri yerine getirmede önemli bir rol üstlenirler. Kullanılan bu burçlar, araçta yoldan gelecek ani kuvvetlere karşı yaşam döngüsünü devam ettirebilmeli, aynı zamanda montajının yapıldığı yerde kendini muhafaza edebilmelidir. Burada öne çıkan birincil etken parçaların farklı eksenlerde farklı statik gereksinime ihtiyaç duymasıdır.

Li, deneysel bir çalışma gerçekleştirerek, arka teker süspansiyon sistemi için bir kauçuk burcun dört farklı yükleme altında davranışını incelemiştir. Bu yükleme şekillerinin eksenel, radyal, burulma ve yalpalama hareketlerini temsil edecek şekilde planlandığı görülmüştür. (Li, L., 2014).

Burçlarda, farklı yönlerde farklı rijitlik ihtiyaçlarını karşılama amacıyla iki farklı yöntem uygulanmaktadır: Bunlardan biri burcun maça boşluklu olacak şekilde tasarlanması, bir diğer yöntem ise kauçuk kısma ilave komponentler eklenmesidir. Her iki yöntemin de avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. Örneğin; burcun maça boşluklu olarak tasarlandığı koşulda, burç tekrarlı yükler altında çalışırken maça boşluğunun kauçuk üzerindeki zayıf olduğu bölgelerde yarılma ve yırtılmalar meydana gelmektedir. Bu sebeple parçanın servis ömrü beklentilerini karşılamakta zorlanılmaktadır. Kauçuk kısma ilave komponent eklenerek yapılan tasarımlarda ise hem ürün maliyeti artmakta hem de üretim prosesleri sırasında, bu ilave komponentlerin kalıp gözlerine yerleştirilmesinde zorluklar yaşanmaktadır. Bu yöntemin getirdiği diğer dezavantaj ise parça ağırlığının artmasıdır.

Yukarıda bahsedilen 2 yöntem için, görülen bu hata ve dezavantajlar Şekil 1'de kesitleri alınmış burçlarda detaylı bir şekilde gösterilmektedir.



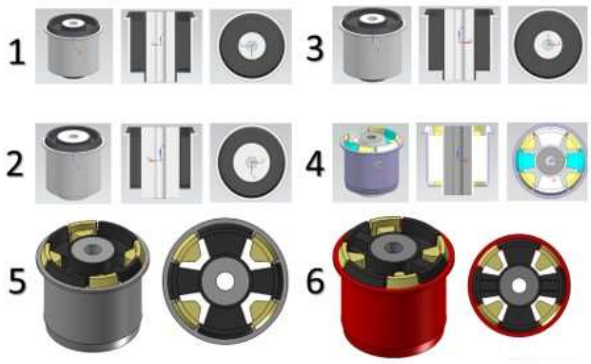
Şekil 1. Örnek bir maça boşluğuna sahip burç, yaprak sac tasarımı ve yaşanan sorunlar

Bu çalışmada, yukarıda bahsedilen problemleri ortadan kaldırmak amacıyla farklı eksenlerde farklı sertlik değerine sahip burç tasarımı yapılmıştır. Statik gereksinimleri yakalamak için ürünün bir çalışma yönünde 75 ShA kauçuk hamuru, diğer çalışma yönünde ise 70 ShA kauçuk hamur kullanılarak iki yöndeki statik gereksinimleri de karşılayacak burç tasarımı yapılmıştır. Burçtan beklenen statik gereksinimler için tasarım doğrulama fazında sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapısal analizler gerçekleştirilmiş, farklı kauçuk sertliğine ait hamurların kalıplanabilirliği ve üretilebilirliğinin doğrulanması için ise akış analizleri yapılmıştır. Yapısal analizlerin gerçekleştirilmesinde pre-processing kısmında MSC Apex, çözücü için ise MSC Marc programından yararlanılmıştır. Akış analizlerinin gerçekleştirilmesinde ise Autodesk Moldflow programından faydalanılmıştır. Numune üretimleri yapılan parçaların fiziksel testleri yapılarak analiz sonuçları ile karşılaştırılmış akabinde ömür testi yapılarak parçanın servis koşullarındaki performansı değerlendirilmiştir.

2. MATERYAL VE METOT

2.1. Ürün Tasarım ve Doğrulama Çalışmaları

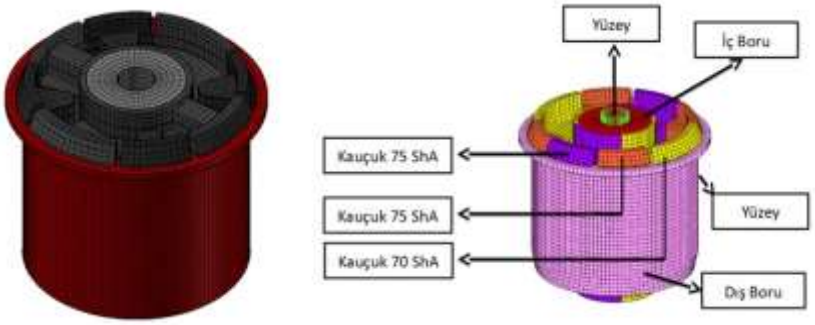
Çalışmada tasarımı gerçekleştirilen burcun tasarım varyasyonları Şekil 2'de gösterilmiştir. Montaj koşulları, üründen beklenen statik ve dinamik beklentileri karşılayacak şekilde tasarım dondurulmuştur.



Şekil 2. Tasarım varyasyonları

2.2. Sonlu Elemanlar Modeli

Sonlu elemanlar mesh yapısı MSC/Apex programında Şekil 3'de gösterildiği gibi yapılmıştır. Mesh yapısı hazırlanırken sonuçların doğruluğu için doğrusal ilerleyen bir mesh yapısı tercih edilmiştir. Eleman tipi 2.5D Hex Mesh atılan modelde 51.818 node ve 36.255 eleman yer almaktadır. Mesh atılırken elemanların birbirleriyle konuşması ve uygulanacak fiziksel harekete göre tasarlanmasına dikkat edilmiştir.



Şekil 3. Parçanın izometrik görünüşü ve mesh yapısı

2.3. Sınır Koşulları

Burcun proses işleminde iç boru ve dış boruya yapıştırıcı uygulaması yapılmakta ve vulkanizasyon işlemi gerçekleştirilmektedir. Bu nedenle burcun iç borusu ve dış borusu kauçuğa glue olarak tanımlanmıştır. Parçanın montaj koşulları dikkate alınarak; yapısal analizler için dış boru sabitlenmiş, iç boruya tanımlanan yüzey serbest bırakılmıştır. İki adımlı analiz tasarlanmıştır. Birinci adımda termal veriler girilerek kauçuğun vulkanizasyon sonrası soğuması simule edilmiş, ikinci adımda da ön gerilmelere maruz kalmış burcun radyal ve eksenel yönlerde karakteristikleri çıkartılmıştır.

2.4. Termal Veriler

Kauçuk malzemeyi mühendislik malzemesi haline getirmek için gerekli olan parametreler sıcaklık, süre ve basınçtır. Bu parametreler arasında sıcaklığın ürün üzerinde büyük etkisi vardır. Kauçukların non-lineer özelliklerine bağlı olarak, burç içindeki kümülatif histeritik enerji birikimi, mekanik özelliklerde çeşitli sıcaklıklarda önemli ölçüde değişmesine neden olabilir. (Dean vd.,1984)

Bu çalışmaya konu olan süspansiyon burcunda kullanılan tabii kauçuk malzemeyi elastomer hale getirmek için 130°C kalıp sıcaklığı kullanılmıştır. Kauçuğun davranışları veya süspansiyon bileşenlerinin modelleri hakkında yayınlanan araştırmaların çoğunda, dinamik çalışmalar altında parça üzerindeki termo-dinamik etkilerin özellikle histerisis üzerinde ciddi etki yarattığı bildirilmektedir. (Sayyaadi H, Shokouhi N.,2009)

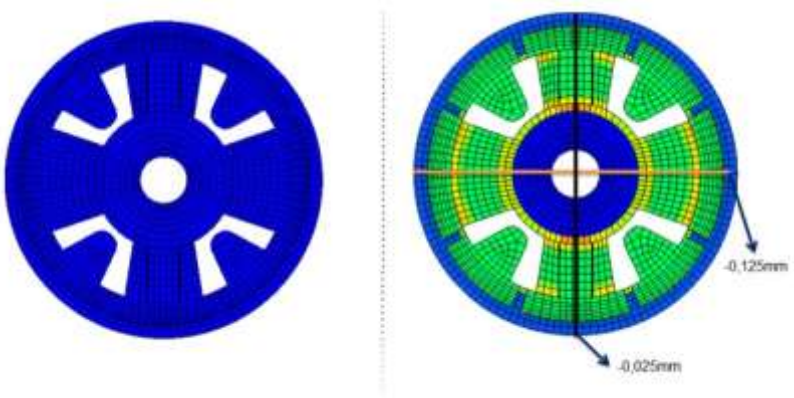
Vulkanizasyon prosesi sonrasında kalıptan çıkarılan burç hava ile soğumaya bırakılmaktadır. Malzemelerin ısıl genleşme katsayıları farklı olduklarından kullanılan hammaddelere göre vulkanizasyon sonrası ölçülerde farklılık oluşmaktadır. Kauçuğun ısıl genleşmesi $70x10^{-6} \circ m / m \circ C$ iken alüminyum malzemelerde bu değer 22 $x10^{-6} \circ m / m \circ C$ çeliklerde 12 $x10^{-6} \circ m / m \circ C$ ve poliamid plastiklerde ise 110 $x10^{-6} \circ m / m \circ C$ dır. (URL1)

Bu değerler göz önüne alındığında vulkanizasyon sonrası soğuma sırasında plastik dış boruya sahip burçlar alüminyum ve çeliğe göre daha fazla ovalite problemi oluşturmaktadır. Bu sonuçları görebilmek adına malzemelerin ısıl genleşme değerleri sonlu elemanlar programına girilerek malzemelerin sıcaklıkla olan değişimleri incelenmiş ve çıkan sonuçlara göre tasarımlar optimize edilmiştir.

3. SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ VE TESTLER

3.1. Termal Analiz Sonuçları

Tasarlanan burca termal analiz yapılmıştır. Dondurulan tasarımın termal analiz sonuçları Şekil 6'da gösterilmektedir.



a) b)

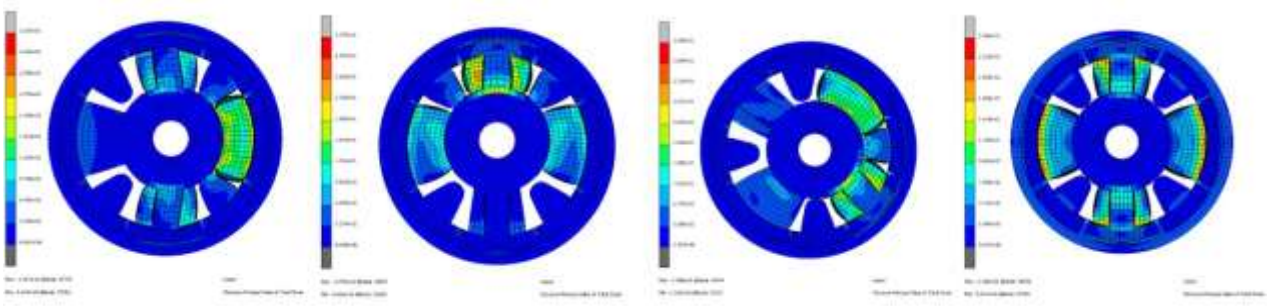
	Analiz Öncesi (a)	Analiz Sonrası (b)
X YÖNÜ (mm)	Ø72,2	Ø71,95
Y YÖNÜ (mm)	Ø72,2	Ø72,15
Ovallik Değeri(mm)	Ovallik Değeri= 0	Ovallik Değeri= 0,2

c)

Şekil 6. Tasarımın termal analiz sonuçları a) Analiz öncesi b) Analiz sonrası c) Ölçülen değerler

3.2. Yapısal Analiz Sonuçları

Termal analizlerden çıkan tasarıma Tablo 1'de belirtilen test yöntemine göre ilgili yönlerde analizlere tabi tutulmuş ve analiz görüntüleri Şekil 7'de yapısal analiz sonuçları da Tablo 2'de gösterilmektedir.



a) b) c) d)

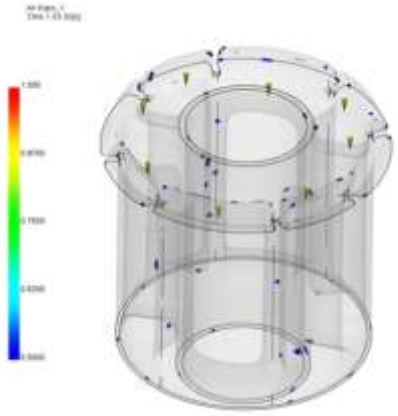
Şekil 7. a)Radyal 1.yön b)Radyal 2.yön c)Radyal 3.yön d)Eksenel yön analiz görüntüleri

Tablo 1. Yapısal analiz sonuçları

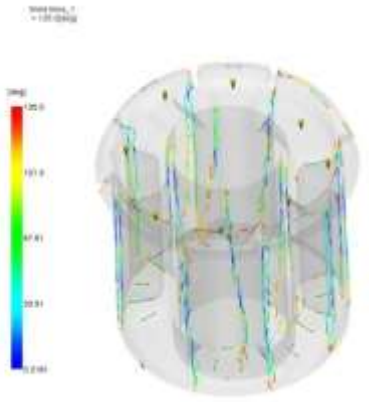
X (Radyal 1.yön)	SEA Sonucu
70 ShA Ks-(0,5-1,5 mm) :	2270,7 N/mm
Y (Radyal 2.yön)	SEA Sonucu
75 ShA Ks-(0,5-1,5 mm) :	1711,8 N/mm
XY Ks-(Radyal 3.yön)	SEA Sonucu
75 ShA (0,5-1,5 mm) :	1996,4 N/mm
Z Ks-(Eksenel yön)	SEA Sonucu
70-75 ShA (1-3 mm) :	520,8 N/mm

3.3. Kauçuk Kalıp Akış Simülasyonu

Değişken rijitliğe sahip burçta farklı rijitlik değerine sahip NR esaslı kauçuk reçeteler kullanılmaktadır. Kauçuk sertlikleri (rijitlikleri) içerisindeki katkı malzemelerinin oranı ile değişmektedir. Rijitlikler arasındaki fark çok büyük olmadığı sürece kalıp içerisinde malzeme davranışı birbirine yakın olmaktadır. Burada kalıplama açısından farkı oluşturan en önemli husus farklı giriş kanallarından (yolluklardan) aynı anda, kauçukların farklı gözlere gönderilerek birbirleri ile farklı kanallardan gelen kauçuğun birleşimini sağlamak sureti ile parçanın elde edilmesidir. Farklı giriş kanallarından aynı anda gönderilmesi durumu bu simülasyonda dikkate alınmış, rijitlik farkından doğan malzeme akış karakteristikleri farkı çok küçük olacağı düşünüldüğünden dikkate alınmamıştır.



Şekil 8. Gaz boşlukları

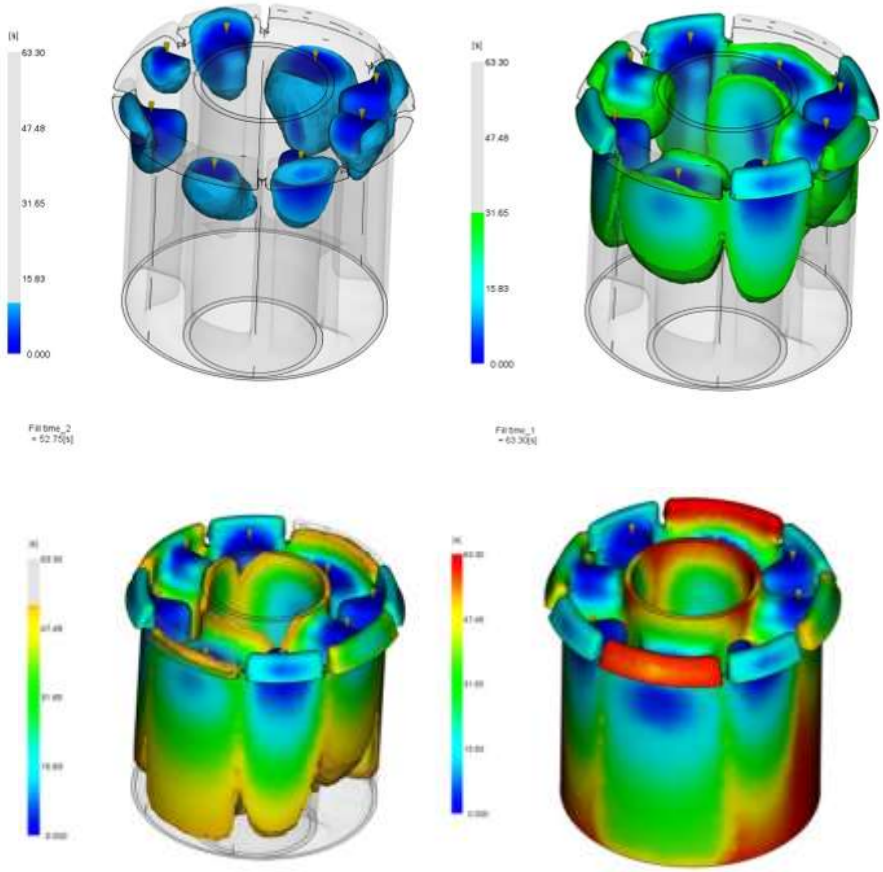


Şekil 9. Kaynak izleri

Çok noktadan yapılan enjeksiyon veya malzeme girişi doğal olarak kaynak izlerini ve gaz boşlukları oluşumunu tetiklemektedir. Şekil 8 ve Şekil 9'da bu durum görülmektedir. Bu problem proses parametrelerine müdahale ederek çözmek mümkündür. Bu parametrelerin başında kalıp, enjeksiyon sıcaklığı ve kalıplama basıncını yükseltmek gelmektedir. Dolayısı ile bu sorun proses parametrelerinin ayarlanması ile kalıp tasarımında herhangi bir değişikliğe gerek kalmaksızın sorun çözülmektedir.

3.4. Kauçuk Dolum Prosesi Simülasyonu

Dolum analizleri Şekil 10'da görülmektedir. Kalıbın her bir gözüne kauçuk malzeme aynı anda farklı giriş kanallarından giriş yapmaktadır. Görüleceği üzere kalıp boşluğunda dengeli olarak dolum gerçekleşmektedir. Giriş kanalının seviyesinden başlayan akış sonucunda, dolum en son en geniş kulağa sahip bölümlerde gerçekleşmektedir.



Şekil 10. Kalıp dolum analizleri

3.5. Prototip Numune Üretimi ve Kontrolleri

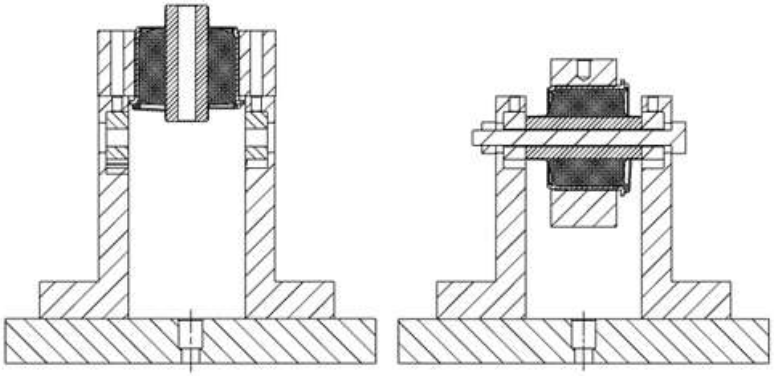
Kalıp tasarımı ve imalatı gerçekleştirildikten sonra proses çalışmaları yapılarak prototip parça üretimleri gerçekleştirilmiştir. Üretilen prototip parçalarda herhangi bir problem görülmemiştir.



Şekil 11. Üretilmiş prototip numune görüntüleri ve kesiti

3.6. Statik Testler

Kauçuk malzemelerin farklı uzama oranlarında farklı karakteristik eğrileri vardır. (Wang, 1998), (Legorju-jago ve Bathias, 2002). Bu nedenle, ürünlerin hangi yükleme koşullarında çalışacağını bilmek ve uygun şekilde test etmek gerekmektedir. Ürünün statik testleri Zwick Roell test makinesinde gerçekleştirilmiştir Şekil 12'de Zwick Roell test kurulumu gösterilmektedir. Test makinesi 50 kN ve 600 mm kapasitelidir. Statik testler Şekil 5'te gösterilen test yönlerinde Tablo 2'de belirtilen parametrelerde gerçekleştirilmiştir.



a)Eksenel Yön b)Radyal Yön

Şekil 12. Zwick Roell test kurulumu



Şekil 13. X:Radyal 1 yön, Y:Radyal 2 yön, XY: Radyal 3 yön, Z:Eksenel yön

Tablo 2. Statik test parametreleri

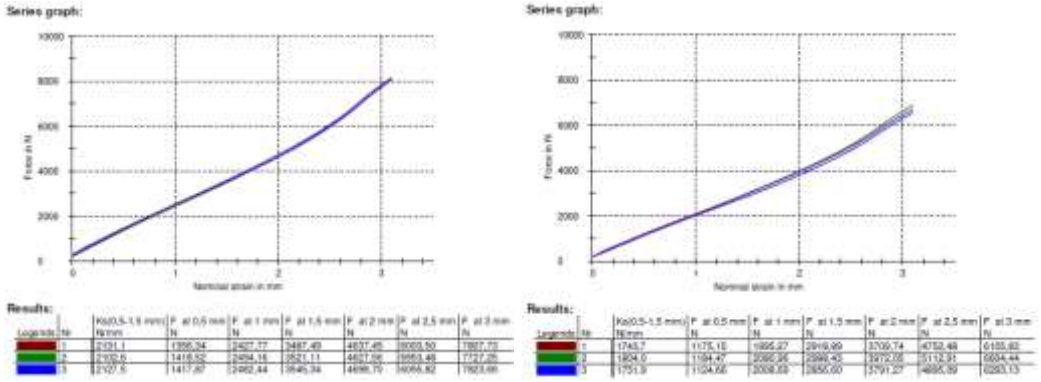
	X (Radyal 1)	Y (Radyal 2)	XY (Radyal 3)	Z (Eksenel)
Ön Yük	100 N	100 N	100 N	100 N
Ön Şartlandırma Hızı	50 mm/min	50 mm/min	50 mm/min	50 mm/min
Ön Şartlandırma Yükü	±3 mm	±3 mm	±7 mm	±5 mm
Ön Şartlandırma Çevrimi	3	3	3	3
Gecikme	10 sec	10 sec	10 sec	10 sec
Test Hızı	10 mm/min	10 mm/min	10 mm/min	10 mm/min
Test Yükü	±3 mm	±3 mm	±7 mm	±5 mm

Burcun iç borusu, montaj yerini simule edecek şekilde ve kaymasını önlemek amacıyla cıvatalar ve somunlar kullanılarak sabitlenmiştir. Tablo 2'de verilen şartlandırma çevrimleri, Mullins etkisini ortadan kaldırabilmek için yapılmıştır. Bu nedenle kuvvet-yer değiştirme grafiği, tabi tutulan testin 4. döngüsüne dayanmaktadır (Mullins ve Tobin, 1969). Test armatürleri ve test ekipmanından kaynaklanabilecek boşlukları ortadan kaldırmak için 100 N ön yük uygulanmıştır. Test sonucunda kuvvet-yer değiştirme grafiği elde edilmiş ve statik sertlik (Ks) değerleri hesaplanırken grafiğin belli aralıktaki eğimine bakılmıştır.

$$K_S = \frac{\Delta F}{\Delta x} \quad (1)$$

3.7. Ürün Test Sonuçları

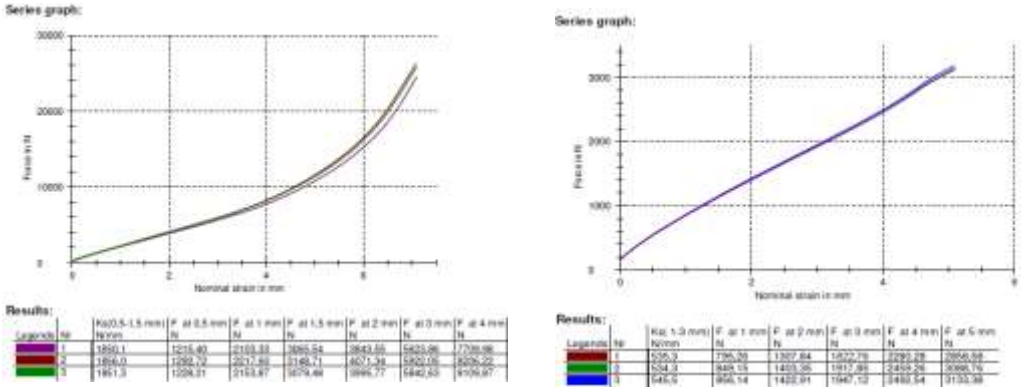
Tasarıma ait prototip kalıplar tasarlanmış ve prototip parça üretimleri yapılmıştır. Üretilen prototip parçaların Radyal 1.yön test sonuçları Şekil 14, Radyal 2.yön test sonuçları Şekil 14, Radyal 3.yön test sonuçları Şekil 15'de ve Eksenel yön test sonuçları Şekil 15'de gösterilmektedir.



a) b)

Şekil 14. a) Radyal 1.Yön (X) b) Radyal 2.Yön (Y) Statik Test Sonuçları

a) b)

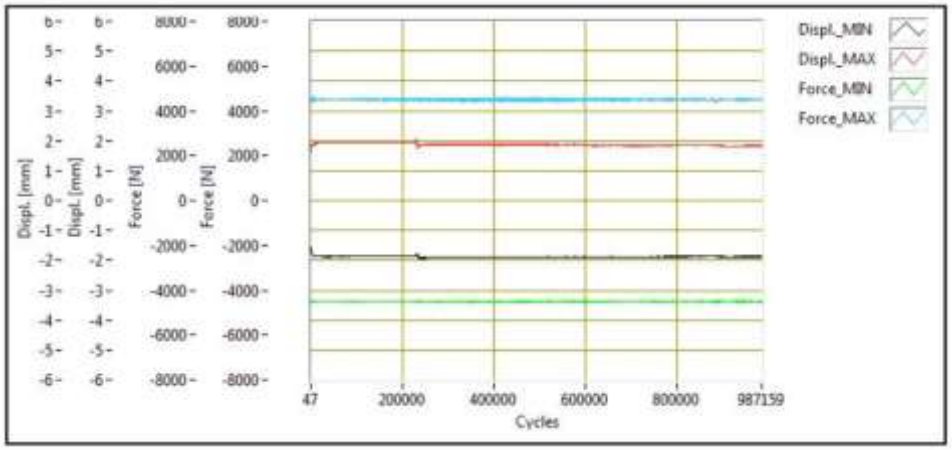


Şekil 15. a) Radyal 3.yön (XY) b) Eksenel yön (Z) Statik test sonuçları

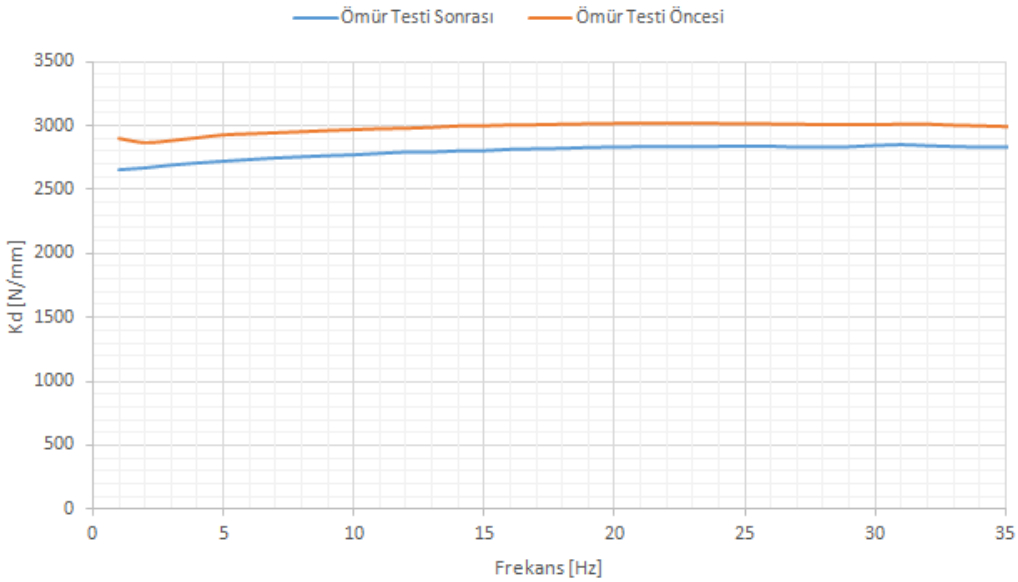
Şekil 14 ve 15'te görüldüğü üzere geliştirilen parçanın tüm ilgili yönlerdeki kuvvet-deplasman verileri çıkartılmış, rijitlik değeri hesaplamaları eğrilerin lineer bölgeleri belirlenerek yapılmıştır.

3.8. Dayanım Testleri ve Performans Kayıp Ölçümleri

Üretilen prototip parçalar ±4,5 kN, 4Hz ve 1 milyon çevrim olacak şekilde ömür testi yapılmıştır. Ömür testi Dynamess tek eksenli ±10 kN, ±6 mm genlik, 0-35 Hz frekans kapasitesine sahip ömür test cihazında yapılmıştır. Ömür testi sonucunda herhangi bir sorun tespit edilmemiş ve parçada yarılma, yırtılma vb. deformasyonlar görülmemiştir. Test sonuçları Şekil 16 ve Şekil 17'de verilmiştir.



Şekil 16. Yük tekrar eğrileri



Şekil 17. Frekansa bağlı olarak burcun dinamik rijitlik değişimi

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu projede farklı yönlerde farklı statik gereksinime ihtiyaç duyan bir burç geliştirilmiştir. Bu burcu tasarlarken klasik olan 2 farklı yöntem yerine (maça boşluklu yapı ve ilave komponentli tasarım) iki farklı yön için farklı sertlikte kauçuklar kullanılmıştır. Farklı yönde farklı rijitliğe sahip burcun statik gereksinimlerini karşılamak için tasarımlar yapılmıştır. Her bir tasarım için sonlu elemanlar analizi yapılarak istenen değerlere ulaşılıp ulaşılamadığına bakılmıştır. Altıncı iterasyon sonucunda hedeflenen statik gereksinimleri karşılayan bir burç tasarımı oluşturulmuştur. Yapısal olarak tasarımı sonlu elemanlar analizleri ile doğrulan nihai tasarım burç, üretilebilirlik açısından da analiz edilmiş ve değerlendirilmiştir. Kalıp akış simülasyonunda, kalıpta parçadaki gaz boşlukları, doldurma ve kaynak izlerinin oluşumları incelenmiş ve kalıp tasarımı da bu kapsamda dondurulmuştur. Analiz verilerine göre doğrulanan kalıp tasarımı sonrası kalıp imalatı gerçekleştirilmiştir. Prototip parçaların üretiminde kauçuk hamurlara ait reometre raporları ile yaklaşık olarak belirlenen vulkanizasyon parametreleri ile prototip parçalar kalıplanarak üretilmiştir. Yapılan tasarım doğrulama çalışmalarının bir sonucu olarak tek iterasyonda hatasız parça üretimi gerçekleşmiştir. Elde edilen numuneler kullanılarak, parçaların ölçüleri ve sertlikleri kontrol edilmiştir. Boyutsal ve fiziksel olarak hedeflenen değerlerin yakalandığı görülmesi nedeniyle, bu numuneler kullanılarak parçaların statik testleri gerçekleştirilmiştir. Statik test sonuçlarında kuvvet-deplasman davranışında tasarım değerleri ile uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. Ayrıca, numuneler ömür testlerine tabi tutulmuştur. Dinamik yükleme altında gerçekleştirilen ömür testlerinde numunelerde hasar oluşmadığı ve hedeflenen ömür performansı değerlerinin sağlandığı görülmüştür.

Tasarıma ait sonlu elemanlar analizleri ve reel test sonuçları Tablo 3'de karşılaştırılmıştır. Sonuçlardan da görüldüğü gibi analiz değerleri üretilen parçanın sonuçları ile uyumlu olup sapma değerleri çok düşük bir aralıktadır.

Tablo 3. Statik test ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması

X (Radyal 1.yön)	**SEA Sonuçları**	**Test Sonuçları**	**Fark**
70 ShA Ks-(0,5-1,5 mm)	2270,7 N/mm	2120,1 N/mm	-%6,6
Y (Radyal 2.yön)	**SEA Sonuçları**	**Test Sonuçları**	**Fark**
75 ShA Ks-(0,5-1,5 mm)	1711,8 N/mm	1758,9 N/mm	+%2,8
XY (Radyal 3.yön)	**SEA Sonuçları**	**Test Sonuçları**	**Fark**
75 ShA Ks-(0,5-1,5 mm)	1996,4 N/mm	1852,4 N/mm	-%7,0
Z (Eksenel yön)	**SEA Sonuçları**	**Test Sonuçları**	**Fark**
70-75 ShA Ks-(1-3 mm)	520,8 N/mm	538,3 N/mm	+%3,4

Bu çalışma sayesinde burcun farklı yönlerde farklı deplasman değerlerinde hareket edebilme ve farklı eksenlerdeki statik gereksinimleri karşılamak üzere farklı çalışma eksenlerinde farklı sertliklerde ve karakteristikte kauçuk kısımlar içeren bir burç geliştirilmiş, bu gereksinimleri karşılayabilecek diğer 2 yönteme alternatif oluşturmuştur. Bu sayede mevcut durumda yaşanan kauçuk üzerinde yarılma, yırtılma gibi parça ömrüne etkiyen dezavantajlar elimine edilmiştir. İlave komponent kullanımı da geliştirilen bu üründe ihtiyaç dahilinden çıkartılmış ve üretimde yaşanan proses zorluklarının önüne geçilmiş, proje maliyetleri de düşürülmüştür.

5. TEŞEKKÜR

Bu çalışma TÜBİTAK-TEYDEB 1501 Sanayi-Ar-Ge programı 3192344 nolu projesi kapsamında gerçekleşmiştir. Yazarlar, verilen destekten dolayı TÜBİTAK'a ve YAMAS A.Ş 'ye teşekkürlerini sunar.

KAYNAKLAR

[1] Dean G, Duncan J, Johnson A. (1984) "Determination of non-linear dynamic properties of carbon-filled rubbers." Polymer testing. 4,2, pp.225-249.

[2] Sayyaadi H, Shokouhi N. (2009) "A new model in rail–vehicles dynamics considering nonlinear suspension components behavior." International Journal of Mechanical Sciences. 51,3, pp.222-232.

[3] URL 1: Arge ve Tasarım (2019), Lineer Termal Genleşme Katsayıları ve Hesaplama https://argevetasarim.com/lineer-termal-genlesme-katsayilari-ve-hesaplama/, 14.02.2021

[4] Wang MJ. (1998) "Effect of polymer–filler and filler–filler interactions on dynamic properties of filled vulcanizates", Rubber Chemistry and Technology, Vol.71, pp.520-589.Vuchic, V.R. (2007), Urban Transit Systems and Technology, John Wiley & Sons, Hoboken, NJ, 624 pages.

[5] Mullins L., Tobin N. R. (1969) "Softening of Rubber by Deformation", Rubber Chemistry and Technology, Vol.42, No.1, pp.339-362

ŞEHİRLERARASI YOLCU OTOBÜSLERİ İÇİN DÖNER MEKANİZMAYA SAHİP HOSTES KOLTUĞU GELİŞTİRİLMESİ

Gökhan AKTÜRK[1], Emin SEZGİN[1], Celalettin YUCE[2]
[1]FKT Koltuk Sistemleri Ar-ge Merkezi, Bursa, Türkiye
[2]Bursa Teknik Üniversitesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü, Bursa, Türkiye
Sorumlu Yazar: Celalettin YUCE, celalettin.yuce@btu.edu.tr

ÖZET

Toplu taşıma sektörü gelişmekte olan ülkeler için oldukça önemli bir ulaşım seçeneğidir. Bu araçlarda yakıt tasarrufu sağlayarak karbon emisyonunun düşürülmesine yönelik çalışmalarda yolcu, sürücü ve hostes koltukları önemli bir potansiyele sahiptir. Bu koltuklardan konfor ve kullanım amaçlarına hizmet etmeleri beklenirken aynı zamanda daha az yer kaplama, modüler tasarıma sahip olma gibi farklı avantajlara da sahip olmaları istenmektedir. Bu çalışma kapsamında şehirlerarası yolcu otobüslerinde kullanılan hostes koltukları ele alınmıştır. Yapılan tasarımsal değişiklikler ile daha hafif ve daha az yer kaplayan bir hostes koltuğu geliştirilmiştir. Sonlu elemanlar analizleri ile doğrulanan tasarımın prototip imalatı gerçekleştirilmiş ve standartlara uygun olarak testlere tabi tutulmuştur. Sonuç olarak yapılan tasarımsal değişiklikler sayesinde yaklaşık olarak %12 daha hafif ve 800 cm^2 daha az yer kaplayan yenilikçi bir muavin koltuğu geliştirilmiştir. Ortaya çıkan koltuk güvenlik testlerinden başarı ile geçmiştir.

Anahtar Kelimeler: Hostes koltuğu, Otobüs, Hafifletme, Sonlu elemanlar analizi

DEVELOPMENT OF CO-DRIVER SEAT WITH ROTATING MECHANISM FOR INTERCITY PASSENGER BUS

ABSTRACT

The public transportation sector is a very important transportation option for developing countries. Passenger, driver and co-driver seats have an important potential in the studies aimed at reducing carbon emissions by saving fuel in these vehicles. While these seats are expected to serve their comfort and usage purposes, they are also required to have different advantages such as occupying less space and having a modular design. Within the scope of this study, co-driver seats used in intercity passenger buses are discussed. With the design changes, a lighter and less space-saving co-driver chair has been developed. The prototype of the design, which was verified by finite element analysis, was manufactured and tested in accordance with standards. As a result, thanks to the design changes, an innovative co-driver seat has been developed that is approximately 12% lighter and takes up 800 cm^2 less space. The resulting seat has successfully passed the safety tests.

Keywords: Co-driver seat, Bus, Weight reduction, Finite element method

1. GİRİŞ

Avrupa Birliği 2020 yılı itibarıyla hala %94 oranında petrol bazlı yakıt tüketimine ihtiyaç duymaktadır. Bu durum dünya genelinde de benzerlik göstermektedir. Artan dünya nüfusu ile birlikte ulaşım talebi de artmakta ve karbondioksit (CO_2) emisyonu ile mücadele etmek giderek zorlaşmaktadır. Paris iklim anlaşmasına göre küresel ısınmanın endüstri devrimi öncesine kıyasla 2 °C'nin altında tutulabilmesi için özellikle ulaşım sektöründe önemli atılımların yapılması gerekmektedir. Bu konuda taşıtların ağırlıklarında hafifletmeler ve elektrikli araçların yaygınlaşması gibi temiz enerji kaynaklarına yönelimin yanı sıra ulaşımın her alanında getirilecek tüm pratik çözümler oldukça değerlidir [1].

Taşıtlardaki enerji tüketiminin yaklaşık %70'i ağırlık ile ilgili sebeplerden kaynaklandığı için enerji verimliliğini arttıran bu teknolojilerin arasında taşıt ağırlığında hafifletme en verimli ve en hızlı geri dönüş sağlayan teknolojilerden biridir [2]. Hafifletme ile aracın yol tutuşu artmakta frenlemesi ve hızlanması için gerekli kuvvetler azalmaktadır. Özellikle toplu taşıma araçlarında yapılacak olan iyileştirmelerin karbon emisyonu üzerinde olumlu etkisi daha belirgin olacaktır.

Toplu taşıma sektörü gelişmekte olan ülkeler için oldukça önemli bir ulaşım seçeneğidir. Bu alanda otobüs, midibüs, minibüs gibi karayolu taşıtları ön plana çıkmaktadır. Avrupa Komisyonunun koordinasyonunda yapılan bir araştırma sonucu olarak Türkiye en fazla toplu taşıma aracı kullanan ülke konumundadır [3]. Bu veri, ülkemizde ve global ölçekte toplu taşıma araçlarında yakıt tasarrufu sağlayan teknolojilerin kullanımının ne denli önemli olduğunu göstermektedir.

Toplu taşıma araçlarında yakıt tasarrufu sağlayarak karbon emisyonunun düşürülmesine yönelik çalışmalarda otobüslerde yer alan yolcu, sürücü ve hostes koltukları önemli bir potansiyele sahiptir. Yapılan çalışmalarda öne çıkan alan ise farklı malzeme ve tasarım teknikleri ile koltukların hafifletilmesi gelmektedir. Literatürde birçok çalışmacı farklı yöntemler ile koltuk ağırlıklarının hafifletilmesine yönelik çalışmalar yürütmüş ve farklı oranlarda hafifletmeler sağlamıştır. Özcanlı ve Dede (2018) yüksek alaşımlı çelik malzeme kullanarak koltuk ağırlığında hafifletme elde etmişlerdir [4]. Birçiçek ve ark. Ağır vasıtalarda kullanılan koltuklarda metal yapı yerine kompozit yapı kullanarak performanstan kayıp yaşamadan yaklaşık 1.5 kg'lık bir hafifletme elde etmişlerdir [5]. Ren ve ark. (2017) cam elyaf takviyeli termoplastik prepreglerden oluşan ve poliüretan köpük ile doldurulmuş çözgülü örme ara kumaştan oluşan bir sandviç yapı kullanarak koltukta hafifletme sağlamışlardır. Yenilikçi hafif tasarımla, koltuğun kütlesi, geleneksel seri üretime ait referans koltuğa göre %57'ye kadar azaltılabilmiştir [6]. Yuce ve ark. (2014) yolcu koltuklarında farklı malzeme kullanımı ve çeşitli tasarımsal değişiklikler ile %20 oranında hafifletme sağlamışlardır [7]. Yine Yuce ve ark. Yolcu koltuğu ayaklarında topoloji optimizasyonu sonucunda %45'e varan bir hafifletme sağlamışlar ve bu tasarımın prototip imalatını gerçekleştirip FMVSS 210 standartlarına uygun olarak test edip doğrulamışlardır [8]. Yapılan literatür araştırmasından da görülebileceği üzere taşıt koltuklarının hafifletilmesinde uygun malzeme, uygun üretim tekniği ve tasarım optimizasyonlarının kullanılması ile önemli oranlarda hafifletmelerin elde edilebileceği görülmüştür.

Toplu taşıma araçlarında kullanılan koltukların sadece hafif olması müşteri beklentileri ve taşıt için konfor alanının sağlanması açısından yeterli olmamaktadır. Toplu taşıma araçlarının iç hacimlerinin verimli kullanılması ve aynı zamanda kullanılan tüm koltukların performans ve kaliteden ödün vermeden hafifletilmesi tüm koltuk üreticilerinin temel hedefleri arasındadır. Bu çalışmada şehirlerarası yolcu otobüslerinde kullanılan hostes/muavin koltuğu olarak adlandırılan koltuklarda tasarımsal revizyonlar sonucunda daha hafif ve otobüs içinde alan tasarrufu sağlayacak bir muavin koltuğu geliştirilmiştir. Ortaya çıkan yeni tasarım sonlu elemanlar analizleri ile doğrulandıktan sonra prototip imalatı gerçekleştirilerek ECE R14 normlarına uygun olarak emniyet kemer çekme testi ve ömür testlerine tabi tutulmuştur.

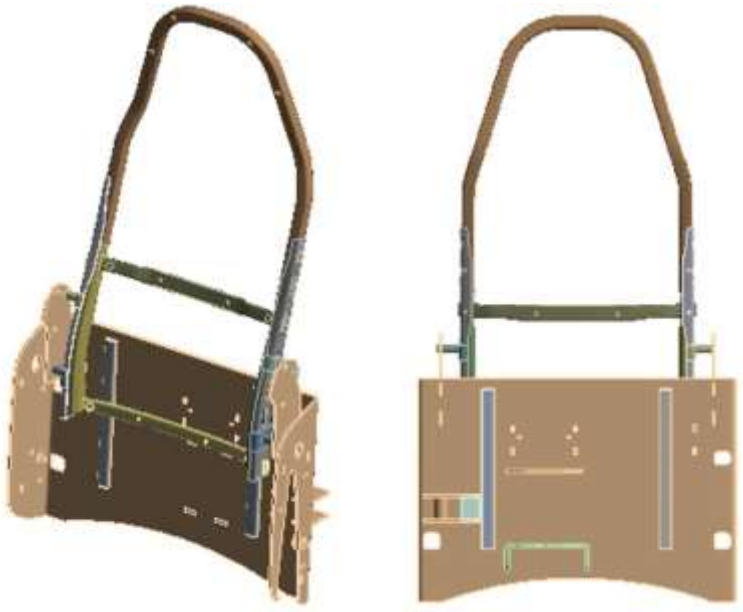
2. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada M3 sınıfında yer alan 30-55 adet yolcu taşıma kapasitesine sahip bir otobüsün hostes/muavin koltuğu ele alınmıştır. Muavin koltuklarının araç içi lokasyonu şoför mahali ve yolcu giriş kapısı arasıdır. Muavin koltukları Şekil 1'de gösterildiği gibi sade bir tasarımdan meydana gelebildikleri gibi dönme, geri yatırma vb. hareket mekanizmalarına sahip olup masaj, ısıtma/soğutma, aydınlatma, tablet ve şarj üniteleri gibi pek çok donanımı da barındırabilmektedirler.



Şekil 1. Muavin/Hostes koltuğu örneği

Yenilikçi tasarım ile tekrardan tasarlanan muavin koltuğu öncelikle sonlu elemanlar analizi ile doğrulama çalışmalarına tabi tutulmuştur. Bu kapsamda ANSYS programının Static Structural Analysis modülü kullanılarak koltuğun arkalık iskeleti üzerine ECE R14 regülasonuna uygun olarak yükleme gerçekleştirilmiş ve koltuk üzerinde oluşan gerilme ve deformasyon değerleri incelenmiştir. Şekil 2'de analizde kullanılan koltuğun CAD datası verilmiştir.



Şekil 2. Sonlu elemanlar analizlerinde kullanılan koltuğun CAD görüntüsü

Koltuğun üzerinde araca bağlanan kısımları tanımlanmış ve bu bölgelerden koltuk sabitlenmiştir. Koltuk sırtlık bölgesinden ECE R14 regülasyonunun gerektirdiği kuvvet uygulanmıştır. Koltuk yapısında ortalama 4 mm boyutlarında kartezyen elemanlar kullanılarak 66648 eleman ve 59045 noddan oluşan bir ağ yapısı elde edilmiştir (Şekil 3).



Şekil 3. Sonlu elemanlar analizlerinde kullanılan sınır şartları

Tasarımı tamamlanan koltuğun prototipi üretilmiş ve bağlı olduğu araç sınıfına uygun olarak ECE R14 standartlarına uygun olarak emniyet kemer çekme testi uygulanmıştır. Bu test standardında çekme kuvveti Şekil 4'te verildiği gibi emniyet kemeri üzerinden uygulanarak koltuğun bağlantı mekanizması üzerindeki deformasyonlar kontrol edilmektedir [9].



Şekil 4. ECE R14 Emniyet kemer çekme testi şematik görüntüsü

ECE R14 regülasyonuna uygun olarak gerçekleştirilen testlerde koltuğun ağırlığına bağlı olarak belirlenmiş olan 458-689 kgf arasında değişen kuvvetler altı farklı bölgeden pistonlar yardımıyla prototip koltuk üzerine uygulanmıştır. Yaklaşık 6.5 saniye boyunca uygulanan bu kuvvetlerle koltuk üzerindeki deformasyonlar incelenmiştir.

Prototip koltuğun ayrıca döner mekanizması da ömür testlerine tabi tutularak doğrulanmıştır. Bu kapsamda FKT Koltuk Sistemleri bünyesinde yer alan özel test cihazı kullanılmıştır. Pnömatik bir tahrik aparatına sahip test cihazı sayesinde koltuğun dönme mekanizması üzerine 2500 çevrimli periyotlarda 10000 dönüş yaptırılarak üzerinde oluşan deformasyonlar incelenmiştir.

3. BULGULAR VE SONUÇLAR

Bu çalışma kapsamında otobüslerde yer alan muavin koltuğunun tasarımı, sonlu elemanlar analizleri ve prototip imalatı gerçekleştirilerek ilgili regülasyonlara uygun olarak doğrulaması gerçekleştirilmiştir.

Mevcut hali ile sabit bir ayak yapısına sahip olan muavin koltuğunda döner dişli mekanizması kullanılarak hem hafiflik hemde katlanabilirlik özelliği kazandırılmıştır (Şekil 5). Koltuğun tasarımında gerçekleştirilen iyileştirmeler neticesinde, hareket mekanizmasında bulun 4 adet dişli ile 82°'lik dönme işlemi senkronize olarak yapılabilir hale gelmiştir. Sabit ayak yapısı yerine döner dişli mekanizması kullanılarak yaklaşık %12 civarında bir hafiflik elde edilmiştir. Dişlilerin teknik özellikleri ise Tablo 1'de verilmiştir.



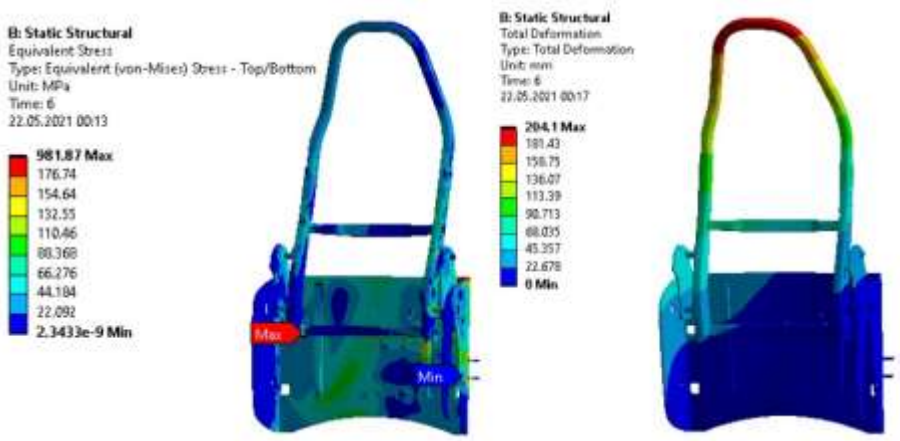
Şekil 5. Döner dişli mekanizmasının görüntüsü

Tablo 1. Döner dişli mekanizmasındaki dişlilerin özellikleri

Diş Sayısı (z)	10
Modül	4
Diş dibi çapı (mm)	30
Diş üstü çapı (mm)	48
Bölüm dairesi çapı (mm)	40
Diş kalınlığı (mm)	8

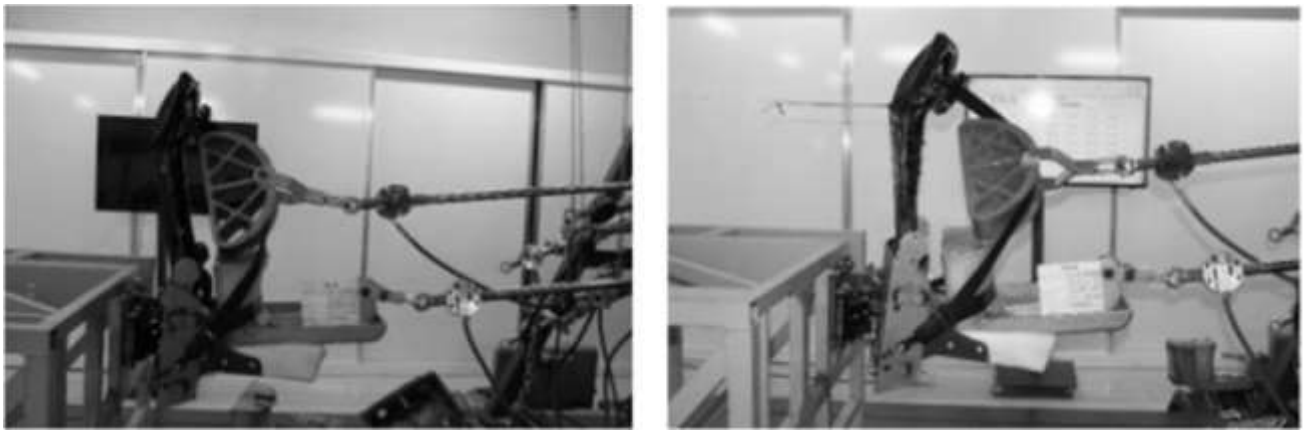
Koltuğun tasarımında yapılan iyileştirmeler sayesinde elde edilen 82° dönüş kabiliyeti görevliye şoför ve yolcularla daha rahat ilgilenme ve irtibat kurma imkanı sunmaktadır. Katlanır sele (oturak) sayesinde de 800 cm^2 alan tasarrufu sağlanabilmiştir.

Tasarımı tamamlanan koltuğun sonlu elemanlar analizi yardımı ile ECE R14 şartlarına uygun olarak analizleri gerçekleştirilmiştir. Koltuk iskeleti üzerinde ortaya çıkan maksimum eşdeğer gerilme ve toplam deformasyon miktarları incelenmiştir. Yapılan analiz sonucunda koltuk iskeletindeki gerilme değerlerinin malzemenin akma dayanımının altında kaldığı görülmüştür. Maksimum gerilme olarak görülen 980 MPa değer ise çok küçük bir alanda mesh yapısı nedeni ile gözlenmiştir. Toplam deformasyon değeri incelendiğinde ise maksimum 204 mm 'lik bir deformasyonun beklenildiği gibi arkalık kısmının en uç noktasında oluştuğu görülmüştür (Şekil 6).



Şekil 6. Sonlu elemanlar analizi sonucu maksimum eşdeğer gerilme ve toplam deformasyon sonuçları

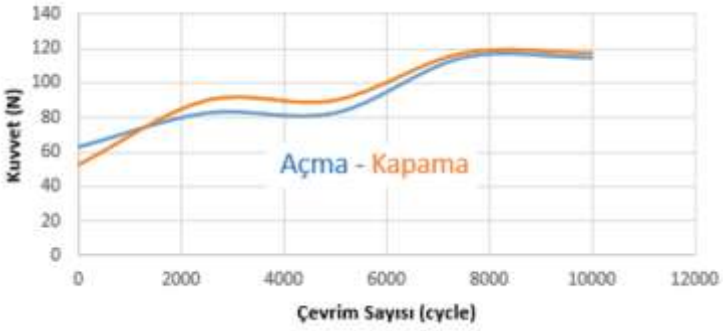
Analiz sonucunda doğrulanan muavin koltuğunun prototip imalatı gerçekleştirilmiş ve testler ile doğrulama aşamalarına geçilmiştir. Bu kapsamda prototip koltuğa öncelikle ECE R14 regülasyonuna uygun olarak emniyet kemer çekme testi uygulanmıştır. Yapılan testler sırasında 35 kg ağırlığa sahip koltuğa ECE R14 normlarına uygun olarak 458-689 kgf arasında değişen kuvvetler 6 farklı bölgeden pistonlar yardımıyla uygulanmıştır. Yaklaşık 6,5 sn. boyunca uygulanan bu kuvvetlerle koltuğun dayanım performansı sınanmıştır (Şekil 7). Regülasyon gereği maksimum yer değiştirmenin 336 mm olması gerekmektedir. Yapılan test sonucunda maksimum 210,94 mm'lik deformasyon olduğu gözlenmiştir. Bu sonuç koltuğun ECE R14 regülasyonuna uygun olarak yapılan testleri başarı ile geçtiğini göstermektedir.



Şekil 7. FKT Test Merkezi - ECE R14 Emniyet Kemeri Çekme Testi

Ayrıca döner mekanizmanın ömür testleri de gerçekleştirilmiştir (Şekil 8). Yapılan testlerde Pnömatik tahrikli bir piston yardımı ile 10000 dönüş gerçekleştirildiğinde koltuk yapısı üzerinde herhangi bir kalıcı deformasyon, çatlak oluşumu ya da fonksiyon kaybı gözlenmemiştir.





Şekil 8. FKT Test Merkezi – Ömür Testi

4. DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada tasarımsal revizyonlar sonucunda daha hafif ve otobüs içinde alan tasarrufu sağlayacak bir muavin koltuğu geliştirilmiştir. Mevcut muavin koltuğunda sabit ayak yerine döner dişli mekanizması kullanımı sayesinde yaklaşık olarak %12 daha hafif ve 800 cm2 daha az yer kaplayan yenilikçi bir muavin koltuğu geliştirilmiştir. Ortaya çıkan yeni tasarım öncelikle ECE R14 normlarına uygun olarak sonlu elemanlar analizleri ile doğrulanmış, sonrasında prototip imalatı gerçekleştirilerek emniyet kemer çekme ve ömür testlerine tabi tutulmuştur. Yapılan sonlu elemanlar analizleri sonucunda 204 mm'lik bir toplam deformasyon gözlenirken bu değerin testlerde 210 mm civarında olduğu gözlenmiştir. Bu sonuçlar analizlerde kullanılan modelin doğrulama amacı ile kullanılabileceğini göstermektedir. Ayrıca, prototip koltuk uygulanan ömür testlerini de herhangi bir fonksiyonellik kaybı ve hasar oluşmaksızın başarı ile geçerek seri imalata hazır hale gelmiştir.

Yapılan tüm testlerden geçer not alan koltuk her ne kadar şehirlerarası ulaşımda kullanılacak olsa da şehir içi toplu taşıma araçlarında da kullanım potansiyeline sahiptir. Özellikle kalabalık metropollerde sürdürülebilir ulaşım küresel ölçekte önemli bir sorun haline gelmiştir. Bu soruna çözüm olarak Hollanda-Amsterdam şehir içi ulaşım modeli motorize olan ve olmayan araçların birlikte kullanıldığı güzel bir örnektir. Yukarıda bahsedilene benzer veya daha gelişmiş hareket serbestliği ve alan tasarrufuna sahip olan koltuklar yaygınlaştıkça özel araç kullanımı yerine bisiklet vb. araçlarla birlikte toplu taşıma kullanımı tercihi artabilir. Bu da yeşil enerjiye geçiş sürecinde küresel iklim krizinin çözümüne yapıcı katkı verirken mega şehirlerdeki trafik sorununa azaltıcı yönde etki edebilir.

REFERANSLAR

[1] Krause, J., Thiel, C., Tsokolis, D. et al. (2020) "EU road vehicle energy consumption and CO2 emissions by 2050 – Expert-based scenarios", Energy Policy, 138, 111224.

[2] Atabani, A.E., Badruddin, I.A., Mekhilef, S. (2011) "A review on global fuel economy standards, labels and technologies in the transportation sector", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 15, 4586– 4610.

[3] Steer Davies Gleave, (2009), "European Commission, Study of passenger transport by coach – Final Report", Brussels.

[4] Ozcanli, M. Dede, G. (2018) "Evaluation of advanced steel usage on seat construction to reduce bus weight in compliance with FMVSS and APTA regulations" International Journal of Heavy Vehicle Systems, 25(2), 235-247.

[5] Bırcıcek, S., Bora, M., Arkın, E., ve ark. (2020) "Design and Analysis of Thermoplastic Prepreg Based Heavy Commercial Vehicle Seat", The Eurasia Proceedings of Science Technology Engineering and Mathematics, 11, 98-105.

[6] Ren, S., Schäfer, K. Nestler, D., Krumm, D. ve ark. (2017), "Strategy and numerical modelling of a vehicle seat with a lightweight sandwich design for large-scale production", Technologies for Lightweight Structures 1(2) (2017), pp. 98–106.

[7] Yuce, C. Karpat, F., Yavuz, N. and Sendeniz, G. (2014) "A Case Study: Designing for Sustainability and Reliability in an Automotive Seat Structure" Sustainability, 6, 4608-4631; doi:10.3390/su6074608.

[8] Yuce, C., Oncel, C., Sezgin, E. (2020), "Topology Optimisation of a Passenger Seat Pillar", 3rd International Conference on Data Science and Applications (ICONDATA'20), June 25-28, 2020, Istanbul, TURKEY.

[9] ECE R14 UNECE (2006), "Uniform Provisions Concerning the Approval of Vehicles with Regard to Safety-Belt Anchorages, Isofix Anchorages Systems and Isofix Top Tether Anchorages; Addendum 13: Regulation No. 14", Geneva, Switzerland.

INVESTIGATION OF COMFORT CONCEPT IN VEHICLES AND TIRE FORCES AFFECTING VEHICLE DYNAMICS

Semih Öngir[1], Hüseyin Metin Ertunç[2]

[1,2] Kocaeli University, Mechatronics Engineering, Kocaeli, Turkey
Corresponding Author: Semih Öngir, semih.ongir@pirelli.com

ABSTRACT

The uniformity of a tire shows the dynamic mechanical properties of the tires. Many measurement standards and test conditions have been defined and accepted by vehicle and tire manufacturers. Among them, variation of strength, change in geometry and mass change are the main parameters in these standards for the tires. In this work, we will focus on comfort concept in vehicles related with tire and tire forces affecting the vehicle dynamics. The producers performing measurements of uniformity on tires with the aim of identifying tires, which do not meet the standards accepted by the market. Tire manufacturers always try to improve the levels of tire uniformity to get more performance from product and to meet the demands of the vehicle manufacturers.

During the production of a tire, ach imperfection generates a deviation with respect to an ideal tire. These differences lead to a non-uniformity in the tire. A poor uniformity of the tire will produce a variation of forces applied by the tire to the vehicle. These force variations will be constant for each revolution of the tire. Cause of this periodicity, the tire will generate constant vibrations depends on the speed value. Thus, these vibrations effect plastic and acoustic comfort of the vehicle. For a long term, the discomfort will start to increase and create deformation on the vehicle parts. Therefore, comfort concept and tire forces should be known and kept within the limits defined by uniformity standards.

Keywords: Tire uniformity, tire parameters, vehicle comfort, vehicle dynamics

1. INTRODUCTION

Tires are the only element of contact between vehicle and road. Being that, they are the first elements of the suspension system, which have to absorb road roughness. Comfort can be divided into two subgroups as plastic and acoustic comfort. Ride comfort is mainly affected by the distribution of weight between sprung and unsprung masses. Generally, a body fluctuates less if the sprung mass is higher. For better understanding, an illustration can be seen in Fig. 1.

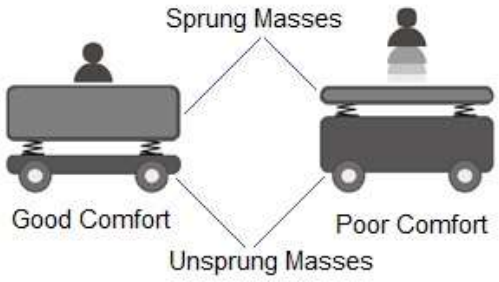


Figure 1. Comfort situation depends on sprung and unsprung masses

"Ratio between sprung and unsprung masses" is defined as the ratio between the total weight of the unsprung masses and the total weight of sprung masses. The higher the ratio means the greater comfort and dynamic stability. Generally, minimum expectation from this ratio is to be greater than five.

1.1. Plastic Comfort

Plastic comfort is the property of the tires to absorb road roughness minimizing the transmission of the various disturbances to the passengers inside the vehicle. They are mainly determined by the tire construction, in particular sidewall height and structural stiffness. In Fig. 2, some tires are shown that have different sidewall height.



Figure 2. Tires with various sidewall height

Generally, harder sidewall means more rigid structure and it causes lower plastic comfort. The driver will feel an added sense of directness of steering response with a sharp grip. Softer sidewalls have more comfort since they can absorb road roughness. The driver will feel a softer, but more comfortable, steering response. Plastic comfort is directly influenced by ultimate vibrations due to a tire not properly "balanced". A proper balancing can usually eliminate these sources of vibration.

1.2. Acoustic Comfort

Acoustic comfort is the property of tires, which can roll, at any speed, with the lowest possible noise emission. Car and tire producers can offer vehicles in which the ride, even at high speeds is very quiet with an accurate design and testing. This noise reduction is obtained with acoustic insulation of the engine and of the exhaust system, an appropriate vehicle aerodynamic and an appropriate tire design. Investigations on tire design have shown us three main noise sources caused by tire. These are tread element vibration, carcass vibration and air resonance & pumping as shown in Fig. 3.

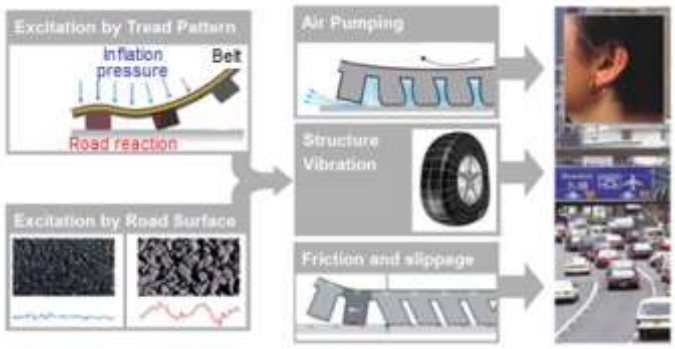


Figure 3. Noise sources caused by tire

Tread element vibration is produced by the collision between the tread blocks and road or the roughness of road. On the other hand, carcass vibrations are generated in the carcass as the tire interacts with the road macro texture. And air-resonance & pumping are another noise sources because of the air captured by the tread elements, etc.

Acoustic comfort is affected directly by many external factors like road conditions. The road, depending on the type and condition of the asphalt, contributes to the generation of noise. The new self-draining asphalts though increasing wet safety transmit more noise. While designing a tire, noise is also an important element taken into consideration and tread patterns are developed that can minimize rolling noise emissions. Tread patterns characterized by geometric blocks have been replaced with patterns characterized by smoother lines and grooves that are appropriately dimensioned to minimize noise without impairing wet performance. In Fig. 4, tire design patterns are shown.



Figure 4. Tire tread design patterns

The shape of tread grooves is one of the elements contributing to a good level of acoustic comfort. Grooves with sharp edges cause more noise emissions than grooves with smoother edges. To minimize rolling noise emissions, one can

exploit the concept of variable pitch sequence, in which the blocks vary in length along the circumferential direction. The larger the number of pitches, the larger the acoustic comfort. The sipes in tread blocks have effect on the acoustic comfort since they "act" on the frequencies of the noise emissions. Nowadays noise, as noise emissions, has become increasingly important as an objective evaluation performance characteristic. It is considered as a form of environmental pollution. The current situation as well as psychological trend is to reduce pollution cause of vehicle noise emission as much as possible. Therefore, car producers place great attention in the noise performance of the tire.

2. TIRE FORCES

Tire forces are classified into three groups as radial force, lateral force and longitudinal force. Directions of the forces are shown in Fig. 5.

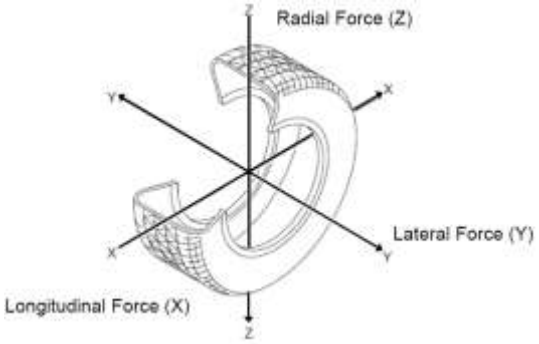


Figure 5. Tire forces

Within these forces, radial and lateral forces are more effective on comfort and vehicle dynamics.

2.1. Radial Force

Radial Force is the representation of the vertical force generated by the tire in contact with the road.

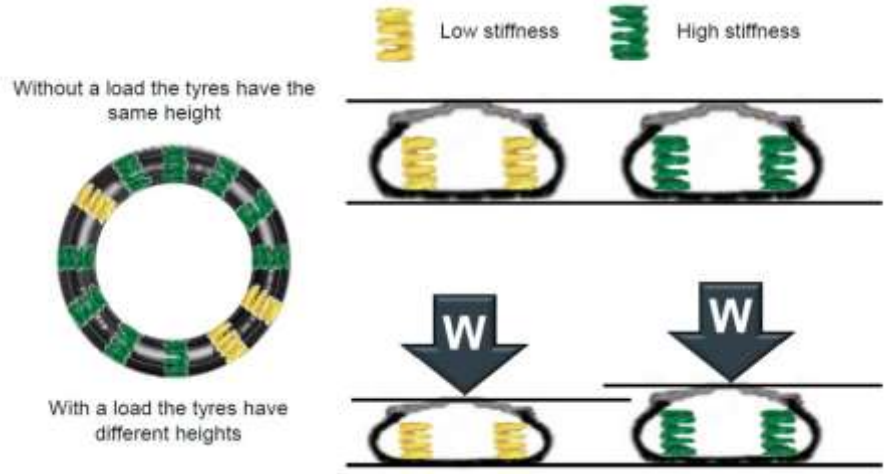


Figure 6. Tire force variation basics

The force variation of a tire can be represented, for ease of understanding of the concept, by the use of springs. Springs with different stiffness generate different thrust forces. The greater the stiffness, the greater the thrust. Without application of a load a tire may not exhibit non-uniformity. Thus in Fig. 6. the representation of forces by means of springs, there will be springs of different force which have the same height. With the application of a load W, tires with different vertical stiffness react differently.

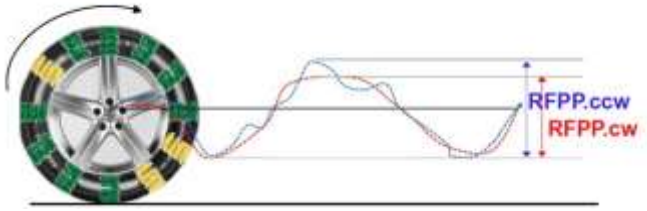


Figure 7. Tire radial force variation

During use, a tire is subject to a load (weight of the car). Rotating, the tire transmits its non-uniformity to the car via force variations. The radial force variation during a complete revolution of the tire with constant control conditions (conformation pressure, load, contact surface, distance from center of the wheel and road, etc.) from the maximum to the minimum point is called RFPP. For complete control the tire, it is measured in both the clockwise and the counter-clockwise direction. The RFPP value measured in the clockwise direction is called RFPP.cw while the RFPP value measured in the counter-clockwise direction is called RFPP.ccw as shown in Fig. 7. The RFV value attributed to the tire corresponds to the worst (greater) value of the two measurements.

These variations can also be increased. In particular, frequency ranges related to the speed of rotation of the tire, combining with frequency ranges of other rotating vehicle components and increase the overall negative impact on the behavior of the vehicle itself. The evaluation of such non-uniformity is measured as “force variation”, that is the load or force which should be applied to the tire to obtain a constant deflection or compression around its circumference. Radial force variations are generally speed dependent. A very accurate balancing of the tire and rim assembly is needed, as an unbalance of only a few grams could result in force variations at high speeds in the same order of magnitude as the force variations of the tire itself. Changing the load or inflation pressure will change the force variations. According to tire type, maximum limit of the RFV is changing between 110 N and 330 N. From car line to SUV line the limit is increasing.

2.2. Lateral Force

A perfect tire will follow a straight-line course during its revolution. In reality, this does not happen and the tire will tend to follow a non-straight course, thus generating lateral force. The lateral force variation during a complete revolution of the tire with constant control conditions (pressure of conformation, load, surface contact ...) from the peak to the trough is called LFPP or LFV.

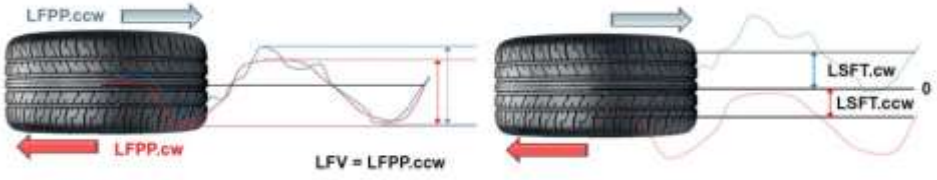


Figure 8. Tire lateral force variation and lateral shift

The LFPP in practice represents the amount of force that the tire will exert upon contact with the road to deviate from a straight-line course during a complete rotation. For proper evaluation of the tire the LFPP value should be measured in both directions. The lateral force peak to peak values will be defined as LFPP.cw for the measurement made in a clockwise direction and LFPP.ccw for the measurement made in a counterclockwise direction. The tire will be attributed with the worst result of the two measurements. From a physical point of view, the LFPP values are measured with values of different media. Depending on the direction of rotation, the tire shows different central values. When the tire is measured on the control machine, a stabilization period elapses before the mean value of the lateral force is calculated. The mean lateral force is called lateral shift or LSFT as shown in Fig. 8. For a perfect tire, it is not sufficient to have a low lateral force variation (LFV), but it is also important to check the mean lateral force values for both directions of rotation. The LSFT values are analyzed on two parameters as conicity and ply steer. According to tire type, maximum limit of the LFV is changing between 80 N and 150 N. From car line to SUV line the limit is increasing. Comparing with the RVF, we can easily see that, the LFV limits are narrower that RFV.

2.2.1. Conicity

A non perfect tire shows not equal LSFT values in clockwise and counterclockwise directions. The mean value of the difference between the two measurements will indicate the mean lateral force generated by the casing. This parameter is defined as "conicity". Conicity is easily associated to the effect produced by a tire with a truncated conical shape.



Figure 9. Tire conicity and effect of force

Depending on the geometry of the tire, a force will be generated towards the apex of the cone and will be independent of the direction of the tire. By definition, conicity is a force component that does not change direction with the direction of rotation as shown in Fig. 9. The same type of effect can be achieved by applying camber to the car. For this reason, conicity is often referred to as "pseudo camber". Conicity is noticeable primarily on the front axle of the vehicle, this being the steering axle that gives direction to the car. On the rear axle will cause a slight off-set that causes a misalignment between the front and rear axles. This effect has practically no impact on ride comfort. A car subject to a "pulling" effect will force the driver to continuously correct the steering, resulting in reduced driving comfort. Pulling effect is shown Fig. 10.



Figure 10. Pulling effect of tire conicity

The causes that lead to conicity problems in a tire can be grouped as geometric problems, different diameters of the left and right sides of the tire. Vertical rigidity problems, differing vertical rigidity on left and right sides of the tire. Tire build problems, effects from assembly in the building area or effects from vulcanization. Problems on works in process, components that are asymmetric or show different thicknesses. According to tire type, maximum limit of the “Conicity” is changing between ±70 N and ±90 N. From car line to SUV line the limit is increasing.

2.2.2. Ply Steer

The mean variation of lateral deviations is called Ply Steer. The value is calculated by measuring the sum of LSFT.cw and LSFT.ccw and taking the mean value. Being a project value, it is generally is not selected in control machines. This component of lateral force variation describes the influence of a tire in generating forces that could steer a vehicle from a straight path. Ply steer, by definition, is a force component that changes the direction of reverse rotation, when measuring the tire lateral force variations. For this reason, ply steer is often referred to as "pseudo slip".

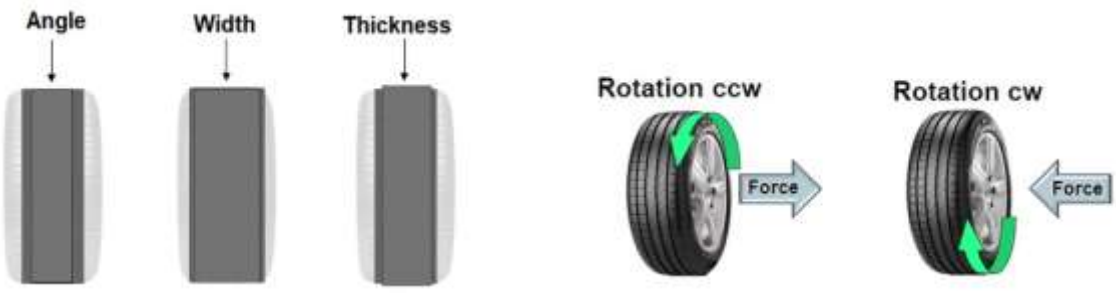


Figure 11. Causes of ply steer and its effect of force

Ply Steer is a force that is relative to the tire direction of travel. This is the reason why it is a force component that changes direction with variation of the direction of travel. Ply steer is a characteristic that is defined in the design phase and depends mainly on the belt characteristics. Cause of ply steer and its effect of force is shown in Fig. 11. increasing.

CONCLUSION

Within this work, we have seen that vehicle comfort, in addition to vehicle design, also depends on some tire parameters. These tyre parameters are affected from design and operational factors of the tire.

As a design factors, tire construction and tread design are very important. As operational factors, wheel speed, tire load, tire inflation pressure, pavement surface and steer angle are also affect the vehicle comfort. To get desired comfort and vehicle dynamics, tires should be produced within the defined tire standards. Additionally this work purposed to create an information for intelligent tire sytems that try to collect data from tire sensors about tire conditions and tire forces. In future works, these collected data and this investigation can be used to by tire and vehicle dynamics researchers to improve the ride comfort.

ACKNOWLEDGEMENTS

This investigation has been supported by Pirelli Otomobil Lastikleri R&D center. All uniformity control machines test results and documentations have been used while preparing this work with permission of the company.

REFERENCES

[1] Pirelli Tire Quality Academy, Module 1 (2016) “Teory of Uniformity”

[2] Jeong D., Kim S., Lee J., Choi S.B. (2020) “Estimation of Tire Load and Vehicle Parameters Using Intelligent Tires Combined with Vehicle Dynamics” , DOI 10.1109/TIM.2020.3031124, IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement

[3] Gent, Alan Neville and Walter, Joseph D., "Pneumatic Tire" (2006).Mechanical Engineering Faculty Research. 854.

[4] Öngir,S., Ertunç,H.M. (2020) “Investigation Of The Effects Of Tire Pressure Value Used In Vehicles On Tire Quality Parameters And Tire Life” , International Marmara Sciences Congress,Autumn,Sf.309-314.

[5] Jazar R.N. (2008) “Vehicle Dynamics: Teory and Application” Book, Dept. of Mechanical Engineering Manhattan College, Riverdale, NY 10471, 1022 pages.

[6] Pacejka, H.,Bakker, E., Nyborg, L. (1987).Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamic Studies, SAE International, USA

[7] Bertrand, D. (2007). Method of Determining Components of Forces Exerted on a Tire and Determining the Self-Alignment Torque, U.S. Patent No. 7,203,603 B2.

[8] Miyoshi,A. (2010). Method for Estimating Tire Force Acting on Rolling Tire, U.S. Patent No. 7,707,876 B2.

[9] Xu,N., Askari,H., Huang,Y., Zhou,J., Khajepour,A. (2020). Tire Force Estimation in Intelligent Tires Using Machine Learning, IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems.

DETERMINATION THE EFFECT OF WEATHER-STRIP COATING APPLICATION CONDITIONS ON COATING PERFORMANCE BY USING EXPERIMENTAL DESIGN

Elif Uzun[1,3], Eylül Ezgi Günindi[2], Erdem Aydın[1], Ali Erkin Kutlu[1]

[1]Standard Profil Automotive A.S. R&D Center, Duzce, Turkey
[2]Standard Profil Ege Automotive A.S. R&D Center, Manisa, Turkey
[3]Elif Uzun, euzun@standardprofil.com

ABSTRACT

The manual coating process for automotive weather-strip is quite complex and many factors affect the coating performance. In order to efficiently develop and improve manual coating application, it is crucial to analyses the several factors affecting their performance. Therefore, design of experiment is a functional statistic method that is used to perform operations effectively.

The aim of this study is to determine how the manual application conditions affects the coating coverage, thickness and the most importantly the coating curing level which are linked with the coating performance. For this purpose, the influence of spray distance to part, spray gun movements, part temperature before coating and after coating on the performance of coating were studied. The effect of these factors on the coating performance was determined by using a 2-level factorial experimental design on Minitab 17. As a consequence, the mathematical model is obtained through analysis of factors and determine the importance of the main effects of variables as well as their interactions on the coating performance.

Keywords: spray coatings, manual application, coating performance, weather-strip seal, design of experiment

1. INTRODUCTION

Automotive weather-strip seal (see in Figure 1) is typically composed on EPDM (ethylene propylene diene monomer) rubber due to its superior heat and ozone resistance. Additionally, low friction and high abrasion resistance are the key requirements for an automotive sealing system. Nevertheless, EPDM presents high friction in contact with glass during application. In order to reduce the friction behavior and increase the abrasion performance between rubber and the substrate (glass), an offline (manual) or online (in extrusion) coating applications are used quite widely in sealing systems. Therefore, Ginic-Markovic et al. define the polyurethane (PU) water-based coating as the most ideal coating type for application to the automotive EPDM substrate [1, 2].

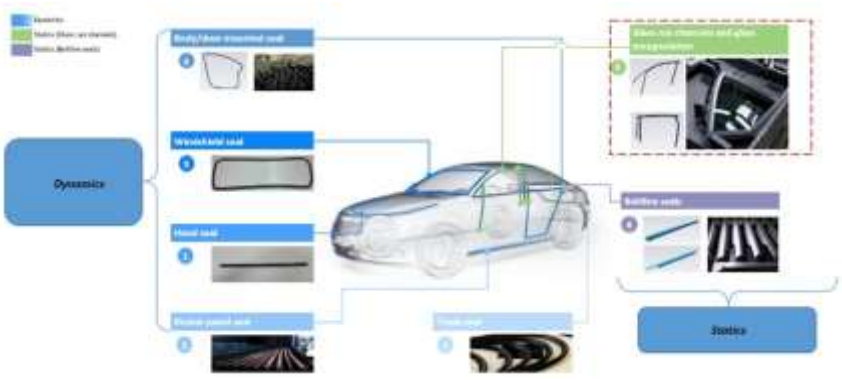


Figure 1. Sealing systems in a vehicle

Coating material is used for improving hydrophobicity, preventing or retarding the wear on surfaces of profiles as well as enhancing the appearance in addition to its high friction and abrasion performance. Key properties of coating material are controlled friction values, abrasion and wear reduction, noise reduction and suppression, chemical resistance, waterproofing and stain resistance, weathering, freeze release and easy fitting.

Coatings are applied during production with spraying method onto the rubber surface followed by curing in an industrial heat process [1]. In order to achieve high performance provided by the PU coating, it is important to ensure that the coating is applied to the EPDM substrate as required and cures properly. In manual coating application, covering the substrate surface homogeneously and providing the required dry film thickness (DFT) are the main building blocks to be considered. Basic image of a coated material is shown in Figure 2. After the spray application, the substrate surface temperatures before and after the coating are checked to ensure that the curing level is appropriate.

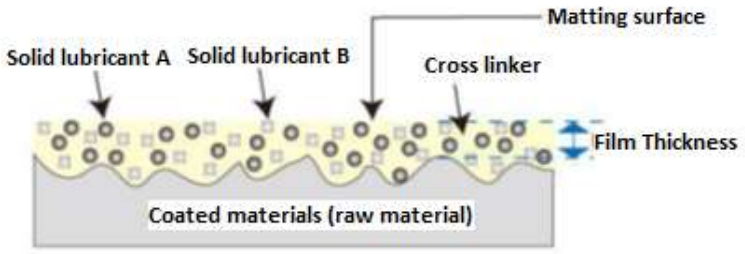


Figure 2. Coated material

In the manual coating process for automotive sealing systems, many factors affect the coating performance. To efficiently develop and improve manual coating application, it is crucial to analyze the various factors that affect their performance. Therefore, in this study, experimental design was evaluated as a functional statistical method used to perform operations effectively. Basically, this study is focused on the spraying method and cure behavior of the coating using statistical design of experiment methodology.

Statistical design of experiments (DoE) is powerful approach to optimizing chemical and also industrial process [3]. Typical type of DOE is given in Figure 3. This approach determines not just the main effects of each factor but also the interactions between the factors.
In DoE method, process variables are first screened to determine which are important to the response variables. Second step is the optimization, when the best settings for the factors are determined [4]. Thus, the objective of this study is to apply the design of experiments technique on manual coating application conditions in a process of automotive industry. For this purpose, the effect of following inputs on the coating performance was studied by using 2-level factorial experimental design on Minitab 17;

A. Spray distance to parts,
B. Spray gun movements (number of cycles),
C. Before surface temperature
D. After surface temperature

Coating coverage, DFT, curing level and gloss were selected as response variables which are linked with the coating performance. Room and inside coating cabin temperatures were noted as covariates in DOE.

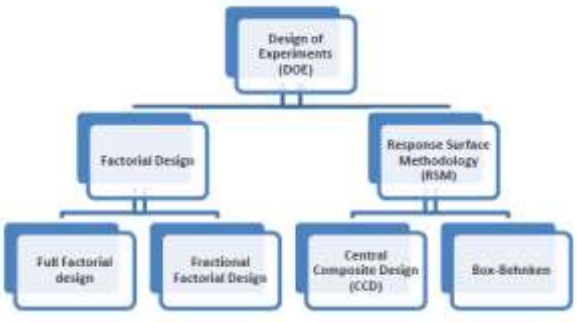


Figure 3. Type of design of experiments [5]

2. EXPERIMENTAL PROCEDURE

Process trials are performed on coating cabin including infra-red (IR) heaters and via Devilbiss GTI Pro Lite spray gun with 1.8 mm nozzle size given in Figure 4. Sponge EPDM rubber substrate is used. Spray pressure, pulverization and

air pressure of spray gun is adjusted as manual by pattern formation study (Figure 5) and kept stable as possible. PU water-based coating is used in the study.



Figure 4. Images of used coating cabin and spray gun

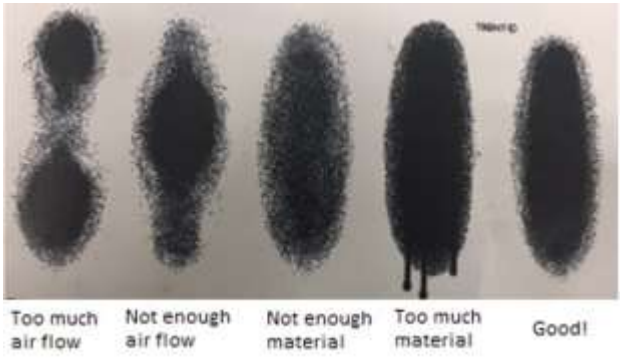


Figure 5. Spraying pattern scale

Two DoE plans are created using statistical package program: Minitab 17. For each factor, low, mean and high values were determined and DoE plans were created consequently. DoE methods are performed as screening experiment to determine the boundary conditions of coating thickness. DoE studies include 4 factors, 22 runs, 2 blocks and 6 center points.

Factors and levels of 1st DoE are given in Table 1.

Table 1. DoE plan of 1st study

Factor	Name	Low level	Mean level	High level
A	Spray distance, cm	10	20	30
B	Number of cycles	4	7	10
C	Before coating temp, °C	40	70	100
D	After coating temp., °C	150	165	180

In 1st DoE, A and B factors are adjusted and applied as manual. C and D factors are obtained by trial-error method and part peak temperatures inside the cabin were measured with Thermax® temperature stickers. Therefore, process set conditions of 1st DoE study (Infrared, IR level and time) are determined and given in Table 2.

Table 2. Process set conditions of 1st DOE study

Process step	IR, %	Time, sec	Surface temp., °C
Before coating application	65	10	40
	65	20	70
	65	22	100
After coating application	65	80	150
	65	83	165
	65	90	180

In 2nd method, the levels of factors A and B were revised and recreated according to the results of 1st DoE experiment. The factors and levels are given in Table 3.

Table 3. DoE plan of 2nd study

Factor	Name	Low Level	Mean Level	High Level
A	Spray Distance, cm	20	25	30
B	Number of cycles	3	5	7
C	Before Coating Temp, °C	40	70	100
D	After coating temp., °C	150	165	180

A and B factors are adjusted and applied as manual. C and D factors in the 1st study was checked by repeating the process conditions. However, the temperatures were obtained off spec. Therefore, the process conditions were re-adjusted to achieve the determined surface temperatures. Process conditions of 2nd study (%IR and time) are given in Table 4.

Table 4. Process set conditions of 2nd DOE study

Process step	IR, %	Time, sec	Surface temp., °C
Before coating application	65	10	40
	65	20	70
	65	22	100
After coating application	65	40	150
	65	60	165
	65	65	180

3. MEASUREMENTS AND EQUIPMENT USED

Measurements performed were used as a tool for researching the coating performance. Coating coverage and DFT are analyzed by Zeiss Optical Microscope under UV light. Curing test is used to determine the degree of cure of the coating with a specified solvent using SDL Atlas M238BB Crock-meter. The gloss measurements (60°) are realized by BYK micro-gloss Glossmeter.

4. RESULTS AND DISCUSSION

After the coating operation was performed, the profiles were conditioned for 24 hours under 23±2 °C before being tested. In experiments, DoE steps are applied according to Run Order and coverage, dry film thickness, curing, gloss analyzes are performed and results are given in Table 5.

Table 5. DoE results of 1st study

Run Order	Blocks	Spray Distance, cm	Cycle	Before Coating Temp, °C	After Coating Temp, °C	Coverage*	Dry film thickness (DFT), µm	Curing level**	Gloss	Room Temp., °C	Cabin Temp., °C
1	2	10	10	40	150	1	17.95	1	3.3	26	28
2	2	10	4	100	165	1	26.12	1	3.1	26	28
3	2	30	4	40	150	1	14.45	1	3.6	26	28
4	2	30	4	100	165	1	15.52	0	3.2	26	28
5	2	10	10	100	180	0	8.13	-1	0.5	26	28
6	2	20	7	70	165	1	23.25	-1	2.2	26	28
7	2	10	4	40	150	1	23.79	1	1.9	26	28
8	2	20	7	70	150	1	18.84	-1	4.2	26	28
9	2	30	10	100	150	1	16.04	-1	2.8	26	28
10	2	20	7	70	180	1	22.75	0	3.7	26	29
11	2	30	10	40	180	1	27.26	-1	3.4	26	29
12	1	10	10	40	180	0	6.16	-1	0.7	26	30
13	1	10	4	100	150	1	21.16	-1	0.6	26	30
14	1	10	4	40	180	1	10.76	-1	1.2	26	30
15	1	10	10	100	165	1	23.17	-1	1.8	26	31
16	1	30	10	40	165	0	11.44	-1	0.7	26	31
17	1	30	10	100	165	1	15.73	-1	1.4	26	31

18	1	30	4	100	150	0	10.38	-1	0.9	26	31
19	1	20	7	70	150	1	17.95	1	3.3	26	32
20	1	20	7	70	165	1	26.12	1	3.1	26	32
21	1	20	7	70	150	1	14.45	1	3.6	26	32
22	1	30	4	40	165	1	15.52	0	3.2	26	32

**1: Full coverage, 0: Poor coverage*

*** -1: OK, 0: Conditionally OK, +1: OK*

As a result of 1st study, DFT values were changed between 12 and 22 microns (Figure 3). Targeted DFT for used polyurethane coating must be 9-15 microns, therefore new 2nd DoE plan were created as defined in Table 6 according to thickness values of contour plot graph in Figure 5. Levels of A and B factors have been revised so that it is within the required coating thickness range. It is predicted that spray distance should be changed between 20 to 30 cm, and number of cycles should be changed between 3 to 7 cm in order to obtain targeted DFT of 9-15 microns. Consequently 2nd DoE plan were created accordingly.

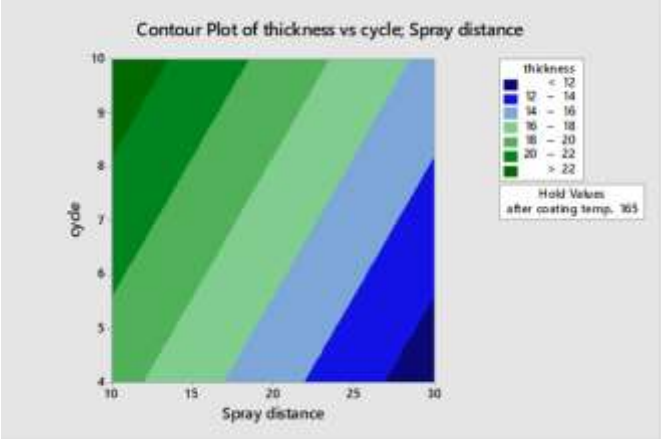


Figure 5. Contour plot of thickness vs cycle; spray distance of 1st study

Table 6. DoE results of 2nd study

Run Order	Blocks	Spray Distance, cm	Cycle	Before Coating Temp, °C	After Coating Temp, °C	Coverage*	Dry film thickness, µm	Curing level**	Gloss	Room Temp., °C	Cabin Temp., °C
1	2	20	7	40	180	1	14.84	3.0	0.9	25	27
2	2	20	3	100	180	1	12.14	4.0	3.0	25	27
3	2	30	3	40	180	1	9.32	4.5	2.6	25	28
4	2	30	3	100	150	0	8.37	4.0	2.4	25	28
5	2	20	7	100	150	1	12.69	1.0	0.5	25	28
6	2	25	5	70	165	1	11.07	2.0	0.8	25	29
7	2	20	3	40	150	1	11.11	3.0	2.0	25	29
8	2	25	5	70	165	1	13.83	3.0	2.1	25	29
9	2	30	7	100	180	0	6.26	1.0	0.6	25	29
10	2	25	5	70	165	0	8.54	1.0	0.6	25	29
11	2	30	7	40	150	0	7.93	1.0	0.6	25	29
12	1	20	7	40	150	1	13.74	3.0	2.2	25	29
13	1	20	3	100	150	1	10.63	4.5	2.2	25	29
14	1	20	3	40	180	1	10.80	4.0	1.6	25	29
15	1	20	7	100	180	1	18.20	3.5	1.3	25	29
16	1	30	7	40	180	1	16.77	4.0	1.6	25	29
17	1	30	7	100	150	1	14.90	2.0	0.6	25	29
18	1	30	3	100	180	0	9.01	1.0	0.5	25	29
19	1	25	5	70	165	1	14.59	4.5	1.1	25	29
20	1	25	5	70	165	0	9.90	3.0	0.6	25	29
21	1	25	5	70	165	0	9.80	2.0	1.1	25	30
22	1	30	3	40	150	0	8.09	1.0	1.0	25	30

**1: Full coverage, 0: Poor coverage*

*** 1, 2: Not OK, 3, 3.5: Conditionally OK, 4, 4.5, 5: OK*

As a result of 2nd DoE study, it was obtained targeted coating thickness values of 9-15 microns with determined input levels of spray distance and cycle, as seen in contour plot graph given in Figure 6.

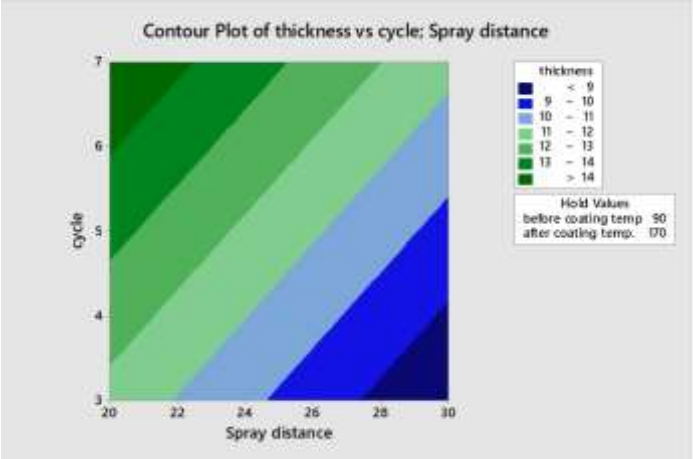


Figure 6. Contour plot of thickness vs cycle; spray distance of 2nd study

In order to reach minimum gloss, maximum curing level, 12 microns targeted thickness and maximum coverage; optimum process conditions were obtained as follows (see in Figure 7);

A. Spray distance : 20 cm
B. Number of cycles : 4
C. Before coating temp : 80 °C
D. After coating temp. : 170 °C

Above optimum conditions are valid when cabin temperature is 30 °C.

Even if the targeted levels were reached in coverage, thickness and gloss when these optimum conditions were applied, the same relationship could not be achieved for the coating curing level. The reason for this can be thought of as the vulcanization level of the sponge EPDM is not sufficient. If the sponge injection does not cure under sufficient conditions, it affects coating performance.

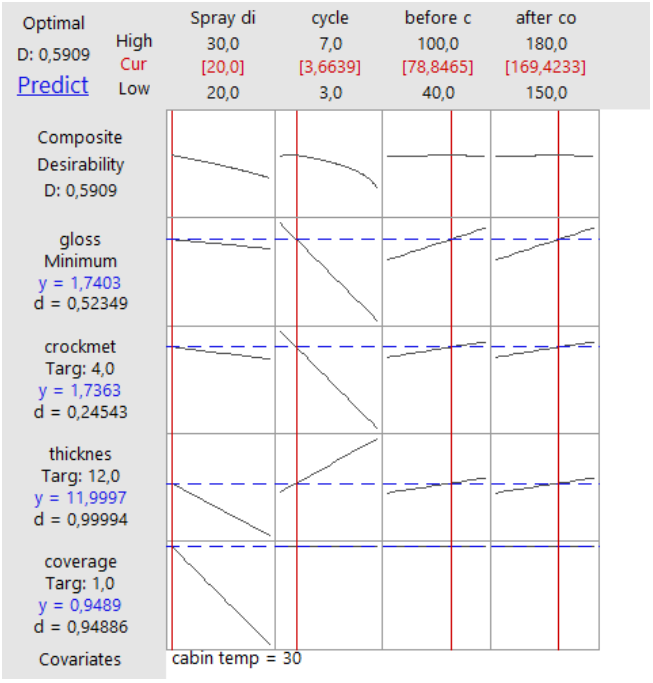


Figure 7. Optimum process conditions

5. CONCLUSIONS AND RECOMMENDATIONS

In this study, the effects of coating application conditions on coating performance by using design of experiment method was investigated. As a result of DoE studies, optimum process values for coating application was obtained as follows when cabin temperature keep stable as 30 °C;

A. Spray distance : 20 cm
B. Cycle : 4
C. Before coating temp : 80 °C
D. After coating temp. : 170 °C

Within the scope of this study, following recommendations are determined to perform coating process efficiently;

- Spray gun adjustment: spray pressure & air pressure need to be measure in order to obtain homogeneous coverage and required DFT.
- The necessity of temperature control system: Surface temperatures in the coating process must be kept under control with the PID controller system.
- Set up a regulator system for screening and controlling spray and air pressure.
- Need to be make sure rubber vulcanization conditions.

REFERENCES

[1] Ginic-Markovic, M., Roy Choudhury, N., Matisons, J. G. and Dutta, N. (2001) "Matching cure characteristics of automotive rubber compound and polurethane coating," Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 65, pp.943-945.

[2] Ginic-Markovic, M., Roy Choudhury, N., Dimopoulos, M. and Matisons, J. (2004) "Adhesion between polyurethane coating and EPDM rubber compound, " J. Adhesion Sci. Technol., 18, 5, pp.575-596.

[3] A. Weissman, S. and G. Anderson, N. (2015) "Design of experiments (DoE) and process optimization. A review of recent publications," Org. Process Res. Dev., 19, 11, pp.1605-1633.

[4] Ranga, S., Jaimini, M., Kumar Sharma, S., Singh Chauhan, B. and Kumar, A. (2014) "A review on design of experiments (DoE)," International Journal of Pharmaceutical and Chemical Sciences, 3, 1, pp.216-224.

[5] Chutima, P. and Suksamran, A. (2018) "Application of design of experiments for industial paint procduction process improvement, " The 6th International Conference on Manufacturing, Optimization, Industrial and Material Engineering, 24-25 March, Bandung, Indonesia, pp. 171-178.

TYPE OF GEOMETRY PARAMETERS IN TIRE UNIFORMITY

Semih Öngir[1], Hüseyin Metin Ertunç[2]

[1,2] Kocaeli University, Mechatronics Engineering, Kocaeli, Turkey
Corresponding Author: Semih Öngir, semih.ongir@pirelli.com

ABSTRACT

A tire, in addition to not generating vibration problems, must not have structural and aesthetic problems. Geometry control serve to identify aesthetic problems and to ensure the integrity of the tire in use. Even if the geometry is not directly associated with vibration problems, the market perceives geometric non-uniformities as vibration problems. This association exists because tire specialists are able to "see" geometry problems but are not capable of measuring the stiffness parameters (or forces) of a tire (only some machines are capable of measuring stiffness parameters, but not with methods that can be associated with those performed on the uniformity control machines currently in the factories). A correlation can exist between geometry and forces. This correlation is high on tires that show high values of radial runout, so complaints about vibration problems often also show geometric problems.[1]

In this work we will focus on tire geometry parameters, their limits according to standards and their effect on vehicle. Also we will investigate the measurement methods of these parameters. Recently research show us geometry parameters are not effected by pressure, force and speed changes during the usage.[2]. For these reason geometry parameters problems have to be fixed during the production. Purpose of this work is increase the knowledge of the tire parameters and combine the know how with automotive sector. Knowing type of geometry parameters in tire uniformity controls will serve all players in this area.

Keywords: Tire geometry, tire geometry control, tire geometry measurements

3. INTRODUCTION

One of the most important point in tire uniformity is geometry of the tire. To get comfortable ride on the vehicle, tires have to be in uniformity limits, defined by standards. Before using the tires on the vehicle, they have to be controlled with uniformity control machines.[2] Generally, these controls are made in tire production area. To make these controls, first we have to know, which parameters are effect the tire. Then we can fix the problems on the tire, depends on the measurement results.

4. GEOMETRY

Geometry parameters of the tire can be investigated mainly as radial runout, spot, bulge & depression, lateral runout, and wobble.

4.1. Radial Runout

A tire must be geometrically circular and concentric with respect to its axis of rotation. It must show the least possible variation in the rolling radius. The variation between the minimum radius and the maximum radius measured during a single revolution of the tire is defined radial runout (RRO). It is shown in Fig. 1.



Figure 1. Radial runout on tire

An excessively high radial run-out value has a negative effect on comfort, in the form of vertical vibrations on the steering wheel and the vehicle chassis. The RRO value can be measured with a measuring instrument by rotating it slowly around the circumference of the tire, which is mounted on a rim and inflated to operating pressure. Different systems exist for the measurement of radial runout. The measurement techniques have become increasingly precise, with greater adjustability and greater scope for analysis of the information. Some measurement methods are shown in Fig. 2.



Figure 2. Measurement systems for radial runout

The phenomenon potentially caused by RRO can be reduced so as not to create vibrations to the driver through "matching" between tire and rim. The tire can be mounted on the rim so that a "defect" in the tire is offset against one in the rim, thus creating a geometrically more correct assembly. During assembly, it is necessary to check the correct position of the tire bead relative to the edge of the rim. If the tire bead is not equidistant at all points, a vibration may occur, caused by eccentricity (runout) deriving from the assembly of tire/rim. According to tire type, maximum limit of the RRO is changing between 0.8 mm and 1.3 mm. From car line to SUV line the limit is increasing. [1]

4.2. Spot

Analyzing the RRO signal of three tires represented in Fig. 3. It can be seen that all the signals are within the selection limits. This analysis, however, is not sufficient to define a tire as compliant to geometry requirements. From a qualitative point of view, although signal number three is within the RRO tolerance limit, it proves to be non-compliant and may create anomalies in use.

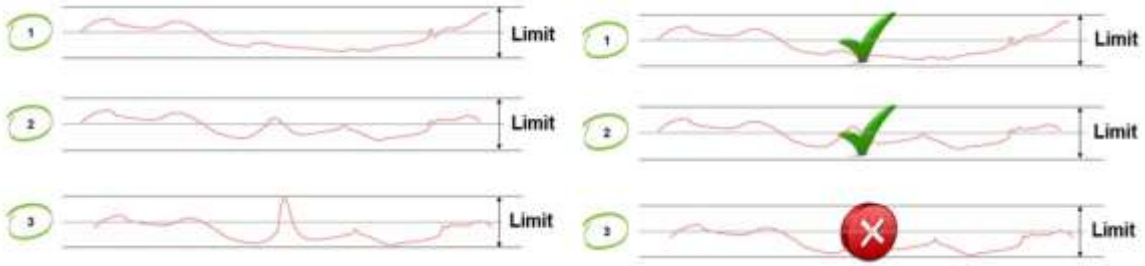


Figure 3. Sample RRO signals for three tires

In fact, the signal of tire number three shows a peak. A localized geometric peak can generate a noticeable vibration on the car. To remedy this type of problem, a control called as “spot”. In Fig. 4, comparison spot and RRO signal can be seen.

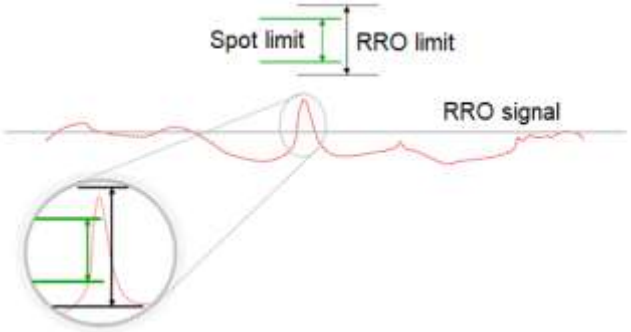


Figure 4. Comparison Spot and RRO signal

The “spot” checks the RRO value not for the 360° of the tire, but for a limited window. This window will be mobile and will cover the entire RRO signal of the tire. The applicable limit for this type of analysis will be narrower than that of the RRO. According to tire type, maximum limit of the “spot” is changing between 0.5 mm and 0.8 mm. From car line to SUV line the limit is increasing. [1]

4.3. Bulge & Depression

A geometric control on sidewall is made to check the tire integrity. The most critical part of a tire for this type of defect is the sidewall. Bulge and depression controls are implemented to try to identify the tire's structural problems, linked mainly to the assembly phase. In a revolution of the tire, controls are made to check whether localized irregularities are present on both sidewalls. Localized irregularities that show outward protrusions are called “Bulges”. Localized irregularities that show inward protrusions are called “Depressions”. Both parameters are shown in Fig. 5.



Figure 5. Comparison Spot and RRO signal

Bulge and depression parameters have the main scope of identifying structural problems in the casing or problems that may compromise its integrity. These controls are intended mainly to identify problems caused by fabric inserts and open or surmounted sidewalls. To make the control of bulge and depression more effective, the tire is inflated to a higher pressure than the operating temperature in such a way that defects will be amplified as shown in Fig. 6.



Figure 6. Amplified defect signals for bulge and depression

Using high pressure, greater than tire specification pressure, allows you to amplify the tires defects during the inspection cycle, which makes it possible to detect. The SOL laser is capable of giving a topographic mapping of the surface of the tire; it is also possible to use suitable filters to eliminate the problem deriving from the lettering. In Fig. 7, bulge and depression measurement with SOL sensor is shown. According to tire type, maximum limit of the Bulge & Depression is changing between 0.9 mm and 1.1 mm. [1]

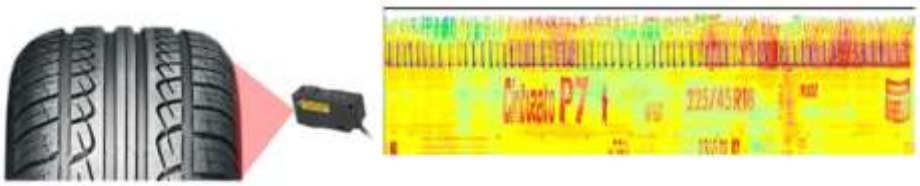


Figure 7. Measurement of bulge and depression

4.4. Lateral Runout

A tire is checked to see if the sidewall shows geometric variations that could lead to aesthetic problems. Both sidewalls of the tire are checked over an entire revolution as shown in Fig. 8.



Figure 8. Lateral runout on tire

The peak-to-peak measured values of the upper side of the casing are called LROPP.up, while for the lower side is called LROPP.dwn. The greater of the LROPP.up and LROPP.dwn values are called LRO. Although it is conceptually correct to check the variability of the sidewall of a tire, from a practical point of view there is no need for a selection based on this parameter.

The sidewall analysis is made through the calculation of the first harmonic value of LRO signals (LRO.up and LRO.down) and calculating the peak to peak of 1HLRO.up and 1HLRO.dwn. The greater of the peak-to-peak values for 1HLRO.up and 1HLRO.down is called 1HLRO. The 1HLRO identifies a maximum point and a minimum point set at 180° between them. In practice, it identifies the inclination of on sidewall with respect to an ideal plane perpendicular to the axis of rotation.

As previously stated, the end user or the tire specialist associates a geometrical problem with a comfort problem. An excessive LRO value can cause a “shaking” effect on the chassis, characterized by alternating left/right swinging of the steering wheel. The oscillation of the steering wheel only occurs at specific speeds, depending on individual car characteristics, because it depends also on the section width of the tire, the type of suspension and the steering system.

It has to be always checked the correct position of the bead centering rib with respect to the rim flange; if the centering is not correct at one point around the circumference this means that the tire bead is not perfectly seated, and rotation of the wheel will cause steering wheel shimmy. According to tire type, maximum limit of the LRO is changing between 0.9 mm and 1.1 mm. From car line to SUV line the limit is increasing. [1]

4.5. Wobble

As indicated earlier, the LRO checks whether the tire sidewall has an inclined surface, but the analysis is performed independently on each single sidewall of the tire.



Figure 9. Wobble on tire

This analysis could be insufficient to rule out problems (for lateral geometry problems) on a tire. The “wobble” parameter allows you to check the combined effect of the geometry of the sidewalls. The “wobble” is calculated starting with the measurement of the lateral runout signal for both sides (LRO.up and LRO.down curves). A subtraction must be made between the two LRO.up and LRO.dwn curves. The subtraction must take account of the angular position. The curves must be acquired having the same start and end point. The LRO.delta curve will be obtained. The first harmonic (1HLRO.delta) is calculated on the LRO.delta curve. The peak to peak of the 1HLRO.delta curve is the “Wobble”. It is shown in Fig. 9. Regardless of tire type, maximum limit of the “wobble” is 0.9 mm. [1]

CONCLUSION

To get more comfortable ride, we have to produce more rigid tires and we have to know all tire parameters to fix related problems caused by them. For this reason geometry parameters on tires has been investigated. Most effective geometry parameters are founded as radial runout, spot, bulge & depression, lateral runout, and wobble. For this reason these parameters have been investigated in detail. This investigation will be helpful guide for tire and vehicle producers while making a research on tire and vehicle dynamics.

ACKNOWLEDGEMENTS

This investigation has been supported by Pirelli Otomobil Lastikleri R&D center. All uniformity control machines test results and documentations have been used while preparing this work with permission of the company.

REFERENCES

[1] Pirelli Tire Quality Academy, Module 1 (2016) “Teory of Uniformity”

[2] Öngir,S., Ertunç,H.M. (2020) “Investigation Of The Effects Of Tire Pressure Value Used In Vehicles On Tire Quality Parameters And Tire Life” , International Marmara Sciences Congress,Autumn,Sf.309-314.

DESIGN AND PARAMETER OPTIMIZATION OF SINGLE AND TWO-SPEED TRANSMISSIONS FOR ELECTRIC CARS

Şuayip Muaz Güç[1*], Ulaş Berber[1], Metin Çallı[2], Emre Demirci[1]

1 Bursa Technical University, Department of Mechanical Engineering, Bursa, Turkey
2 Coşkunöz Holding, R&D Center, Bursa, Turkey
* Correponding Author: Şuayip Muaz Güç, muazguc@outlook.com

ABSTRACT

Nowadays, using Single or Two Speed Transmission Systems in electric vehicles is one of the trends in the commercial electric vehicle industry, because of their efficiency and performance properties. Single or Two Speed transmission systems are lighter, more efficient, and have a simpler design. The driving range is a big issue for electric vehicles. This study aims to maximize the driving range by making design and layout changes for single or two-speed transmission systems of SmartforFour electric vehicles. The performance parameters for optimization are chosen as gear ratio and gear type for the first optimization stage. These parameters are used as design variables for the optimization study. Initial gear ratio values of the SmartforFour are calculated by the data of the vehicle and theoretical formulas. Boundary conditions in optimization processes are acceleration, maximum speed values of the vehicle, and the dedicated slope value of the road. Optimization study is carried out by using the genetic algorithm in Simcenter Amesim and optimum gear ratio values for single speed and two-speed transmission are obtained. By using optimized gear ratios, the transmission systems are designed in a KISSSoft gear design software. As a result of this study, the driving range is increased between 1.8% and 8.6% in single-speed and two-speed transmission systems.

Keywords: Electric Vehicle, Powertrain, Optimization, Single Speed Transmission

1. INTRODUCTION

Electric traction vehicles are firstly introduced in 1888 by German engineer Andreas Flocken. The First system had a simple and not efficient small electric motor (URL 1). For a long time, electric cars have not appeared in the industry, because of some limitations. These limitations are especially about battery development and electric motor physical properties. These limitations caused internal combustion engine industry domination. Because of the domination of internal combustion engines, transmission systems evolved with internal combustion engine development.

In the last decade, the percentage of electric vehicle sales increased when compared with internal combustion engine vehicle sales (URL 2), (URL 3). Increased performance values of electric motors, battery systems, and emission regulations are reasons for this situation. The change in the power sources of the vehicles also led to the change and simplification of the powertrain components. For instance, because of the electric vehicle traction system's torque-rpm-efficiency properties, the transmission system has to be simpler and more compact. The main reason for this evaluation of transmission systems is electric motors do not need regulation like internal combustion engines and also there is no regulatory requirement for different revolution values (Hofman and Dai, 2010).

Transmission systems are mainly used to regulate the speed of the engine. Also, layouts and the design of transmission directly affect the driving range by this regulation. Therefore, it affects directly electric vehicle performance (Lange and Küçükay, 2020). To increase driving range, the design of the powertrain needs to be compact and more efficient, so the amount of gear sets needs to be less. For that reason, engineers developed systems called single-speed and two-speed transmissions for electric vehicles. In these transmission systems, gearset design requires a balance between maximum speed, performance, and range (Walker continued, 2013). Especially the range is commonly most studied topic in these systems.

Nowadays, the range of electric cars can reach up to 622 km with a new electric motor called synRM and for this motors simple, basic powertrain systems. This new type of simple and more efficient system is called single-speed or two-speed transmission. But in the electric vehicle industry single-speed transmission is more common when compared with two-speed transmission (Lange and Küçükay, 2020). Mainly, single-speed powertrain systems have sub-components. They are open-differential, idle gear, pinion gear, main gear, bearings, gearbox housing. This system has a one-speed transmission to provide the required torque for electric vehicles as shown in Figure 1. This system is also called a reducer, it reduces motor speed and increases torque. Furthermore, some types of small cars and micro-mobility use single-speed transmission. Most small vehicle systems using hub-type gear reduction as shown in Figure 1. For this study, a small vehicle powertrain is selected to optimize.



Figure 1. Tesla Single Speed Transmission (URL 5)

When the future trends for electric vehicles are investigated, it can be said that vehicle systems are in evolvement. With these investigations, a new type of electric vehicle is invested, which is called Smart Cars. The sales of these cars are increasing year by year. When the sales are compared, the graph shows that sales of Small Smart cars are increasing (Figure 2). Thus, the new trend of the mobility sector is more compact and more environmentally friendly vehicles.

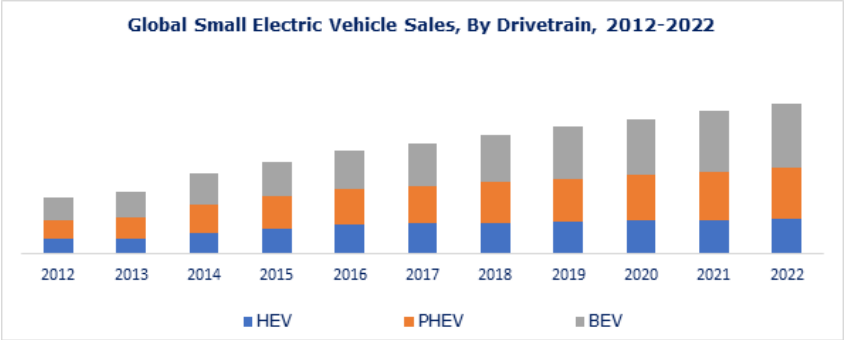


Figure 2. The global Small Electric Vehicle Market stood at 4.08 million units in 2016 and is expected to grow at a CAGR of over 8%, in volume terms, to reach 6.54 million units by 2022. (URL3)

2. OPTIMIZATION OF GEAR RATIO

2.1. Task Definition

The task of this paper is to design optimum single-speed and two-speed transmission systems with considering driving range as objective. To create these systems, firstly SmartforFour vehicle is selected as an investigation vehicle. Technical data for SmartforFour researched in literature. With technical data of the SmartforFour, the 1-D model of the vehicle is created in Simcenter Amesim program. This model helps to predict computer-based real-life situations. Then, formulas from the literature are used to find initial values of minimum and maximum gear ratios, and these values are integrated into the model. The 1-D Model aims to optimize the gear ratio in dedicated range for the SmartforFour. This range is related to the mathematically calculated gear ratios and manufacturing limitations. The gear ratio is optimized in the 1-D model with a range for gears. The optimization algorithm type of the process is the genetic algorithm. In literature, the manufacturable gear ratio range is 3 to 15 (Lange and Küçükay, 2020), (Walker continued, 2013). Because of that, in the optimization process minimum and maximum interval limits are 3 and 15.

With optimized gear ratios, the gearset layout, gear geometries, and types for one-speed and two-speed transmission systems are designed. In this design, SmartforFour vehicle electric motor's torque and rpm values are considered. While designing in the KISSSoft Gear Design program, the program considers material properties and contact areas for gears. By this analysis and design, geometries are generated and exported as CAD data.

2.2. System Defining

System defining methodology is firstly about defining technical properties of SmartforFour vehicle. The technical specifications of the vehicle are required for modeling the vehicle in a computer-based modeling program. These features are given in Table 1.

Table 1. Technical Specifications of SmartforFour Electric Vehicle (URL 4)

Engine Type	Electric
Maximum power - Output	60 kW
Maximum torque	160 Nm
Electric engine 1 type	Permanent magnet AC synchronous motor
Drive wheels - Traction - Drivetrain	RWD
Average energy consumption	13 kWh / 100 km
Battery Type	Lithium-ion
Battery capacity	17,6 kWh
Top Speed	130 km/h
Acceleration 0 to 100 km/h	12.7 s
Wheelbase	249.4 cm
Length	349.5 cm
Width	166.5 cm
Height	155.4 cm
Front Axle	146.9 cm
Rear Axle	142.9 cm
Front Tyres - Rims dimensions	165/65 R15
Rear Tyres - Rims dimensions	185/60 R15
Curb Weight	1200 kg
Acceleration 0 to 100 km/h	12.7 s

The 1-D Model of the SmartforFour is defined with technical specifications and components of the vehicle. The model is shown in Figure 3. This model helps to create a computer-based real-life vehicle model. This vehicle model contains driver behaviors, environment situations, vehicle control unit, electric motor, and battery components. These components are enough to predict real-life situations.

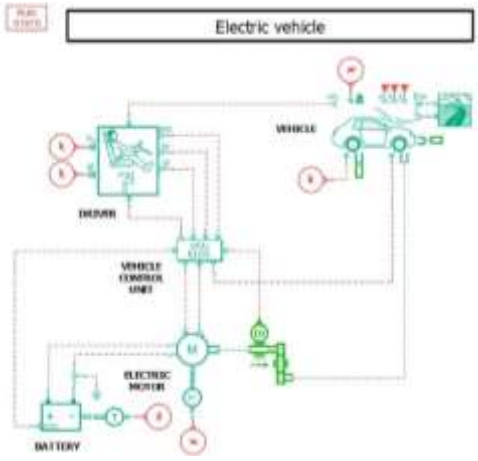


Figure 3. 1-D Modelling of the SmartforFour

When the literature investigated, the transmission system of SmartfourFour is a single-speed transmission, but there is no data about the gear ratio of this system. To create a system for gear ratio optimization, the initial values of the

minimum and maximum gear ratios are calculated from the following equations. Maximum gear value named considering by maximum torque requirement for dedicated slope. Minimum gear value named considering by maximum speed requirement. (Naunheimer continued, 2010), (Li continued, 2020), (Spanoudakis continued, 2020):

$$i_{A,max} = \frac{r_{dyn} * m_f * g\,[f_r * cos(\alpha_{st}) + sin(\alpha_{st})]}{T_{M,max} * n_{tot}} \quad (1)$$

$$i_{A,min} = \frac{3 * 6\frac{\pi}{30} * N_{M,max} * r_{dyn}}{V_{max}} \quad (2)$$

where, i_A is gear ratio, r_{dyn} is dynamic tire radius, m_f is vehicle mass, f_r is rolling resistance coefficient, α_{st} gradient angle, $T_{M,max}$ motor torque at maximum rpm, n_{tot} is powertrain efficiency, $N_{M,max}$ the maximum rotation speed of the motor, V_{max} the maximum speed of the vehicle. r_{dyn}, m_f, $T_{M,max}$ and V_{max} values are taken from Table 1. For the rough road condition f_r is chosen as 0.014. For a permanent magnet AC synchronous motor $N_{M,max}$ chosen as 1200 rpm at maximum torque. α_{st} and n_{tot} are selected as 16.7˚ and 0.76, respectively from the literature (Naunheimer continued, 2010).

These values are interval limits for gear ratio optimization. For single-speed transmission, optimization limits are calculated as maximum and minimum gear values. Thus, optimization limits for single-speed transmission are 5.06 and 7.73 respectively. On the other hand, because of the two-speed transmission layout, optimization limits are different values when compared with the one-speed transmission. For two-speed transmission systems, the first gearset is providing the required speed, the second gearset is providing the required torque. For the first gearset limits are, calculated maximum gear value and gear ratio value for minimum gear ratio producibility limitation. Moreover, for second gearset limits are minimum calculated gear ratio and gear ratio value for maximum gear ratio producibility limitation. Thus, for the first gearset optimization limits are 3.26 and 7.73, for the second gearset optimization limits are 5.06 and 15 respectively. More detailed information about gear ratio bounds can be found in literature (Walker Continued, 2013). The calculated initial values of minimum and maximum gear ratios and producibility limitations are given in Table 2.

Table 2. Calculated Minimum-Maximum Gear Ratios

	First Gear		Second Gear	
Transmission Type	Minimum	Maximum	Minimum	Maximum
One-Speed	5.06	7.73	-	-
Two-Speed	3.26	7.73	5.06	15.0

2.3. Methodology

As seen in literature, the most common algorithm which is used in 1-D Models is the genetic algorithm (McDonald, 2012), (Walker continued, 2013). For this reason, the 1-D Model of SmartforFour has been optimized by using the genetic algorithm as an optimization technique. This optimization process aims to maximize the range for the same battery usage. Parameters of the optimization process are; Population size, Reproduction ratio (%), Maximum number of generations, Mutation probability (%), Mutation amplitude, and seed. The values chosen for these parameters are 100,80,20,10,0.2,1 respectively.

By using optimized minimum and maximum gear ratio values, other geometric properties of gears are defined by KISSSoft Gear Design. While defining geometric properties of gears, the boundary conditions are maximum torque and maximum rpm that come from the electric motor. In literature, there are common types to create a layout for transmission systems which is about gear constructions and gear contacts (Sorniotti continued, 2011). With these relations and calculated geometric properties of gears, the computer-based three-dimensional model of the transmission systems is designed.

2.4. Results

The optimum values for min-max gear ratios obtained as a result of the optimization study using the genetic algorithm are given in Table 3.

Table 3. Optimized Max-Min Gear Ratios

Transmission Type	First Gear	Second Gear
One-Speed	6.6	-
Two-Speed	4.1	13

In the literature parameters to define gear model, gear ratios, and optimization are enough to create a CAD model. With these optimized gear ratios and results of the optimization processes, transmission systems are defined in three-dimensional geometric models as shown in Figure 4. These systems are for one-speed transmission planetary-spur gear set, one-speed transmission planetary-helical gear set, and two-speed helical transmission. As a result of these processes, gear ratios, gear measurements, and transmission constructions are designed for these systems. (Shen continued, 2017).



Figure 4. Three-Dimensional Geometric Model of The Gears; a) PSosT b) HtsT c) PHosT

The main aim of the study is range increase is achieved with optimized gear ratios and gear geometries. As shown in Figure 5, after the gear optimization for the Two-Speed First Gear ratio, the displacement is increased from 10080 meters to 10256 meters. This is a nearly 1.8% increase in the vehicle range.

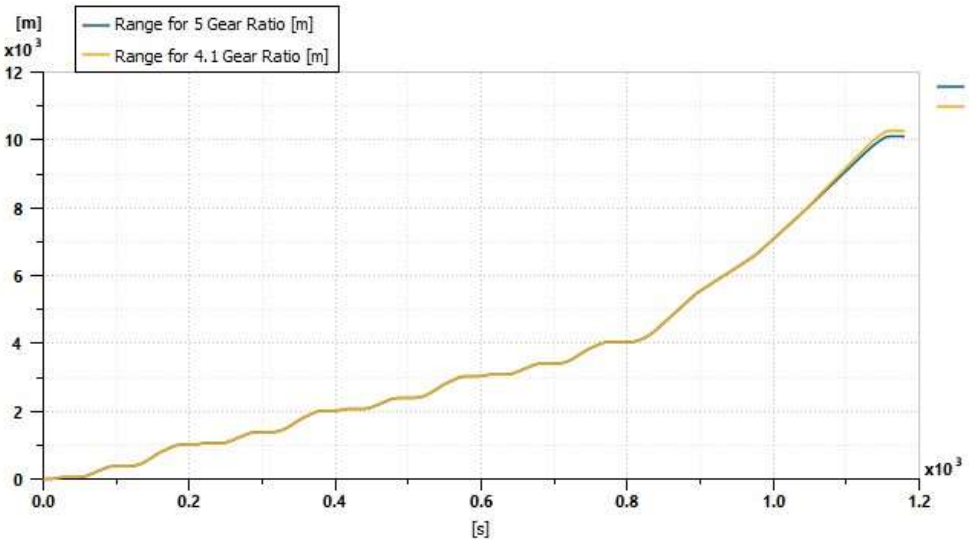


Figure 5. Displacement Difference Between 4.1 and 5 Gear Ratio for One-Speed System

After gear ratio optimization for One-Speed First Gear Ratio, the range is increased from 10080 meters to 10550 meters. This relation is shown in Figure 6. The percentage of this range increase is nearly 4.7%.

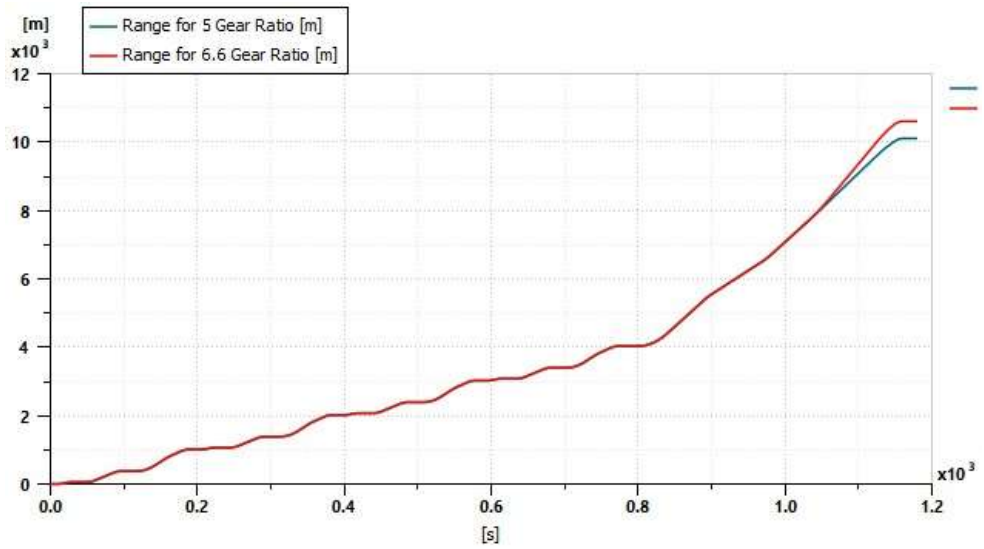


Figure 6. Displacement Difference Between 5 and 6.6 Gear Ratio for Two-Speed System

The two-Speed Second Gear ratio range difference that is shown in Figure 7 is from 10080 meters to 10950 meters. This increase of the range is nearly 8.6%. As seen all these three ranges increased results, the optimizations can be considered as successful.

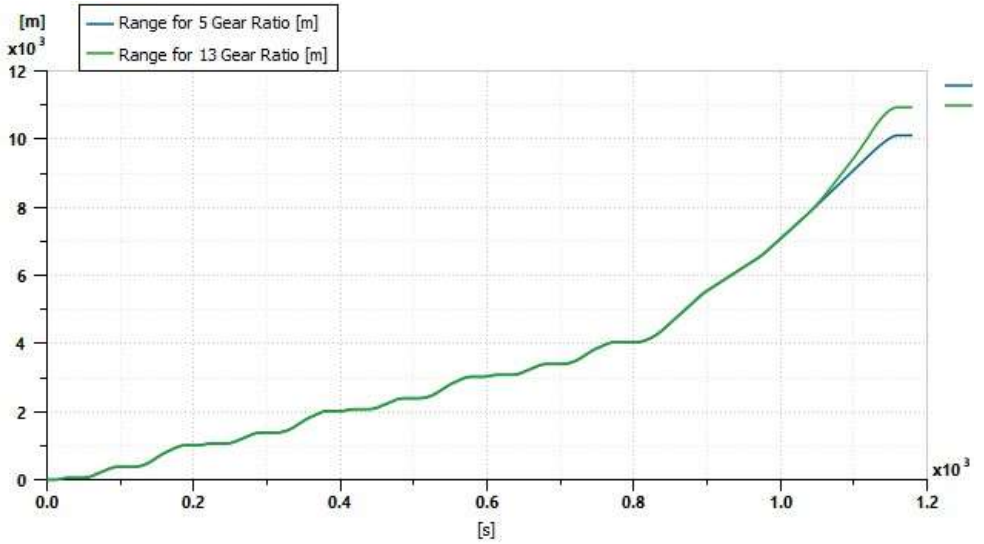


Figure 7. Displacement Difference Between 5 and 13 Gear Ratio for Two-Speed System

3. CONCLUSIONS AND RECOMMENDATIONS

This paper has considered the transmission system from many aspects and made it better from the initial design through continuous improvement. The subject of the paper included electric traction vehicles to the new type of transmission systems. These subjects included computer-based 1D modeling processes, contact and material analysis processes, geometrical optimization processes, and geometric CAD data generation.

With these processes, the gear ratios are calculated with mathematical formulas. After that, the system and calculated numbers are optimized in the light of efficiency and sustainability. There are two benefits of the study, which are increasing the performance criteria of the system and geometrically minimizing the transmission's measurements. After

these optimization processes, the gear ratio of the system is defined. By using optimized gear ratios, the gearset's CAD data generated. With these gear designs, the system has become producible and balanced in a mechanical way.

Simulation results of the project have shown that high efficiency in the transmission systems for smart cars' can be achieved in a theoretical way. On the other hand, what to be noticed about this paper is, there is no production yet in a real way, there are all computer data. The future plan of this paper is real-time production and making real-time efficiency measurements, but there is no guarantee about real-time situations will be all in the planned way that is shown in this paper. All the production procedures are considered, and all the geometric data are checked in computer-based programs, but the paper suggests that the test product must be produced at the beginning of the production.

ACKNOWLEDGEMENTS

This study is handled under the project named "Designing and Parameter Optimizing One and Two-Stage Shift Systems for to use in Electric Vehicles". This project is supported by TUBITAK (The Scientific and Technological Research Council of Turkey) with project number 1139B412000935 under the "TÜBİTAK 2209 - B Industry Oriented Research Project" program.

REFERENCES

[1] Naunheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J., Novak, W. (2010), Automotive transmissions: fundamentals, selection, design and application, Second Edition, Springer Science & Business Media, 717 pages.

[2] Sorniotti, A., Subramanyan, S., Turner, A., Cavallino, C., Viotto, F., Bertolotto, S. (2011) "Selection of the optimal gearbox layout for an electric vehicle, SAE International Journal of Engines, 4, 1, pp.1267-1280.

[3] Li, Y., Zhu, B., Zhang, N., Peng, H., Chen, Y. (2020) "Parameters optimization of two-speed powertrain of electric vehicle based on genetic algorithm. Advances in Mechanical Engineering, 12, 1, pp.1-16.

[4] Spanoudakis, P., Moschopoulos, G., Stefanoulis, T., Sarantinoudis, N., Papadokokolakis, E., Ioannou, I., Tsourveloudis, N. C. (2020). "Efficient Gear Ratio Selection of a Single-Speed Drivetrain for Improved Electric Vehicle Energy Consumption. Sustainability, 12, 21, pp.1-19.

[5] Lange, A., Küçükay, F. (2018) "Benchmark parameters of transmissions. Automotive and Engine Technology, 3, 1, pp.1-10.

[6] McDonald, D. (2012). Electric vehicle drive simulation with matlab/simulink. In Proceedings of the 2012 North-Central Section Conference.

[7] Hofman, T., Dai, C. H. (2010) "Energy efficiency analysis and comparison of transmission technologies for an electric vehicle. In 2010 IEEE vehicle power and propulsion conference, pp. 1-6.

[8] Shen, Y., Rinderknecht, S., Hoppert, M. (2017) "General modelling method of power losses in transmission with parameter identification. Forschung im Ingenieurwesen, 81, 2, pp.117-123.

[9] Walker, P. D., Abdul Rahman, S., Zhu, B., Zhang, N. (2013) "Modelling, simulations, and optimisation of electric vehicles for analysis of transmission ratio selection. Advances in Mechanical Engineering, 5, 1, pp.1-13.

[10] URL 1: Wikipedia (2021) ,Flocken Elektrowagen – Wikipedia. https://en.wikipedia.org/wiki/Flocken_Elektrowagen

[11] URL 2: IHS Markit (2021) IHS Markit forecasts global EV sales to rise by 70% in 2021. https://ihsmarkit.com/research-analysis/ihs-markit-forecasts-global-ev-sales-to-rise-by-70-percent.html

[12] URL 3: IAE (2019),Global EV Outlook 2019 – Analysis – IEA. https://www.iea.org/reports/global-ev-outlook-2019

[13] URL 4: Ultimatespecs (2021), Smart Forfour (W453) EQ EQ Specs, Dimension. https://www.ultimatespecs.com/car-specs/Smart/118842/Smart-Forfour-(W453)-EQ-EQ.html

[14] URL 5: The Green Optimistic (2015), Do Electric Cars Have Gears? No. Here's Why – The Green Optimistic. https://www.greenoptimistic.com/electric-cars-gears/

SÜREKLİ DEĞİŞKEN SUPAP ZAMANLAMASI İÇİN KULLANILAN PİEZO EYLEYİCİ ELEKTRONİK SÜRÜCÜSÜNÜN BİR MOTOR ÜZERİNDE UYGULANMASI

Yiğit E. [1], Dirim B. [1*], Sürmen A. [2], Karamangil M. İ. [2], Avcı A. [3], Işıklı F. [2], Tekin M. [2], Türköz N[2].

[1] Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü, Bursa, Türkiye
[2] Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Bursa, Türkiye
[3] Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bursa, Türkiye
[3] Correponding Author: Bayazit Dirim, bayezitd@uludag.edu.tr

ÖZET

İçten yanmalı motorlarda hacimsel verim (volumetrik verim), aynı devirde bir motorun gücündeki artışı karakterize eden ana parametredir. Supapların çalışma özellikleri (açılma ve kapanma süreleri, kalkma yüksekliği, kam profilinin tasarımı) hacimsel verimi etkileyen parametreler arasındadır. Ancak her devir için aynı parametreleri kullanmak, farklı hacimsel değerler ifade etmektedir ve motorun çalıştığı devir için en uygun hacimsel verim değerini karşılamamaktadır. Bu sebeple, değişen motor hızına bağlı olarak supap çalışma parametrelerinin de değiştiği Sürekli Değişken Supap Zamanlaması (CVVT) gibi farklı teknikler geliştirilmiştir. Bu çalışmada, literatürde ilk defa piezonun uzama özelliğinden faydalanılarak içten yanmalı motoruın emme supabının direkt olarak tahrik edildiği deneysel bir yöntem kullanılmıştır. Piezonun mikron mertebelerindeki uzamasını supap kalkma miktarı mertebelerine çıkarmak için hidromekanik büyütücü kullanılmıştır. Tasarlanan bu hidromekanik büyütücüyü hareket ettirecek piezo eyleyiciyi çalıştırmak için de bir elektronik kontrol ünitesi ve yüksek gerilim güç kuvvetlendiricisi tasarlanmış ve daha sonra tamamen dijital çözüm geliştirilmiştir. Piezo ve hidrolik büyütücü sistemin içten yanmalı motor üzerinde çalıştırılması bu çalışmada açıklanmıştır.

Anahtar kelimelers: Piezo, piezo eyleyici, sürekli değişken supap zamanlaması, yüksek güçlü piezo sürücü

APPLICATION THE ELECTRONIC DRIVER OF PIEZO ACTUATOR USED FOR CONTINUOUSLY VARIABLE VALVE TIMING ON AN ENGINE

ABSTRACT

Volumetric efficiency in internal combustion engines is the main parameter that characterizes the increase in power of an engine at the same speed. The operating characteristics of the valves (opening and closing times, lift height, cam profile design) are among the parameters that affect the volumetric efficiency. However, using the same parameters for each revolution means different volumetric values and does not meet the most appropriate volumetric efficiency value for the running engine rpm. For this reason, different techniques have been developed, such as Continuously Variable Valve Timing (CVVT), in which valve operating parameters also change depending on the changing engine speed. In this study, for the first time in the literature, an experimental method in which the intake valve of the internal combustion engine is directly driven by utilizing the elongation property of the piezo was used. A hydromechanical magnifier was used to increase the elongation of the piezo in micron ranges to valve lift levels. An electronic control unit and high voltage power amplifier were designed to operate the piezo actuator to move this hydromechanical amplifier, and then a completely digital solution was developed. The operation of the piezo and hydraulic enlarger system on the internal combustion engine is explained in this study.

Keywords: Piezo, piezo actuator, continuous variable valve timing, high-powered piezo driver

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar, otomotiv sektörü için günümüzde gelişmesini sürdüren, güç aktarma sisteminin önemli bir bileşenidir. İçten yanmalı motora sahip araçlar genellikle düşük ve orta devirlerde, kısmi yüklerde çalışmaktadır (Duan ve ark, 2017). Bu durum içten yanmalı motorlarda yüksek pompalama kayıplarına sebebiyet vermektedir (Fu ve ark, 2013). Yani buji ateşlemeli motorlarda güç kontrolü gaz kelebeği ile yapıldığı için basınç düşüşüne bağlı olarak bu kayıp daha belirgin olmaktadır (Hong ve ark, 2004).

Pompalama kayıplarını düşürebilmek için kullanılan yöntemlerden bir tanesi de supabın çalışma parametrelerinin kontrol edilmesidir. Bunun için literatürde birçok Değişken Supap Zamanlaması (VVT) teknikleri kullanılmıştır. Temel olarak bu tekniklerde; supabın hareketini sağlayan kama avans veya gecikme vermek (Yoshita ve ark, 1996), motorun belirli devir bölgeleri için farklı kam profilleri kullanarak supabın açılma miktarı ve açık kalma süresini değiştirmek (Melcher, 2001), her devir ve her supabın açılıp kapanma durumlarını kontrol eden Sürekli Değişken Supap Zamanlaması (CVVT) gibi teknikler kullanılmıştır.

Supap hareketini kontrol etmek için kullanılacak yöntemlerden birisi de piezonun çalışma prensibinden yararlanmaktır. Elektriksel alana maruz kalan piezo malzemenin uğradığı deformasyon sonucu meydana gelen uzama etkisinin hidrolik büyütücü ile supap hareketine denk gelen mesafelere ulaştırıldığı, Prof. Dr. Ali Sürmen'e ait patentli tasarım daha önceki çalışmada detaylıca anlatılmıştır (Surmen ve ark, 2019). Bunun dışında literatürde birçok farklı patent ve akademik çalışma bulunmaktadır (Rudolf ve ark, 1984), (Clifford ve ark, 2003), (Gatecliff ve ark, 2004), (Joshua, 2006).

Benzer amaçla yapılan çalışmada, sistem bant genişliğini artırmak için önerilen, içinde selonoid aktörlerin piezoelektrik sütunlar ile birlikte yer aldığı elektro hidrolik supap tahrik sistemi, 12.4 mm maksimum supap açıklığı oluşturabilecek yeterliliğe ve 500 Hz'e kadar bant genişliği frekansa sahiptir (Brader ve Rocheleau, 2004). Bu mekanizmada kontrol sisteminden gönderilen elektriksel sinyal piezo-elektrik kütlenin genişlemesine sebep olmaktadır. Bu lineer genişleme, katı bir mafsal mekanizması aracılığıyla supaba iletilir. Bu yöntemin tercih edilme sebebi; çalışma frekansını ve verimi koruyarak piezo-elektrik kütledeki deplasman sınırlamalarını gidermektir. Bu mekanizma kullanılarak piezo-elektrik sütun 30 μm dan 150 μm'ye kadar büyütülebilir ki bu da supap tahriki için yeterli bir uzunluktur.

Üst üste tabakalar halinde bulunan piezo-elektrik malzeme sütunları aracılığıyla verilen elektriksel impuls supabın yer değiştirme hareketine çevrilmesi ve mikron mertebesindeki bu yer değiştirme miktarının, supabın simetri eksenine dik ve birbirine paralel olarak yerleştirilen piezo-elektrik elemanlara (2 adet) elektriksel impuls uygulanmasıyla, malzemede görülen uzama miktarının hidrolik üniteye içerisinde hidrolik akışkan bulunan kanallar vasıtasıyla iletildiği ve burada büyütülerek yeterli supap açma kapama miktarının elde edildiği çalışma ise patentlerde yer alan önemli bir çalışmadır. İçten yanmalı motorlarda optimum şartlar gözetilerek karakterize edilmiş piezo-hidrolik tahrik sistemi de bu kapsamda iyi bir alternatif olarak değerlendirilebilmektedir. Bu çalışmada; piezo-elektrik malzemedeki uzama miktarı hidrolik ünitede bulunan akışkan üzerinde temelde sıvıların kaldırma prensibi ve Pascal prensibine dayanarak bir çeşit hidrolik yükseltici ünitede büyütülerek, istenen açma kapama miktarı elde edilmiştir (Anmelder, 2014).

Tersinir piezo-elektrik etkiye dayanarak oldukça özgün bir kademesiz değişken supap mekanizması tanıtıldığı bir diğer buluş ise proje kapsamında tasarlamak istediğimiz sistem ile pek çok benzerlik taşımaktadır (URL1). Bu sistem genel olarak, bir gerilim dönüştürücü, strok çarpanı, yağ doldurma aparatı, supap ünitesi vb. elemanlardan oluşmaktadır. Herhangi bir gerilim sinyali girdisi tek çipli program kontrolüyle (single-chip program control) gerçekleştirilmektedir. Böylece her devir için yeterli ve optimum supap açıklığı elde edilmiş olur. Bu sayede sistem, supap zamanlaması, supap kalkma miktarı gibi birçok değişken supap hareket parametresi ayrı ayrı ve rahatça kontrol edilmesine imkan verir.

Bu çalışmada içten yanmalı motorun çeşitli devirlerde en iyileştirilmiş volumetrik verim eğrilerini elde edebilmek için deneysel çalışmalar yapılmıştır. Bu amaçla sadece emme supabına Sürekli Değişken Supap Zamanlaması (CVVT) yöntemini uygulayarak çeşitli devirlerde elektrik motoru ile tahrik ederek soğuk çalışma yapılmıştır. CVVT için literatürde ilk defa piezo eyleyici deneysel olarak doğrudan tahrik amacıyla kullanılmıştır. Supabı açıp kapatmak için motor krankının dönüş açısı ile senkronize elektriksel kontrol işaretini üretip kuvvetlendirerek Piezo-eyleyiciye uygulamak gerekmektedir.

2. MATERYAL VE METOD

Bu çalışmada kullanılan piezo eyleyicinin çalışma noktası tayini, sürücü devresi kontrol ünitesi, yüksek gerilim güç kuvvetlendirici ve tam sayısal çözüm ile ilgili detaylar önceki çalışmada bulunabilmektedir (Dirim ve ark, 2020).

2.1. Gömülü Yazılım Geliştirme

Programda pin tanımlamaları yapılan tamamlayıcı PWM çıkış sayacı yeniden kurulan modu seçilmiş ve sayıcıda 0'dan 1000 değerine saymaktadır. İkinci bir sayıcı kanalı artımlı enkoder modunda 0-719 arası değer üretecek şekilde ayarlanmıştır. Ana döngüde sayıcılar aktif edildikten sonra sadece enkoder sinyali ile belirlenen adrese karşılık gelen çıkış tablosu değeri PWM üretecine aktarılır. Enkoder sıfır sinyali (Z-darbesi) motor kalkış hareketinin algılanması için ve sayıcı kontrolünde kullanılmak üzere fiziksel harici kesme sinyaline bağlanmıştır. Bir bitlik yazılımsal bayrak aracılığı ile kesme alt programında enkoder ve PWM kanalları aktif edilir. Test sırasında emme supabı hareketinin değiştirilmesi (daha önceden girilen farklı eğri tabloları arasında geçiş veya eğrinin bir yöne ötelenmesi) bilgisayar aracılığıyla gönderilen verinin alındığına ilişkin kesme altprogramında işletilir.

2.2. Emme Supabı Açma Eğrisine Ait Sinyal Örneklerinin Hazırlanması

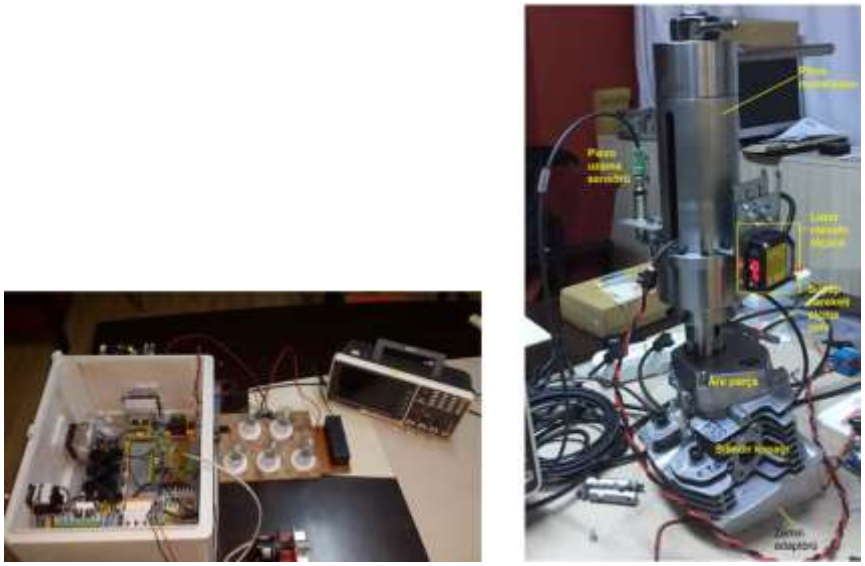
Emme supabının 10 derece aralıklarla ölçülen kam mili açısına karşılık gelen deplasman değerleri kullanılan darbe genişlik modülasyonu (PWM) üreteci (Timer PWM counter) sayıcı değeri olan 0-1000 aralığına getirilmiştir. Emme supabının hareketi yaklaşık 320 derecelik bir aralıkta tamamlanmaktadır. Sinyal üreteci için bu aralıktaki örnek sayısı (33) yetersiz kalarak sinyalde bozulmalar oluşturmuştur. Sinyaldeki bu bozulmaların önüne geçmek üzere mekanik hareket örnek sayısı Matlab programında iki farklı interpolasyon metodu ile on kat arttırılmış, karşılaştırma sonucu Spline (şerit) interpolasyon yöntemi seçilmiş ve elde edilen sonuç tablolar gömülü yazılıma aktarılmıştır (Şekil 2.1).



Şekil 2.1 a) Düşük örnek sayısı b) Spline uygulandıktan sonra elde edilen emme supabı açılma eğrisi osiloskop görüntüleri

2.3. Kontrol Sistemi ve Uygulamada Karşılaşılan Problemlerin Giderilmesi

Piezosuz (yalancı/dummy piezo ile) testler yapılırken tasarım ve üretim çalışmaları tamamlanmak üzere olan sürücü ve kontrol ünitesinin söz konusu çalışmaları tamamlanmış ve hidro-mekanik modül ile entegre edilir hale getirilmiştir. Önce piezo hidro-mekanik modüldeki kovanına yerleştirilmiş, daha sonra da sürücü ve kontrol devresi ile elektriksel bağlantıları yapılmıştır (Şekil 2.2). Daha sonra detaylı bir şekilde anlatılacağı üzere önce düşük gerilimlerle başlayarak piezonun (karakteristik maksimumu 1000 V'tur) hidro-mekanik modülün çıkış pimini (supap sapını itecek olan modül çıkış pimi) ittirmesi ve itme miktarı gözlenmeye çalışılmıştır.

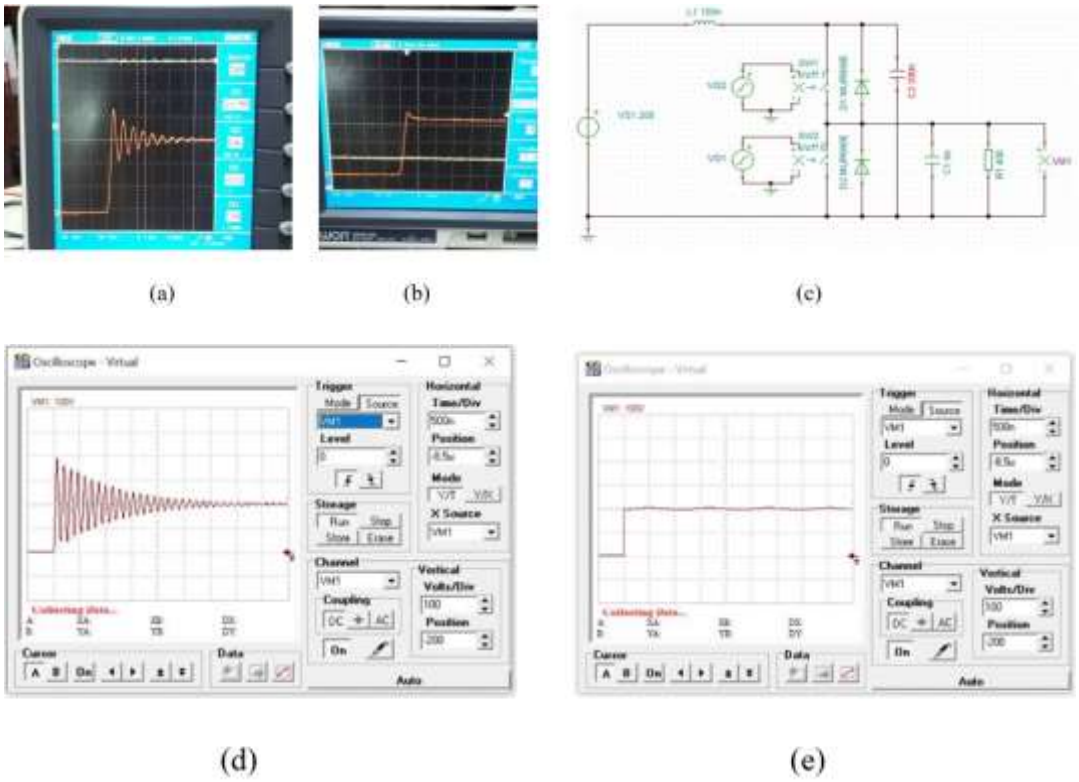


Şekil 2.2 a) Piezo sürücü ve kontrol sistemi b) Motor kafasına monte vaziyette hidrolik modül-piezo komplesi

Burada özellikle şunu ifade etmek gerekir ki piezonun hareketi ile çıkış piminin hareketi arasında, hidrolik sızdırmazlık keçesinin etkisinden ve sistemdeki ara boşluklardan kaynaklandığı değerlendirilen önemli bir hareket kaybı olmaktadır. Bu hareket kaybının anlamlı bir çıkış değeri elde edilmesini engellememesi için mutlaka sisteme bir ön gerilme uygulamak gerekmektedir. BTÜ'deki dinamik test cihazında piezosuz yapılan çalışmalarda bu ön gerilme kuvvetinin 2200 N civarında olduğu tespit edilmiştir. Piezonun montajından sonra ise pimin ilk hareketi gözle görülünceye kadar piezoya üsten mekanik olarak ön gerilme uygulanmıştır. Bu gerilmenin bu kez 400-600 N civarında gerçekleştiği görülmüştür. Bu ön gerilmenin çok dar bir aralıkta olduğu ve belli bir sınırın altında hareketin başlamadığı, o sınırın az bir miktar üstüne çıkıldığında ise supabın açık kaldığı görülmüştür. Denemeler sırasında sürücü ve kontrol sisteminde bazı problemler oluşmuştur. Bu problemler ve giderilmeleri için yapılan çalışmalar aşağıda izah edilmiştir.

2.4. Class-D Kuvvetlendirici Güç Katı Çıkışında Çınlama

Piezo sürücü devresi çıkış katında PWM işaretleri yükselen kenarlarında oldukça yüksek genlikli çınlama titreşimleri (ringing) görülmektedir (Şekil 2.3.a) Çınlama oluşmasının temel nedeni besleme kaynağı çıkışı ile Class-D güç çıkış katı besleme noktası (üstteki IGBT tansistorun kollektor ucu) arasındaki iletkenin oluşturduğu düşük değerli endüktans ile çıkışa indirgenmiş kapasitenin oluşturduğu LC rezonans devresidir. Tina-9 spice simülatöründe kurulan güç katına ilişkin devre Şekil 2.6.c'de gösterilmiştir. Bununla yapılan simülasyon ile bu sönümlü titreşimler elde edilip Şekil 2.3.d' deki gibi sanal osiloskop üzerinde gösterilmiştir.

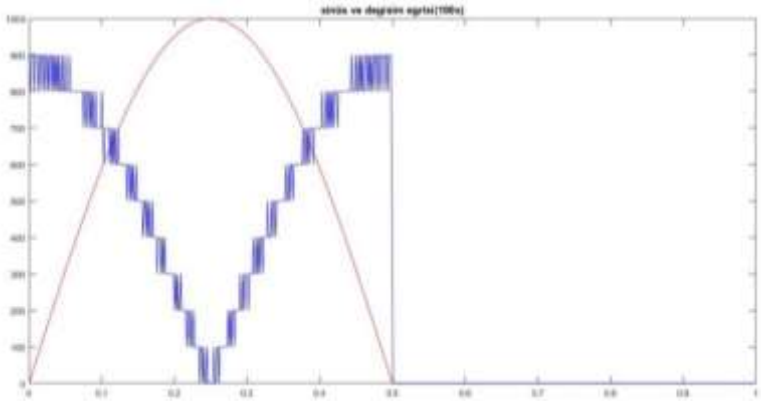


Şekil 2.3 a) Class-D güç katı çıkışında, yükselen kenarda oluşan çınlamanın gerçek devreye bağlı osiloskop üzerindeki görüntüsü b) Class-D kuvvetlendirici (Piezo sürücü devresi) çıkış güç katındakiTotem-pole bağlı IGBT transistörlerin besleme uçları arasına 330 nF değerinde bir kondansatör bağladıktan sonra çınlama sönümlü osilasyonlarının bastırıldığı gerçek osiloskop görüntüsü c) Tina-9 simulatöründe çizilen Class-D kuvvetlendirici güç katı devresi (IGBT transistörler gerilim kontrollü anahtar olarak verilmiştir) d) Yukarıdaki devreye ait C2 dekuplaj kapasitesi 0 olduğundaki simulasyonun sanal osiloskop görüntüsü e) C2 dekuplaj kapasitesi değeri 330 nF olduğunda çınlamanın söndüğünü gösteren simulasyon sonucuna ait sanal osiloskop görüntüsü

Sonuç olarak gerçek kuvvetlendirici (piezo sürücü) çıkışındaki IGBT yarım köprü besleme uçlarına en yakın noktaya bağlanan C2 =330 nF kapasitesi ile salınımların bastırılmış olduğu Şekil 2.3e'de sanal osiloskop ve Şekil 2.3b'de gerçek osiloskop üzerinde görülmektedir.

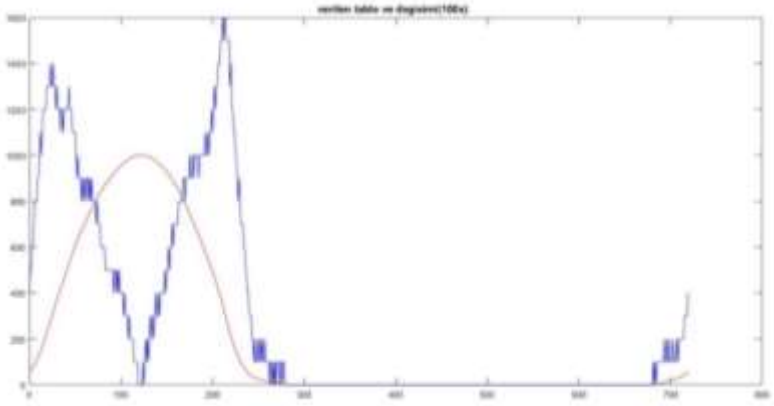
2.5. IGBT Yarım Köprü Çıkış Katı Gerilimini Yükseltirken Karşılaşılan Problemler

350 V DC besleme gerilimine kadar güç katı çıkışında elde edilen işarette kayda değer bir bozulma meydana gelmemektedir. 350 - 400 V DC besleme gerilimi aralığında ve üzerine çıkıldığında yarım köprü güç katı çıkışındaki darbe genişlik modülasyonlu işarette, kare dalganın yükselen kenarlarında ani yükselen iğne darbeler (spike) oluşmaktadır. 430 V DC besleme geriliminde bu iğne darbelerin genlikleri, en yüksek değeri elde edilmek istenen işaretin şekline bağlı olarak, 70 V ila 250 V arasında değişmektedir. Elde edilmek istenen işaretin her noktasındaki eğimine bağlı olan bu değişim aslında işaretin türevi olup tablodaki ardışık örnekler arasındaki değişimin miktarına bağlı olmaktadır. Yarım sinüs eğrisine (pozitif alternans) ait tablo kullanıldığında iğne darbelerin genlikleri 70 V civarında olurken (Şekil 2.4), orijinal kam supap açma eğrisine ilişkin tablo kullanıldığında, tablo adımları arasındaki fark sinüs eğrisi tablosuna göre daha büyük olduğundan 250 V değerlerine kadar artmaktadır (Şekil 2.5).



Şekil 2.4 Yarım sinüs eğrisine ait ardışık örnekler arasındaki değişim grafiği

Bu iğne darbeleri engellemek üzere IGBT lerin kollektör ve emetör arasına RDC bastırma devresi bağlanmıştır. D-Sınıfı kuvvetlendirici çıkışında kullanılan alçak geçiren LC filtrenin sönümlü titreşimler üretmesinin önüne geçmek üzere Şekil 2.6'da gösterildiği üzere filtre girişine seri bir R direnci (4,7 Ohm / 50W) bağlanmıştır.



Şekil 2.5 Orjinal kam eğrisine ait ardışık örnekler arasındaki değişim grafiği

2.6. Gömülü Yazılım ve Sistemde Yapılan İyileştirmeler

İlk kurguda enkoder referans girişi üst ölü noktaya göre en erken açılan test setine referans olarak düşünülmüştür. Piezo ön gerilme değeri, dinamik çalışma karakteristikten kaynaklanan ve sistemin motor bloğuna monte edilmeden önce gözlenlenemeyen silindir içerisindeki pistonların oluşturduğu karşıt kuvvetler nedeniyle farklı devirlerdeki gecikme ve açık kalma sürelerinde Uygulanan gerilim ile supap hareketinde farklılıklar oluşmuştur. Özellikle açık kalma sürelerinin bahsedilen harici parametrelere bağımlı değişimi, test için gerekli hareket grafiği örneklerini içeren veri tablolarıyla çalışılamayacağını göstermiştir.

Bu durumda gömülü yazılım ve sistemde değişikliğe gidilerek osilaskopta gözlemleme amaçlı harici bir üst ölü nokta (ÜÖN) sensörü ilave edilmiştir. Test işaretlerine göre dar aralıklarla değişen farklı açık kalma sürelerine ait sinüs fonksiyonu tabanlı yeni veri setleri oluşturulmuştur. Yapılacak deneylerde veri seti en geniş açık kalma süresine sahip hareket başta olacak şekilde sıralanmıştır. Böylece ilgili her devir için uygulanan gerilime göre oluşan supap hareketinin

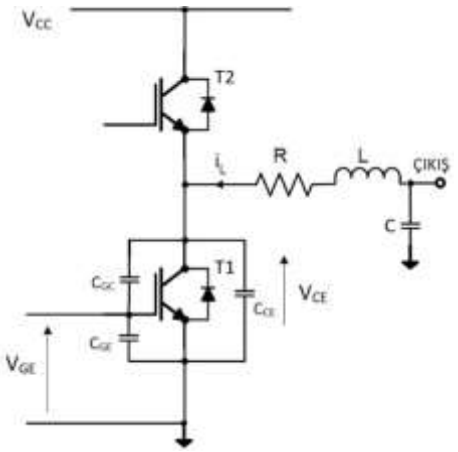
başlangıç ve açık kalma süreleri parametre alınarak açık kalma süresine göre eğri seçimi ve başlangıç açışına göre öteleme yapılarak yapılacak testin sübap hareketi grafiğiyle eşleşmesi sağlanabilmiştir.

2.7. Kendiliğinden İletime Geçme Problemi (Self turn-on phenomena)

IGBT yarım köprü güç katının besleme gerilimi arttırıldığında üstteki IGBT iletime geçirildiğinde alttaki IGBT'nin kendiliğinden iletime geçmesi problem ortaya çıkmaktadır. Şekil 2.6'da görüldüğü gibi alt taraftaki T1 IGBT transistoru üstteki T2 transistorun iletime geçmesi anında CGC Miller kapasitesi ve CGE kapı-emetör kapasitesi ile bölünen gerilimin kapı eşik gerilimi seviyesini aşması sonucunda T1 transistoru de istenmeyen şekilde iletime geçer. T2-T1 yarım köprüsü üzerinden aşırı akım akmasına neden olur. Bu olaya kendiliğinden iletime geçme (veya Miller shoot-through; Miller atışı) adı verilmektedir.

Masa üstü denemelerde 400 V besleme gerilimi üstüne çıkıldığında benzer problemle karşılaşılmış ve güç çıkış katına ait IGBT'lerin her ikisinin birden iletime geçmesi sonucu devreden aşırı akım akması transistörlerin patlayarak bozulmasına neden olmuştur. Bu olayın nedenleri araştırıldığında aşağıdaki olgularla karşılaşılmıştır. Kullanılan IGBT elemanları, oluşabilecek yanma ve bozulma ihtimalleri dolayısı ile piyasadan hemen temin edilebilen, istenilen gerilim, akım, iletime ve kesime geçme süreleri en uygun olan Fairchild firmasının FGA25N120 ürünü seçilmiştir. Bu IGBT veri sayfalarından alınan VGE(th) kapı eşik gerilimi Cies ve Cres giriş ve geribesleme eşdeğer kapasiteleri üzerinden yapılan hesaplamalar, kapı devresinde paralel bağlı 3700 pF değerinde ek bir kondansatörün de bulunduğu göz önüne alındığında, yarım köprü devresindeki IGBT'lerin 350 V dan sonra kendiliğinden iletime geçebileceğini göstermiştir. Bu problemin çözümü için IGBT üreten firmaların uygulama notlarında belirtilen ve akademik araştırma makalelerinde söz edilen yöntemler taranmış ve simülasyon ile test edilmiştir.

Bu yöntemlerin birincisi kapı devresine paralel kondansatör bağlayarak giriş kapasitesini arttırmak ve Miller bölünme etkisini yani CGE/(CGE + CGC) değerini azaltmaktır. Eklenen kapasite değeri bölen parantezi içine ilave olmaktadır. İkinci yöntem kapı ve emetör uçlarını, IGBT kılıfına en yakın noktaya yerleştirilecek bir mosfet ile kısa devre ederek kesim durumundaki kapı gerilimini sıfırda tutmayı garantilemektir. Üçüncü yöntem ise IGBT kapı sürücü devresinin besleme geriliminin tek kutuplu besleme yerine çift kutuplu besleme (+/- 15 V) olarak uygulanması ve Miller etkisi ile oluşan kapı geriliminin negatif besleme gerilimi ile aşağıya doğru çekilerek kapı eşik geriliminin altında kalmasını sağlamak suretiyle kendiliğinden iletime geçmesini engellemektir (URL2).



Şekil 2.6 D-sınıfı kuvvetlendirici güç çıkış katı yarım köprü devresi ve çıkış filtresi

Birinci yönteme ilişkin devre simülasyonu göstermiştir ki, kapı devresine paralel kondansatörün ilavesi kapı sürme akımının artmasına neden olmaktadır. İkincil olarak gözlemlenen bir husus ilave edilen kapasite nedeniyle kapı devresinde oluşabilecek parazitik osilasyonlardır ki tepe değerleri kapı eşik gerilimini geçtiğinde yarım köprü üzerinden aşırı akım akmasına sebep olmaktadır. İkinci yöntem uygulanırken kapı-emetör arasını kısa devre edecek mosfetin mümkün olduğu kadar IGBT nin kılıfına en yakın bölgeye monte edilmesi gerekir. Bu durumda bu mosfetin anahtarlama karakteristiği, kapısına uygulanacak işaretin parazitik gerilimlerden uzak olması, iletken yolların endüktansının etkilerinin en azda kalması gibi devre topolojisine bağlı olmaktadır. Ayrıca IGBT kapı devresinin kılıf içinde kalan endüktansı üzerinde CGC geri besleme kapasitesinden Miller etkisi ile akan akımın yükselme eğimi dolayısı ile oluşan gerilimi bu mosfetin kısa devre edemeyeceği göz önünde bulundurulmalıdır. Üçüncü yöntemde IGBT kapı sürücü devresi iki kutuplu gerilim (+/- 15 V) ile beslenmektedir. Bunun anlamı ise kesim durumunda IGBT kapısına emetör referans olmak üzere negatif gerilim uygulanmasıdır. Bu durumda IGBT kılıf yapısı içinde Miller etkisi ve kapı iletkeni endüktansında oluşan gerilimlerin referans noktası -15 V besleme gerilimi olacağından kapı-emetör

gerilimi, kapı eşik gerilimi VGE(th) değerini aşamayacağından IGBT kendiliğinden iletime geçemeyecektir. Yukarıda açıklanan yöntemler ve simülasyonları incelenmiş, üçüncü yöntemin kullanılmasına karar verilmiş ve uygulanmıştır. Bu yöntem uygulanmadan önce 400 VDC besleme gerilimleri civarında yarım köprü güç katı IGBT leri kendiliğinden iletime geçme probleminden dolayı arızalanırken üçüncü yöntem uygulandıktan sonra 620 VDC besleme gerilimi altında herhangi bir problem oluşmamıştır. Tekrarlanan testlerde bu besleme gerilimi değerlerinde çoğunlukla 4-5 mm civarında nadiren 6 mm'ye ulaşan çıkış mili hareketi alınabilmiştir. Böylece ilk defa piezo ile gerçek bir supap sisteminin sürülebileceği görülmüş ve sistemin motor kafasına montajı aşamasına gelinmiştir.

Piezo-Hidrolik modül komplesi motor kafasına monte edildikten sonra 620 VDC besleme geriliminde daha önce kapağa monte edilmeden yapılan deneme testleri tekrarlanmıştır. Kapağa monte edilme öncesi elde edilen değerler mertebesinde çıktılar elde edilebilmiştir. Ancak 4 mm nin üzerindeki değerler istikrarlı bir şekilde elde edilemediğinden, sistem ayarlarının her denemede 4 mm alacak şekilde yapılmasına ve 4 mm nin deneyler boyunca sabit kalkma miktarı değeri olarak kabul edilmesine karar verilmiştir. Keza 620 VDC besleme geriliminde elde edilen 4 mm açma yüksekliği deneylerin yapılabilmesi için yeterli görüldüğünden besleme geriliminin 620 VDC den daha büyük değerlerinin denenmesi daha sonraya bırakılarak motor laboratuvarındaki uygulamalara geçilmesine karar verilmiştir.

3. BULGULAR

Şekil 3.1'de gösterilen laboratuvar deneyleri öncesinde, deneylerde kullanılacak "içten yanmalı motor - elektrik motoru" deney standında (setinde), elektrik motoru fan tarafı miline 1/2 oranında trigger kayış ve dişlileri ile eksantrik milini modelleyen enkoder bağlanmıştır. Bu enkoder elektrik işaret çıkışı diferansiyel olacak şekilde seçilerek elektromanyetik girişimden etkilenmemesi (en az oranda etkilenmesi) sağlanmıştır. Ayrıca içten yanmalı motor mili kaplin tarafına endüktif yaklaşım sensoru bağlanıp mil üzerine delinen bir delikle pozisyonu üst ölü noktada buluşacak şekilde ayarlanıp krank mili üst ölü nokta işareti elde edilmiştir. Bundan sonra içten yanmalı motor üst kapağı sökülüp emme supabına ait manivela (külbütör) ve itici tij sökülüp dışarı alınmış ve piezo eyleyici tahrikli hidrolik büyütücü sistemi kapağın olduğu yere, büyütücü çıkışındaki itici çubuk emme supabı üzerine gelecek şekilde monte edilmiştir.



Şekil 3.1 Deney düzeneği komplesi (Motor kontrol paneli sol altta)

Piezo eyleyici- büyütücü sistemi çıkış milinin hareket mesafesi, buna dik bağlı çubuğu gören lazer mesafe okuyucu tarafından 0,01 mm çözünürlükle okunmaktadır. Deneyler öncesinde ön yükleme ve sistemdeki boşlukları almak amacıyla piezo üzerindeki cıvata gevşek duruma getirildikten sonra lazer okuyucu sıfırlanacak ve ön yükleme cıvatası dikkatlice sıkılırken lazer okuyucu ekranı gözlenecektir. Ekrandaki değişme 0,05 mm civarına kadar yükseldiğinde sistemdeki boşlukların alınmış olur. Deneylere başlamadan önce yapılan bu ayar statik boşluk alma ayarıdır.

Deneyler esnasında deney standı elektrik motoruna motor sürücü panosundan enerji verilerek bilgisayar ekranına girilen devir sayısına belli sürede hızlanarak gelmesi temin edilmektedir. Böylece elektrik motoruna akuple içten yanmalı motor soğuk olarak istenilen devirde çalıştırılmış olur. Motor tahrik edilirken krank milindeki oyuğa bakan endüktif yaklaşım şalterinden üst ölü nokta (ÜÖN) işareti alınıp diğer işaretlerle senkronize şekilde izlenmek üzere 4 kanallı osiloskop girişlerinden birine uygulanmaktadır. Elektrik motorunun kuyruğuna bağlı trigger kayış ile 1/2 oranında tahrik edilen enkoderden sıfır darbesi eksantrik mili referans işareti olarak ve 720° sayma darbeleri A ve B çıkışlarından alınıp elektronik kontrol sistemindeki mikroişlemci işaret girişlerine gönderilmektedir. Bu enkoderin sıfır darbesi osiloskop girişlerinden bir diğerine uygulanır. Lazer mesafe okuyucu analog çıkışı da osiloskop girişlerinden birine

bağlanmıştır. D-Sınıfı kuvvetlendirici filtre çıkışından sonra piezo eyleyiciye uygulanan elektrik işareti aynı zamanda paralel olarak (kuvvetlendirici çıkışının sadece kapasitif yüklenmesini engelleyip rezistif yüklenmesini de sağlamak amacıyla) seri bağlı beş adet 40 W gücündeki enkandesan lambaların enerji almasını sağlamaktadır. Çıkış geriliminin 1/5'i seri bağlı lambalardan en alttaki üzerinden alınarak osiloskobun boşta kalan son girişine gönderilir. Böylece deney düzeneği ve elektriksel bağlantıları tamamlanmış olur.

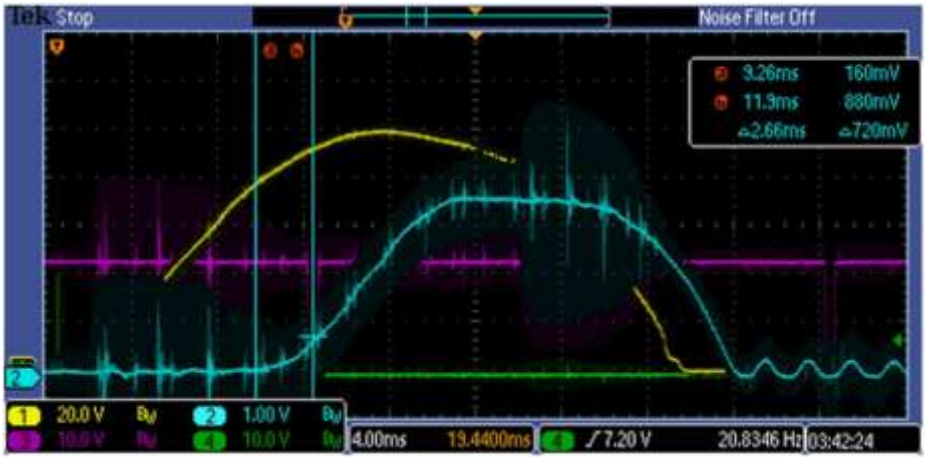
1500 d/d dönüş hızı ile yapılan deneyde öncelikle ön yükleme ayarının dinamik durumda emme supabı açıklığına etkisi incelenmiştir. 2 mm hatveli ön yükleme cıvatasını sıkma yönünde birkaç derece döndürerek dinamik durumda 3,9-4,0 mm civarında bir hareket miktarının elde edildiği lazer mesafe sensorundan gelen analog işaretin osiloskopta değerlendirilmesi sonucunda görülmüştür. Ancak piezo eyleyiciye uygulanan elektriksel işaret (sinüs işaretin sadece pozitif alternansı) ile büyütücü çıkışından alınan hareket miktarına tekabül eden lazer okuyucu analog çıkışının osiloskop üzerindeki görüntüleri incelendiğinde, elektrik işaret ile büyütücü mekanik çıkışı arasında önemli miktarda açısal bir faz farkı olduğu ve bunun ön yükleme kuvveti ile hissedilir miktarda değiştiği gözlenmiştir. Ön yükleme kuvveti arttırıldığında aradaki açısal fark azalmaktadır (Şekil 3.2).

Şekil 3.2'de görüldüğü üzere büyütücü çıkışına ait deplasman eğrisinin (mavi) piezo eyleyiciye uygulanan elektriksel işaretten farklı olarak trapezoidal olduğu gözlenmiş, bunun açıklaması olarak belli bir deplasmandan sonra kuvvetler dengesinin sağlandığı noktada mekanik hareket imkanının kalmadığı düşünülmüştür. Bu sınırlı yük uygulamasının nedeninin 1000 V gerilimde 100 µm genlik ifade eden sarı eğriye karşılık, uygulanabilen gerilimin 620 V olması muhtemeldir.

Piezo eyleyici sürücü ünitesinde çıkış işaretine ait tablolar eksantrik enkoderinden gelen referans işareti ile mikroişlemci tarafından okunmaya başlar. Bu durumda elektriksel çıkış işaretini sola kaydırabilmek için referans işareti daha da solda olmalıdır. Elektrik-mekanik arasındaki bu önemli miktardaki açısal fark nedeniyle eksantrik referans işaretinin ÜÖN işaretinden 40°-50° önce olması, istenen emme supap açık kalma süresini (açısını) sağlayamadığından, eksantrik referans işareti (enkoder sıfır darbesi) ÜÖN işaretinden 175° öncesinde gelecek şekilde enkoder açısal pozisyonu değiştirilmiştir. 1500 ve 2000 d/d devir sayılarında motorun soğuk haldeki volumetrik verim deneyleri bu eksantrik referans değeriyle yapılabilmiş olmasına karşın 2500-3000 d/d devir sayılarındaki soğuk deneyleri aynı eksantrik referans değeriyle (175°) gerçekleştirmek mümkün olmamıştır. Bu nedenle deneyler yüksek devir sayılarında yapılmaya başlandığında eksantrik referans değerini 225° civarına getirmek gerekmiştir. 2500 d/dak'da bu değerle elde edilebilen elektriksel ve gerçekleşen sinyallerin osiloskop görüntüleri Şekil 3.3'de verilmiştir.



Şekil 3.2 1500 d/dk piezo eyleyiciye uygulanan elektrik işaret (sarı), ÜÖN işareti (mor), eksantrik referansı (yeşil) ve büyütücü çıkış deplasmanı (mavi)



Şekil 3.3 2500 d/dk elektriksel (sarı) ve mekanik deplasman (mavi) arasındaki açısal gecikmenin artışı görülmektedir

4. TARTIŞMA

Bu alt başlık altında elde edilen değerlerin motor tekniği ve performansı açısından ne derece gerçekçi olduğu mevcut sistem özellikleri ve parametrik kısıtlar da göz önünde bulundurularak değerlendirilecektir. Öncelikle;

- yanmanın olmadığı soğuk şartlarda çalışıldığını,
- gerilimin kullanılan piezonun hedeflenen çalışma değeri olan 1000 V'a çıkarılamadığını, 620 V civarında kalındığını
- dolayısıyla orijinal emme supabı kalkma değeri olan 7,6 mm'ye çıkılamadığı, 4,0 mm civarı değerler elde edilebildiğini
- makine dinamiği bakımından sistem karakterizasyonunun yapılmadığı bir tasarımla çalışıldığından özellikle 3000 devir seviyelerine gelindiğinde klasik gömülü değerlerle istenen açma kapama açılarının tutturulmasının çok zor olduğunu bir durum özeti olarak tekrar sunmakta fayda vardır.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada ortaya çıkan problemler ve bunların deney sonuçlarını en düşük seviyede etkilemesi için alınan tedbirlerden bahsedilmiştir. Çalışmanın en başından en sonuna problemler sıralanıp bunlarla ilgili yapılanlar ve proje raporunun sunulmasından sonra yapılması planlanan çalışmalar özetlenmiştir.

Çözülmesi gereken en önemli problemlerden birisi de çalışma devrini artırmaktır. Projenin iddiası piezoların yüksek frekans özelliğini kullanmak dolayısıyla çok yüksek motor devirlerinde bile motoru supap zamanlamasını gecikmesiz değiştirebilmektir. Piezonun frekansı (rezonans frekansı 7 kHz) çok yüksek bir frekanstır. Ancak deneylerin tek silindirli bir motorda yapılması maliyetler açısından zorunludur, fakat 7200 d/dak gibi hedef aldığımız yüksek devirde çalışabilecek tek silindirli ve bizim amacımıza uygun yapısal modifikasyonlar uygulanabilecek tek silindirli bir motor bulunabileceği de düşünülmemiştir. Dolayısıyla diğer hiçbir yapısal problemimiz olmasa da bu motorla çıkılabilecek devir maksimum 4000 d/dak civarıdır (max. güç. devri 3600 d/dak). Kaldı ki ürettiğimiz hidromekanik modülün sistem ataleti çok yüksek olmuştur ve bu devirlere de çıkılamamıştır. Frekanslardan bahsederken 4 zamanlı motorda supap tahriki için gerekli frekansın motor devrinin yarısına karşılık gelen bir frekans olacağını unutmamak gerekir. Kullanılan piezoya yük altında olmaksızın 100 Hz uygulanmıştır. Bu 200 Hz lik bir çalışma frekansı yani yüksüz 12000 d/dak'yı kaldırabilecek bir frekanstır. Ancak kritik frekans eşiğini piezonun rezonans frekansı değil, hareketli sistemin tümünün rezonans frekansı üzerinden değerlendirmek gerekir. İşte bu anlamda proje bitiminden sonra yapılacak iyileştirmelerden birisi önce sistem kütlelerini mekanik dayanımdan taviz vermeksizin olabildiğince azaltmak, sonra da sistemin dinamik bir modelini yaparak rezonans frekansını belirlemektir. Böylece sistemin bütünü ile çıkabileceğimiz en yüksek motor devri konusunda bilgi sahibi olunabilecektir.

Projenin deneysel kurgusunda açı değişikliklerinin motor durdurulmadan yapılması öngörülmüştür. Ancak motor deneyleri sırasında supap açılarını değiştirip uygulanacak yeni kalkma eğrisini yüklediğimizde, elektromekanik uyumluluğun kaybolduğu görülmüştür. Yani bu değişim, ilk değerlerle çalışan önceki çevrimden yeni değerlerle çalışacak olan sonraki çevrime yetişememektedir. Bu uyumsuzluk kendini osiloskop ekranında supap kalkma eğrisinde

anormal bir faz kayması şeklinde göstermektedir. Bunu değişim sinyalinin motor hızına yetişememesi gibi esasında çözümü çok da zor olmayan bir problemden kaynaklandığı değerlendirilmiştir. Ancak diğer problemlerde olduğu gibi zaman mülahazalarıyla çözüm için zaman harcanmamasına ve motorun durdurulup tekrar çalıştırılması arasında değişikliğin yapılmasına karar verilmiş ve deneylere bu şekilde devam edilmiştir. Gerçek bir "sürekli değişken supap zamanlamasından" bahsedebilmek için çalışma esnasında bu geçişin rahatlıkla yapılabilmesi gerekir. Devam edecek olan çalışmalarımızda çözülmesi gereken problemlerden biri de budur.

Yukarıdaki 3., 5. ve 6. Problemlerin hepsinin (hatta kısmen 4. Maddedeki de) dinamik problemler olduğu ve büyük ölçüde gereksiz derecede hantal imal edilmiş hidrolik modül hareketli bileşenlerinde kaynaklandığı söylenebilir. Onun için piezoyu takip eden metal hareketli parçaların kütleleri en aza indirilmeden sistemin ulaşabileceği dinamik sınırları (sistemsel kısıtlarını) belirlemek mümkün değildir. Dolayısıyla bu konu özellikle halledilecek konu olarak öne çıkmaktadır.

TEŞEKKÜR

Bu bildiriye esas olan çalışmaları 216M241 nolu 1003 projesi kapsamında desteklediği için TÜBİTAK'a teşekkürlerimizi arz ederiz.

KAYNAKLAR

[1] Duan, X.B., Fu, J.Q., Zhang, Z.Z., Liu, J.P., Zhao, D., Zhu, G.H. (2017) "Experimental study on the Energy Flow of a Gasoline-Powered Vehicle Under the NEDC of Cold Starting", Appl. Therm. Eng., 115, pp. 1171-1186.

[2] Fu, J.Q., Liu, J.P., Yang, Y.P., Ren, C.Q., Zhu, G.H. (2013) "A New Approach for Exhaust Energy Recovery of Internal Combustion Engine: Steam Turbocharging", Appl. Therm. Eng., 52, pp. 150-159.

[3] Hong, H., Parvate-Patil, G.B., Gordon, B. (2004) "Review and analysis of variable valve timing strategies-eight ways to approach", Proc. Inst. Mech. Eng. Part D: J. Automob. Eng., 218, pp. 1179-1200.

[4] Yoshita, M., Watanabe, A., Uda, H., Kawamura, H., Yoshioka, M., Adachi, M. (1996) "A Newly Devoloped Intelligent Variable Valve Timing System – Continuosly Controlled Cam Phasing as Applied to a New 3 liter Inline 6 Engine", SAE Paper, 960579, pp. 1-5.

[5] Melcher, T. (2001) "The Valvetronic System of Bmw 3 Series Compact Engine", BMW AG, pp.15-17.

[6] Sürmen, A., Karamangil, M.İ, Avcı, A., Dirim, B., Işıklı, F., Tekin, M., Türköz, N. (2019) "Sürekli Değişken Supap Zamanlaması İçin Piezo Tahrikli Bir Supap Mekanizması Tasarımı", 22. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 11-14 Eylül 2019, Kocaeli, pp. 609-617.

[7] Rudolf B., Wilhelm P., Walter S., Electro-Hydraulıc Valve Control System For Internal Combustıon Engıne Walves, United States Patent, No: 4466390, dated 21.08.1984.

[8] Clifford E. C., Glen F. F., Richard H. H., Ronald D. S., L. Glenn W., Piezoelectric Valve System, United States Patent, No: US 6,655,654 B1, dated 12. 2, 2003.

[9] Gatecliff, George W., Brower, Daid R., Rado, Gordon E., Novak, Keith A., Piezoelectric Valve Actuation,European Patent Office, No: EP 1 375 846 A1 dated 02.01.2004.

[10] Joshua M. D., Camless Engıne Hydraulıc Valve Actuated System, United States Patent Application Publication, No: US 2006/0150935 A1 dated 13.07.2006.

[11] Brader, J.S., Rocheleau, D.N., 2004, "Development Of A Piezo Electrically-Controlled Hydraulic Actuator for a Camless Engine," Journal of Automotive Engineering, IMechE, vol. 218, pp. 817-822

[12] Anmelder, G., 2014, "Piezo-Hydraulic Actuator for Controlling Gas Shuttle Valve by Combustion Engines, Has Print Medium In Pressure Chamber to Exert Force on Piston by Principle of Hydraulic Transformation, so that Valve Disk Is Displaced over Valve Stem", DE102012022295A1, German Patent.

[13] URL 1: http://www.google.com/patents/CN103953415A?cl=en, 2014

[14] Dirim, B., Sürmen, A., Karamangil, M.İ, Avcı, A., Işıklı, F., Tekin, M., Türköz, N. (2019) "Electronic Driver Design of a Piezo-Actuated Valve Mechanism for Continuously Variable Valve Timing", 11th International Conference on Electrical and Electronics Engineering, 28-30 November 2019, Bursa, pp. 276-280.

[15] URL2: Avago Application note 5314. AV02-0072EN (broadcom.com), 04.06.2021.

AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF VARIOUS SOLID LUBRICANTS ON THE TRIBOLOGICAL PERFORMANCE OF BRAKE PADS

Neslihan Sarialtin[1,2], Recep Onler[1,3]

[1] Gebze Technical University, Department of Mechanical Engineering, Kocaeli, Turkey
[2] Eren Brake Lining INC. Izmir, Turkey
[3] Correponding Author: Recep Onler, ronler@gtu.edu.tr

ABSTRACT

Brake Pads consist of several different ingredients including fibers, abrasives, solid lubricants, fillers, and binders to satisfy various functionalities. The selection of these ingredients is critical to obtain multiple properties that require throughout the usage of the brake pad simultaneously. Among these ingredients, solid lubricants provide a smooth sliding without compromising friction coefficient and can help to build a strong tribofilm on the interface to enhance the tribological performance of the brake systems. This study experimentally investigates the performance of six different combinations of graphite, metal sulfurs, and metal fluorides as solid lubricants in brake systems. The properties of the used solid lubricants were first characterized using scanning electron microscopy, thermogravimetric analysis, X-ray diffraction, and particle size distribution analysis. Tribological properties of brake systems containing 15% solid lubricants in total were investigated via the Krauss test, and friction properties and wear rates were evaluated.

Keywords: brake pads, solid lubricants, coefficient of friction, wear rate.

1. INTRODUCTION

Brake pads consist of complex composite systems to be able to provide consistent friction and wear performance under varying working conditions throughout their lifetime (Jang and Kim, 2000). This composite system includes fillers, reinforcing fibers, abrasives, binders, and solid lubricants. The ratio and type of the individual components are mostly determined based on experience or trial-error approaches. Considering a large number of alternative materials choices, the performance of brake systems can be enhanced by improving the composition of individual components (Martinez and Echeberria 2016).

One of the critical components of brake pads is solid lubricants. These lubricant materials are solid at working temperatures and can provide better thermal ranges compared to liquid lubricants. Solid lubricants are commonly employed in brake pads to reduce wear rates by generating a tribofilm on the surface between the brake pad and disk, reducing brake-induced vibrations by providing smooth sliding, and regulating the coefficient of friction (Kim continued, 2007; Österle and Dmitriev 2016). Depending on their thermal and tribological properties, graphite, metal sulfides, and metal fluorides are commonly used solid lubricant materials in brake systems (Kalel continued, 2020; Pérez and Echeberria 2019; Allam 1991; Antonyraj and Singaravelu 2019). During usage, the friction converts kinetic energy into thermal energy thus, high temperatures are experienced. The experienced high temperatures cause the oxidation of solid lubricants and a thin tribofilm is obtained. This tribofilm enhances the wear performance of the brake pad by protecting the inner body. Depending on the solid lubricant composition, the quality of this tribofilm can be improved (Gudmand-Høyer continued, 1999).

Various studies have focused on the performance of solid lubricant systems in the brake pads. For instance, Jang and Kim investigated the effect of antimony trisulfide and zirconium silicate and showed that antimony trisulfide stabilizes the coefficient of friction and, zirconium silicate improves fade performance (Jang and Kim, 2000). Cho et al. investigated the effect of three different solid lubricants (graphite, antimony trisulfide, and molybdenum disulfide) on a brake dynamometer and showed that antimony trisulfide had superior friction stability and fade performance compared to other investigated materials (Cho continued, 2006). Ram-Prabhu compared 3 different solid lubricants and concluded that molybdenum disulfate showed a better tribological performance than graphite and hexagonal boron nitride (Prabhu, 2015). Kim et al. investigated various combinations of graphite and antimony trisulfide and concluded that the best performance can be obtained when the brake pad includes has 6% graphite and 3% antimony trisulfide (Kim continued, 2007). Vijay et al. compared premixed tin disulfide + iron disulfide with antimony trisulfide and claimed that premixed

sulfides showed better performance in terms of friction and wear properties under chase tests (Vijay continued, 2021). The above studies and many others identified that the choice of solid lubricants strongly affects the performance of brake pads, and the coexistence of different solid lubricants improves the performance of brake systems. Although many studies have focused on a mixture of solid lubricants in the brake pads, numerous uninvestigated solid lubricant combinations may provide better tribological performance.

This study provides a comparative experimental analysis of six different brake pads containing varying combinations of graphite, antimony trisulfide, zinc sulfide, molybdenum disulfide, and calcium fluoride. First, solid lubricant powders were characterized using scanning electron microscopy, thermogravimetric analysis, X-ray diffraction, and particle size distribution analysis. Then, solid lubricant mixtures were combined with identical brake pad combinations with an 85% weight rate, and brake pads with six different combinations were fabricated from the mixtures. The tribological performance of the prepared brake pads was evaluated using the Krauss test.

2. MATERIALS AND METHODS

2.1. Materials

The base combination of the brake pads used in the study is manufactured following the recipe of the heavy-commercial vehicle brake pads, property of Eren Brake Lining INC. These pads are produced from asbestos-free and copper-free fillers, reinforcing fibers, abrasives, and binders. First, the base components of the brake pad were mixed with a high-speed mechanical mixer (MTI) with 750 rpm. 85 w% base materials and 15 w% solid lubricants were measured with a precision scale and mixed with a lab-scale mechanical mixer (Eirich EL1) with 1000 rpm. The particle size distribution of used solid lubricants was measured using a particle size analyzer (Mastersizer 3000, Malvern). The average diameters of the used solid lubricants and their amount in the prepared samples are listed in Table 1. Briefly, all the samples contain 5 weight% graphite, and two solid lubricants with 5% in total pad mass were added to the base combination. After ensuring homogeneous distribution, the samples were pressed at 165°C with 300 kgf/cm2 using a hot press for 300 seconds. To ensure complete bonding of individual components, the pressed samples were sintered in an oven at 165°C for 8 hours. The obtained sample size was about 85 ×52 ×13 mm. To obtain uniform thickness, the sintered samples were grounded after sintering.

Table 1. Weight percentages of the solid lubricants in the produced samples

Sample ID	Graphite **(w.%)**	**Sb_2S_3 (w.%)**	**ZnS (w.%)**	**MoS_2 (w.%)**	**CaF_2 (w.%)**
D_{50} (μm)	453	10.3	7.07	11.5	43.3
S1	5	0	0	5	5
S2	5	0	5	0	5
S3	5	0	5	5	0
S4	5	5	0	0	5
S5	5	5	0	5	0
S6	5	5	5	0	0

Bulk density of the overall mixture was determined before pressing following ASTM D1895, Ash content was determined as described in ASTM D3171, Acetone extraction was utilized based on ASTM D494 and moisture ratio was obtained using ASTM D3171. After sintering, Rockwell hardness (HRR) of samples was obtained per SAE J2654, Compressibility was determined based on ISO 6310, and density of samples was determined following ISO 15484 standards. The obtained results are listed in Table 2.

Table 2. Physical, chemical, and mechanical properties of the brake materials evaluated before pressing and after sintering

Sample ID	**Bulk Density (g/cm^3)**	**Ash**	**Acetone**	**Moisture (X%**	**Hardness, HRR**	**Compressibility (%)**	**Density (g/cm^3)**
S1	0.9	94	5	1.23	98.28	0.42	3.22
S2	0.85	94	5	0.59	100.35	0.32	3.,21
S3	0.85	92	5	0.53	98.3	0.4	3.29
S4	0.84	94	5	0.52	97.24	0.53	3.19
S5	0.82	89	6	0.65	98.86	0.44	3.3
S6	0.84	92	6	0.74	102.25	0.54	3.27

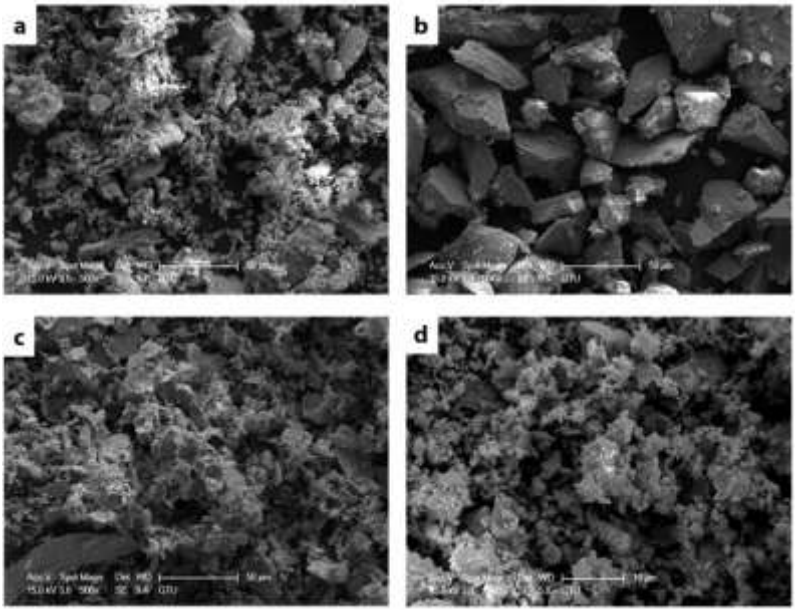


Figure 1. Scanning Electron Microscopy of used (a): Sb_2S_3, (b) CaF_2 and (c) MoS_2 and (d) ZnS

Figure 1 shows the Scanning electron microscopy images of three of the solid lubricants used in the study. Except for CaF_2, the used solid lubricants are in the small flake forms whereas the CaF_2 was seen to be in angular form. TGA analysis of the samples was consistent with the literature, and only the TGA result of Sb_2S_3 is given in Figure 1.d as an example.

Table 3. The applied Krauss test conditions are based on ECE R90 regulation.

Test schedule with constant torque					Test schedule with constant pressure				
# of cycle	**# of brake applications**	**Initial brake rotor temperature**	**Max. brake rotor temperature**	**Forced cooling**	**# of cycle**	**# of brake applications**	**Initial brake rotor temperature**	**Max. brake rotor temperature**	**Forced cooling**
1	5	≤60	300-350	No	1	5	100	300-350	yes
2	5	100	300-350	No	2	5	increasing≤200	300-350	no
3	5	100	300-350	No	3	5	200	300-350	no
4	5	100	300-350	No	4	5	increasing≤300	300-350	no
5	10	100	500-600	No	5	5	300	500-600	no
6	5	100	300-350	No	6	3	250	300-350	yes
7	5	100	300-350	No	7	3	200	300-350	yes
8	5	100	300-350	No	8	3	150	300-350	yes
9	5	100	300-350	No	9	10	100	300-350	yes
10	10	100	500-600	No	10	5	increasing≤300	500-600	no
11	5	100	300-350	No	11	5	300	300-350	no
12	5	100	300-350	No					
13	5	100	300-350	No					
14	5	≤60	300-350	No					

2.2. Experimental Conditions

The manufactured samples were tested under a constant interval type drag test Krauss friction tester following ECE R R90 regulation Annex 9 2.2.2.2 and 3.2.2 under constant velocity. Among these two regulations, Annex 9 2.2.2.2 is to for light-weight vehicles whereas Annex 9 3.2.2 is for heavy weight vehicles. 2 brake pads were simultaneously attached to the experimental setup which includes a gray cast-iron disc with 277 mm outer diameter. The disc and samples were burnished until stable friction was obtained. The samples were then exposed to the test schedule determined based on ECE R90. First, the friction and wear performance of brake systems were analyzed under constant torque for 14 cycles, and their responses were recorded with a data acquisition system. Following the constant torque tests, the performance of a new set of brake pads under constant pressure was evaluated. The detailed experimental schedules under both constant torque and constant pressure conditions are given in table 3. In each cycle, the brake was activated for 5 seconds, and the following brake application was applied 10 seconds apart. The initial velocity before the brake applications was 650 rpm. The temperature values during the experiments were measured using a

thermocouple mounted nearby the interface, the wear loss was measured by weighting the pads before and after experiments. Similarly, the initial and final thicknesses of the samples were recorded. The collected temperature, coefficient of friction, pressure, torque, and wear values were used for further analyses.

3. RESULTS AND DISCUSSIONS

Figure 2 shows the experimental results for all the six samples listed in Table 1. To elaborate, Figure 2.a and 2.b show the change in friction coefficients and temperatures with applied brakes during the fade test under constant torque, and figure 2.c and 2.d shows the behavior of coefficient of friction and disk temperatures with applied brakes under constant pressure. Both figures include temperature and coefficient of friction behavior of samples after the burnishing period. In constant torque tests (Figure 2.a, and 2.b), the highest coefficient of frictions was observed in sample 4 and sample 5. On the other hand, sample 2 and 6 showed the lowest coefficient of friction, and the lowest variation of coefficient of friction (the best fade performance) under the investigated conditions was observed in sample 2. The observed temperature profiles for the fade test were quite similar for the investigated materials. For the tests under constant pressure (Figure 2.c and 2.d), the highest operation coefficient of friction was obtained from sample 4. For both cases, the lowest friction coefficient was observed in sample 6. It should be noted that the results for sample 3 in constant pressure experiment showed different temperature behavior, (Figure 2.d) and it was excluded from the further comparisons.

Further characterization of the relationship between pressure, applied torque, temperature, and coefficient of friction were analyzed for sample 1 and sample 2. Figure 3 shows how the coefficient of friction varies under the investigated conditions and the coefficient of friction increases with increasing torque, where is it proportionally decreases with increasing pressure. Thus, the relationship between the coefficient of friction and pressure is consistent with the literature (e.g., Gil continued, 2016; Ma, de Rooij, and Schipper 2010).

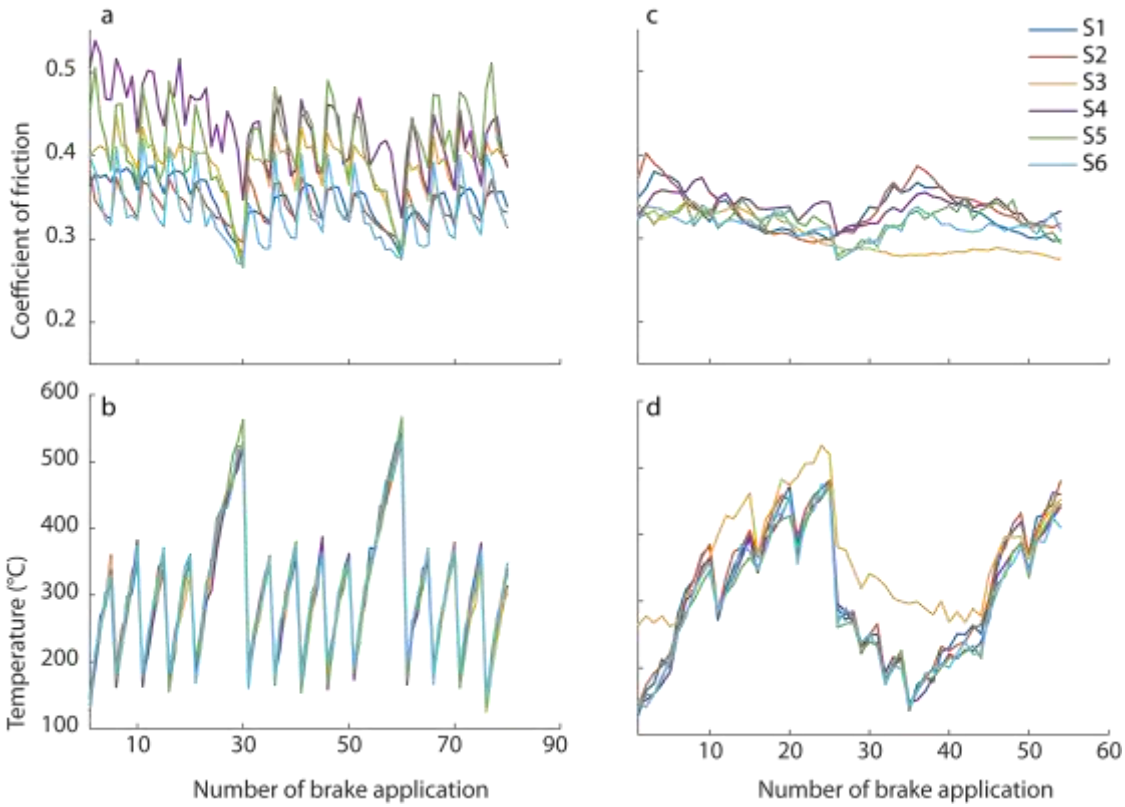


Figure 2. Krauss test results for all the samples: (a) The coefficient of friction with respect to brake application, (b) disc temperature versus brake application under constant torque, (c) the coefficient of friction with respect to brake application, (d) disc temperature versus brake application under constant pressure

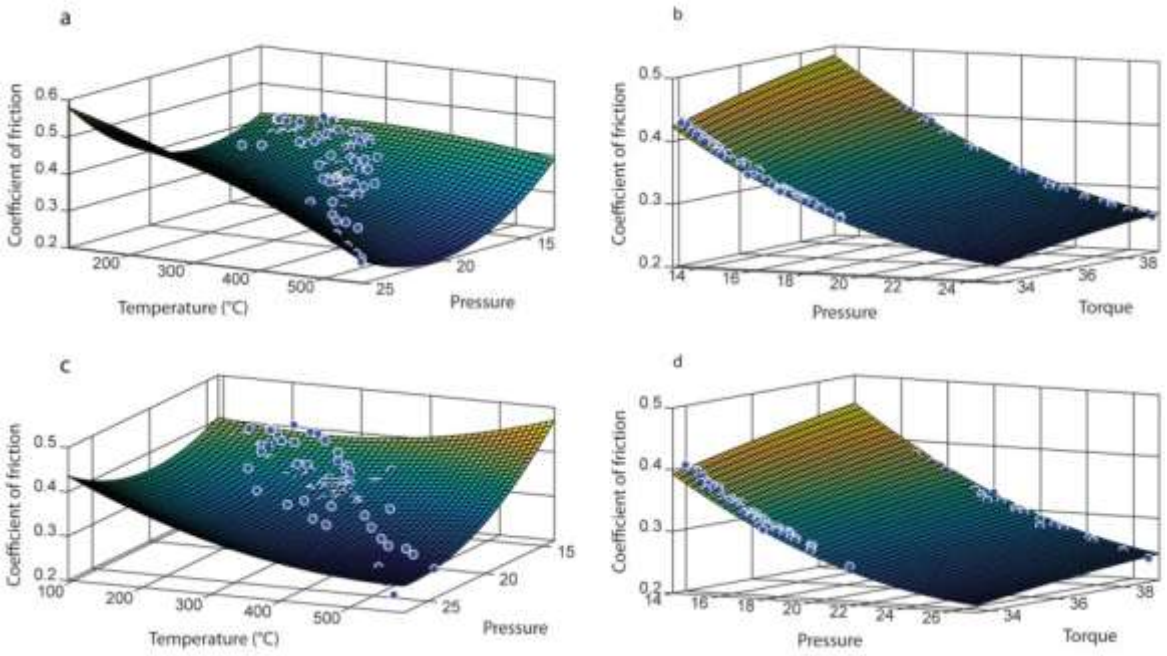


Figure 3. The behavior of friction coefficient in sample 1 as a function of (a) temperature and pressure, (b) as a function of pressure and torque; in sample 2 (c) as a function of temperature and pressure, and (d) as a function of pressure and torque, respectively. (A second-order polynomial fitting is used.)

The fade characteristics of the samples were further analyzed. To this end, the performance of the samples under constant torque case was investigated and the cycle 5 and 10 listed in Table 3 resulted in a considerable amount of temperature increase. The change in the coefficient of friction and the temperatures in these zones are given in figure 4. The lowest experienced coefficient of friction variation was observed in sample 2, while sample 5 showed the highest variation in coefficient of friction. Antimonium trisulfide-containing samples (S4, S5, S6) showed an irregular relationship between temperature and coefficient of friction. This was probably due to the strong oxide thin tribofilm formation in these materials. Sample 4 interestingly showed stable friction coefficients until 450 °C, after this temperature level, it showed a rapid decrease in the coefficient of friction indicating the loss of stability of tribofilm after these temperature ranges.

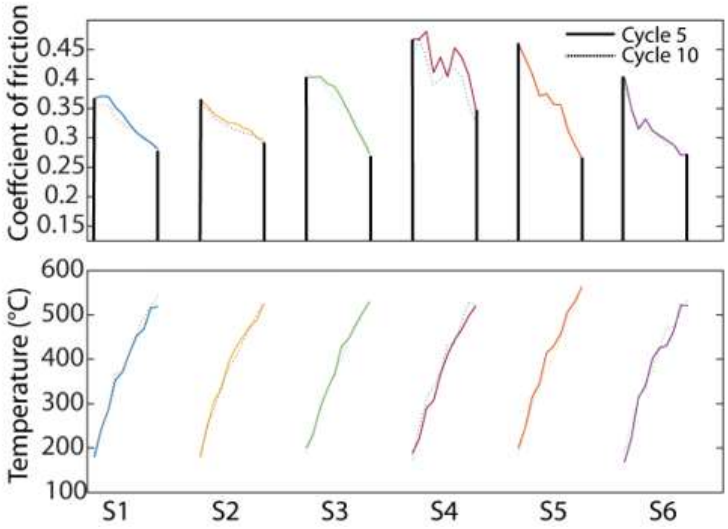


Figure 4. Fade performance of the samples for cycles 5 and 10 in table 3 under constant torque.

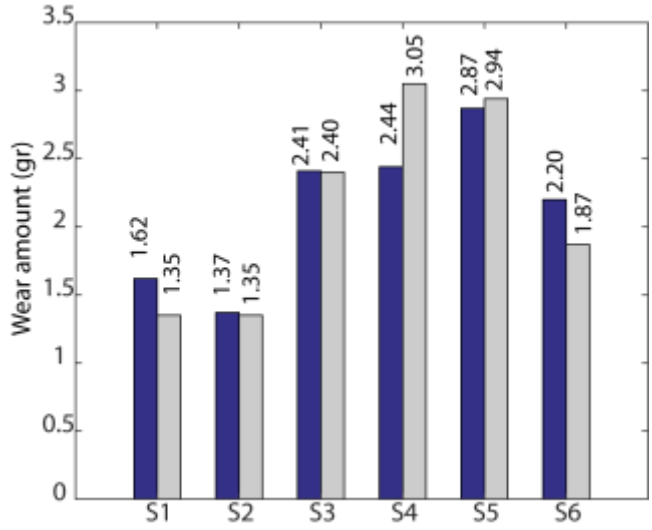


Figure 5. The amount of wear loss of the samples during the constant pressure Krauss tests

In addition to the friction coefficient, the total material loss due to wear during the Krauss test was calculated by measuring the initial and final mass of the brake pads. Figure 5 shows the amount of wear during the constant pressure test. The lowest wear was observed in sample 2 followed by sample 1. Both these samples include zinc sulfide in their ingredients.

Taking together, the combination of graphite, zinc sulfide, and calcium fluoride provided the lowest amount of wear and highest stability with increasing temperatures. Overall, the study showed that the combination of different solid lubricants significantly affects the performance of brake pads.

4. CONCLUSIONS AND RECOMMENDATIONS

In this study, we investigated the combined effect of four different solid lubricants (antimony trisulfide, zinc sulfide, molybdenum disulfide, and calcium fluoride) on the performance of brake pads. To this end, six different samples containing 5w% graphite and two different solid lubricants with 5% from each were fabricated with the same remaining composition and under the same manufacturing conditions. Their tribological performance was evaluated using a Krauss test following the experimental plan suggested by ECE R90 regulation. The coefficient of friction, disc temperatures, and wear rates were further analyzed. The following conclusions were drawn based on the experimental findings.

- The choice of solid lubricants plays an important role in obtaining favorable tribological properties in designing brake pads.
- Among the investigated combinations, sample 2 which includes 5w% graphite, 5w% zinc sulfide, and 5w% calcium fluoride as solid lubricants showed the best performance in terms of wear rate and stability with an average 0.372 operation coefficient of friction.
- Sample 4 was found to be producing the highest coefficient of friction for both the experimental cases, followed by sample 5 under constant torque and sample 3 under constant pressure.

ACKNOWLEDGEMENTS

We gratefully acknowledge the support of the Eren Brake Lining INC. in all aspects of the study. Furthermore, we greatly appreciate Ahmet Nazim and Ahmet Senocak of Gebze Technical University for their assistance in obtaining SEM images and Thermogravimetric analysis.

REFERENCES

Allam, I. M. (1991) "Solid Lubricants for Applications at Elevated Temperatures: A Review", Journal of Materials Science, 26 (15): 3977–3984.

Antonyraj, I. Justin, and D. Lenin Singaravelu (2019) "Tribological Characterization of Various Solid Lubricants Based Copper-Free Brake Friction Materials-A Comprehensive Study", Materials Today: Proceedings, 27:2650–2656,

Cho, Min Hyung, Jeong Ju, Seong Jin Kim, and Ho Jang (2006) "Tribological Properties of Solid Lubricants (Graphite, Sb2S3, MoS2) for Automotive Brake Friction Materials", Wear, 260 (7–8), Elsevier, 855–860.

Gil, Imanol, Joseba Mendiguren, Lander Galdos, Endika Mugarra, and Eneko Saenz de Argandoña (2016) "Influence of the Pressure Dependent Coefficient of Friction on Deep Drawing Springback Predictions", Tribology International, 103 (November), Elsevier Ltd, 266–273.

Gudmand-Høyer, Luise, Allan Bach, Georg T. Nielsen, and Per Morgen (1999) "Tribological Properties of Automotive Disc Brakes with Solid Lubricants", Wear, 232 (2): 168–175.

Jang, Ho, and Seong Jin Kim (2000) "The Effects of Antimony Trisulfide (Sb2S3) and Zirconium Silicate (ZrSiO4) in the Automotive Brake Friction Material on Friction Characteristics", Wear, 239 (2), Elsevier Sequoia SA, 229–236.

Kalel, Navnath, Bhaskar Bhatt, Ashish Darpe, and Jayashree Bijwe (2020) "Eco-Friendly Brake-Pads Using Ferritic Stainless-Steel Particles of Varying Sizes: Influence on Performance Properties", SAE Technical Papers, 2020: 1–9.

Kim, Seong Jin, Min Hyung Cho, Keun Hyung Cho, and Ho Jang (2007) "Complementary Effects of Solid Lubricants in the Automotive Brake Lining", Tribology International, 40 (1), Elsevier: 15–20.

Ma, Xiao, Mathijn de Rooij, and Dik Schipper (2010) "A Load Dependent Friction Model for Fully Plastic Contact Conditions", Wear, 269 (11–12), Elsevier: 790–796.

Martinez, Ane Maite, and Jon Echeberria (2016) "Towards a Better Understanding of the Reaction between Metal Powders and the Solid Lubricant Sb2S3 in a Low-Metallic Brake Pad at High Temperature", Wear, 348–349, Elsevier, 27–42.

Österle, Werner, and Andrey I. Dmitriev (2016) "The Role of Solid Lubricants for Brake Friction Materials", Lubricants, 4 (1): 1–22.

Pérez, B., and J. Echeberria (2019)"Influence of Abrasives and Graphite on Processing and Properties of Sintered Metallic Friction Materials", Heliyon 5 (8).

Prabhu, T. Ram (2015) "Effects of Solid Lubricants, Load, and Sliding Speed on the Tribological Behavior of Silica Reinforced Composites Using Design of Experiments", Materials and Design, 77 (July), Elsevier Ltd, 149–160.

R, Vijay, Manoharan S, Nagarajan S, and Lenin Singaravelu D (2021) "Influence of Premixed Dual Metal Sulfides on the Tribological Performance of Copper-Free Brake Friction Materials", Industrial Lubrication and Tribology, 73 (2): 266–274.

A COMPARATIVE STUDY BETWEEN TPE AND EPDM SEALING MATERIALS ON MECHANICAL AND ACOUSTIC CHARACTERISTICS

Murat Can Özden[1], Eylül Ezgi Günindi[2], Orçun Saf [2], Ali Erkin Kutlu [1]

[1] Standard Profil Otomotiv A.Ş., Global R&D Department, Düzce, Turkey
[2] Standard Profil EGE Otomotiv A.Ş., Global R&D Department, Manisa, Turkey

Corresponding Author: Murat Can Özden, mcozden@standardprofil.com

ABSTRACT

Increased pressure on the lightweight requirements in automotive industry force the automotive OEMs and their suppliers to research new methods and materials in the product development cycle. This study focuses on the comparison between Ethylene Propylene Diene Monomer (EPDM) and Thermoplastic elastomers (TPE) on the acoustic performance as both are the most commonly used materials in automotive sealing systems. More specifically, the dynamic and mechanical properties of different test setup were determined experimentally. In these experimental studies, the mechanical properties of the materials were determined with a dynamic mechanical analysis (DMA) test device. From these test outputs, the glass transition temperatures, loss modulus, storage modulus and tan delta values obtained. These data obtained made by temperature scanning. Besides, the acoustic properties were determined experimentally and numerically. In acoustic analysis, the materials first subjected to sound transmission loss performance tests in the 4-microphone impedance tube test setup. The frequency-dependent sound transmission loss values of the materials cut in the same cross-sectional dimensions measured. In the subsequent CAE study, the results of the impedance tube test system, whose materials modeled with MSC Actran software, verified. In these analyzes, the frequency-dependent sound transmission losses of the models obtained and compared with the experimental results for each material. The results from this numerical and experimental investigations show the TPE materials have different acoustic characteristics compared to EPDM materials. The research reveals the relationship between the main design parameters and functional characteristics such as frequency ranges of acoustic performance, sound transmission loss factors, which will play a key role on the design cycle for automotive sealing systems.

Keywords: Sound transmission loss, vehicle sealing profiles, thermoplastic elastomer, vehicle acoustics

1. INTRODUCTION AND MAIN SECTIONS

The expectation of comfort has become an indispensable element in modern life. This requirement is one of the results of the necessity of keeping the quality of human life high in every living environment. Accordingly, the search for comfort in modern transportation vehicles has become an important quality parameter. In order to provide this comfort and quality indicator in vehicles, isolation materials are used in certain areas of the vehicles to isolate the passenger area of the vehicle from outside as much as possible. These areas and materials generally determine the elements to be prevented from entering the passenger area. For example, the type of material to be used as insulation determines the source of heat in the exhaust line, while the sources of noise are determined in the door structure and on the vehicle floor.

Weather-strips are essential parts to control noise levels in the vehicle interior. Elastically properties of the rubber parts are utilized to reduce aeroacoustics noise around the vehicle emitting via an airborne transfer path. Even there not any air leakage through the interior cabin, Sealing systems are required to have a good insulation performance to prevent mid and high-frequency noise ingress. Sealing elements are manufactured from polymer-based raw materials. These are mainly EPDM and TPE materials.

Polymers have high flexibility capabilities thanks to their long polymeric chains. These abilities allow for high deformability. Thanks to these capabilities, it is actively used in design studies in multiple sectors. According to the mechanical responses of polymer materials at high temperatures, they are studied in two main groups, thermoplastic and

thermoset materials. In terms of the physical concept of polymer chains, thermoreversible, that is, soften when heated and harden when cooled and process completely reversible, thermoplastics are a material that can be used in many industries [1].

Thermoplastics present elastic behavior equivalent to that of vulcanized (chemically cross-linked) established elastomers. Such materials correspond a large group of polymers, called TPEs [2].The thermorevesible capabilities makes TPEs ideally suited for high-efficient thermoplastic processes, such as melt extrusion and injection molding. This easy manufacturability of this material makes them popular raw material for many components [3]. When the usage areas of TPE materials are examined, their use is observed in many industries such as automotive, construction, electronics, and medical. Even more, it is noted in market research that these amounts of use will increase over the years for many industries (Mordor Intelligence, 2019).

TPE sealing materials, which are an effective solution in the topics such as weight and cost reduction, one of the trends of the century in automotive sector, have been the subject of many academic and industrial researches . EPDM materials, on the other hand, still remain an important raw material in the sealing systems industry. These two materials fulfill the performance characteristics that expected of a sealing system within their dynamic, mechanical properties. These two materials, which have different behaviors as chemical and physical properties, naturally exhibit different performances[3].



Figure 1. Thermoplastic Elastomer (TPE) Market: Revenue (%), by Application, Global, 2019 and 2024 [4]

It is an important requirement for companies to be able to respond to this need by conducting R&D processes for automotive manufacturers. Since the improvements in the noise source are limited by criteria such as ergonomics, performance and cost, the most efficient way is to avoid high-frequency wind noise in the transmission path, namely the acoustic isolation of the cabin. Sealing profiles used in vehicles for the isolation of all environmental factors are also one of the most important parts for preventing wind noise. A well-designed gasket should have a high sound transmission loss (STL).

In this study, the sound transmission loss behaviors of different raw materials, TPE (SEBS) and EPDM, which are important for sealing elements, were analyzed experimentally and numerically (FEM). Experimental test groups created in this direction consist of samples with similar mechanical properties from each material group. Firstly, while the test group members were subjected to impedance tube tests experimentally, the dynamic properties of the materials that would form the material model in the FEM model were obtained with the help of an ise dynamic mechanical analyzer (DMA) test device. The FEM model created with the obtained material data was solved with MSC Actran software and compared with the experimental data. This study aims to investigate the geometry-independent sound transmission loss capabilities of the raw material differences of the sealing elements and to model the FEM.

2. MATERIALS AND METHOD

Material and method details used in the study are specified under two main subheadings. While the first of these is the grouping and material details of the sealing elements that make up the test set, the second includes the details of the methods of test and verification studies used in the study.

2.1. Test Materials

The materials to be analyzed in the sound transmission loss tests were tested in 1o different materials, TPE and EPDM in two main groups. The materials in the experiment set were grouped as different hardness and density. TPV group materials contain materials of the same density but different hardness values within their own group. SEBS group includes materials with different hardness and density. The group also includes SEBS sponge material. The EPDM group contains a sponge material and two similar compact materials with different formulations. The materials are coded according to their groups. The table specifies a set of experiments.

Table 1. Experiment sets

Type	Hardness	Density g/cm3	Exp. Set code	Sample code
TPV	40 ShrD	0,96	E1	T40_096
TPV	68 ShrA	0,96	E2	T68_096
TPV	55 ShrA	0,97	S1	T55_097
TPV	65 ShrA	0,97	S2	T65_097
SEBS	70 ShrA	1,13	M2	S70_113
SEBS	70 ShrA	1,2	M4	S70_120
SEBS	80 ShrA	0,6	E3	S80_060
EPDM	-(sponge)	0,62	D1	Ena_062
EPDM	65 ShrA	1,2	D2	E65_120
EPDM	65 ShrA	1,2	D3	E65_120_2

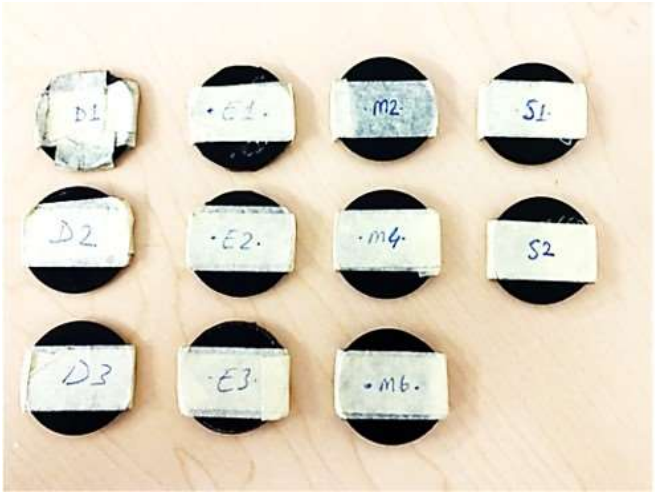


Figure 1. Experiment sets

2.2. Test Methods

Test materials were experimentally subjected to two tests. The first of these is the DMA tests, in which the dynamic mechanical behavior of the materials will be determined. The data obtained from these tests were then used to determine the material properties in the creation of the FEM model. Since polymer-based materials show viscoelastic properties, they have both viscous and elastic capabilities depending on the temperature. These properties affect the dynamic mechanical properties.

Viscoelastic materials show time dependency for the strain stress relations compared to elastic material. For the uniaxial status this relation can be represented as;

$$\sigma(t) + \sum_{k=1}^{K} b_k \frac{d^k \sigma}{d t^k} = E_0\, \varepsilon(t) + \sum_{j=1}^{J} E_j \frac{d^j \varepsilon}{d t^j} \tag{1}$$

For Dynamic loading harmonic stress and strain function can be represented as $\sigma(t) = \sigma_0 e^{i\omega t}$ ve $\varepsilon(t) = \varepsilon_0 e^{i\omega t}$ then equation will be in the form of;

$$\sigma_0 = \frac{\varepsilon_0 \left(E_0 + \sum_{j=1}^{J} E_j (i\omega)^j\right)}{1 + \sum_{k=1}^{K} b_k (i\omega)^k} = \frac{\varepsilon_0\, E_0 \left(1 + \sum_{j=1}^{J} a_j (i\omega)^j\right)}{1 + \sum_{k=1}^{K} b_k (i\omega)^k} \tag{2}$$

Which will lead to the following equations after mathematical expression .

$$\sigma_0 = (E' + iE'')\, \varepsilon_0 \tag{3}$$

In this expression E and E' is called as storage and loss modulus respectively. For viscoelastic material sthese modulus depends on excitation frequency under the dynaic loading . If we consider that acoustic excitation is also dynamic loading material characteristics will be changed in each frequency. Complex modulus of the viscoelastic material will be in the form of :

$$\tilde{E}^* = E'(\omega)\big(1 + i\eta(\omega)\big) \tag{4}$$

Whereas η is loss factor which is ratio of loss modulus to storage modulus.

$$\eta(\omega) = \frac{E''(\omega)}{E'(\omega)} \tag{5}$$

Material used in sealing system are viscoelastic materials. Viscoelastic materials behave between elastic and viscous phenomena. Linear viscoelasticity means the stress/strain ratio depends only on frequency (time) and temperature. DMA which used in this study is a test equipment which mechanically deforms the materials under different temperature or frequency and measures the response. Storage modulus (elastic property) and loss modulus (viscous property) of the materials are measured and reported as elastic coefficient (E) and tan delta [5].

The materials were subjected to acoustic performance tests in the second part. In these tests, sound transmission loss analyzes were performed. Thee sound transmission ability of a material is a performance criterion proportional to the ability of the material to absorb the sound energy of the noise source. The loss of sound transmission is measured by the ratio of sound source side energy ratios and receiver side sound energy of the material [3].

$$TL(\beta, f) = 10\, log \frac{W_{in}(\beta,f)}{W_{out}(\beta,f)} \tag{6}$$

β is the angle of incidence of the sound wave over the surface of the given partition
f is the frequency of the considered sound wave
$W_{in}$is the sound power incident at the source side
W_{out} is the sound power radiated at the opposite side of the partition.

Since sound is examined as a wave phenomenon, loss of sound transmission is examined depending on frequency. In other words, the frequency range performance of the isolation type to be selected should be taken into consideration in the frequency band. Loss of sound transmission values are an important material criterion that this study will use in material selection, detailed explanation is shared later in the study.
Another experimental test, the impedance tube, was used to experimentally determine the sound transmission loss of materials. These test kits consist of precision testing tubes that are equipped with microphones and sound sources. Material samples are inserted into the tube. A loudspeaker in the tube then emits precisely quantified sound, and the microphones measure the sound pressure level at specific locations along the length of the tube. The software then calculates the normal incident acoustic properties of the material based on frequency response functions measured between the various measurement locations.

These tests were performed under the test conditions specified in ASTM E2611 standard. In line with impedance tube theory, a sound source is mounted at one end of the impedance tube, and a sample of the material is placed in a holder. The loudspeaker generates broadband, stationary random sound waves that propagate as plane waves. The plane waves hit the sample in the holder with part of the waves reflected back into the source tube, part absorbed by the material and part passing through the material to the receiving tube. The portion of the plane waves that pass through the material then encounter the end of the receiving tube where some of the waves are reflected and some exit the tube. By measuring the sound pressure at four fixed locations (two in the source tube and two in the receiving tube) and calculating the complex transfer function using a four-channel digital frequency analyzer, it is possible to determine the transmission loss of the material [6].
The sound waves transmitted from the sound source to the sample, reflected from the sample, transmitted to the second tube over the sample and reflected back from the terminator of the second tube are shown as A, B, C and D respectively. In practice, these sound waves are intertwined and the sound waves need to be separated in order to determine the acoustic parameters.

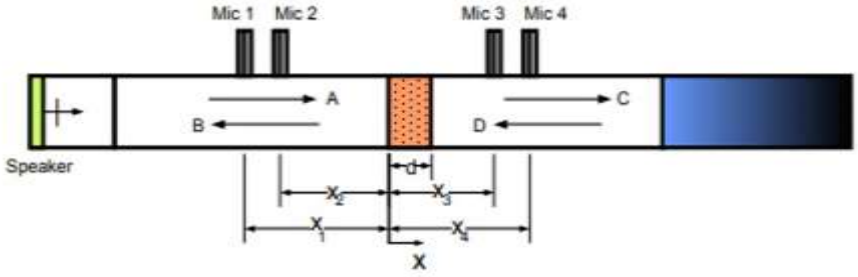


Figure 2. The method is described in ASTM E2611 [6].

The tests incluedes With 30 mm inner diameter tube, the sound transmission losses of the materials were measured between 200 Hz and 6400 Hz. The measurement, signal processing parameters were determined in sequence:

- The ambient temperature was 22 ºC at the time of test.
- Frequency Resolution: 2 Hz
- Number of Averages: 48
- Measurement Duration: 20 seconds
- Buffer Size: 16384 Samples

Finally, the impedance tube is modeled in the FEM environment. The aim here is to verify the ability of different raw materials to be modeled with FEM. In this direction, all impedance tube scenarios were analyzed with the help of MSC Actran software. The image of the MSC Actran model is shared in the figure.

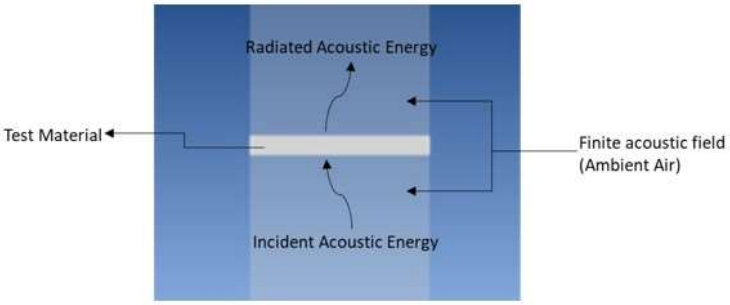


Figure 3. MSC Actran Model.

3. RESULTS

Firstly, the DMA test data of the materials were analyzed and elastic characteristics were extracted for each material. DMA result graphs for a sample are shared as in the graph below.

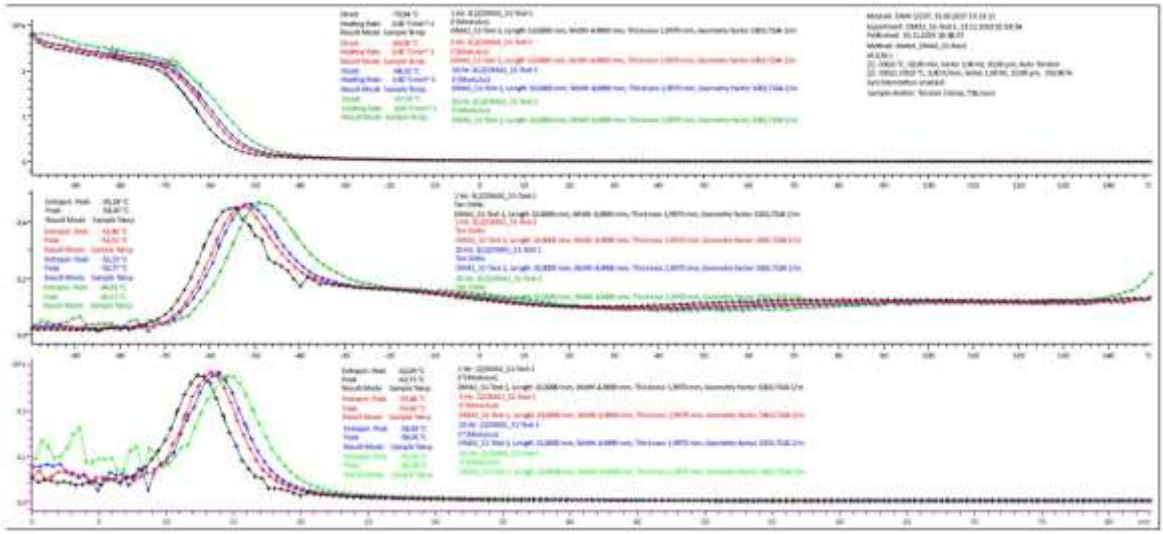


Figure 4. DMA Results

The impedance test results are graphed according to material classes and different materials with same physical properties. The test results are indicated by graphs below.

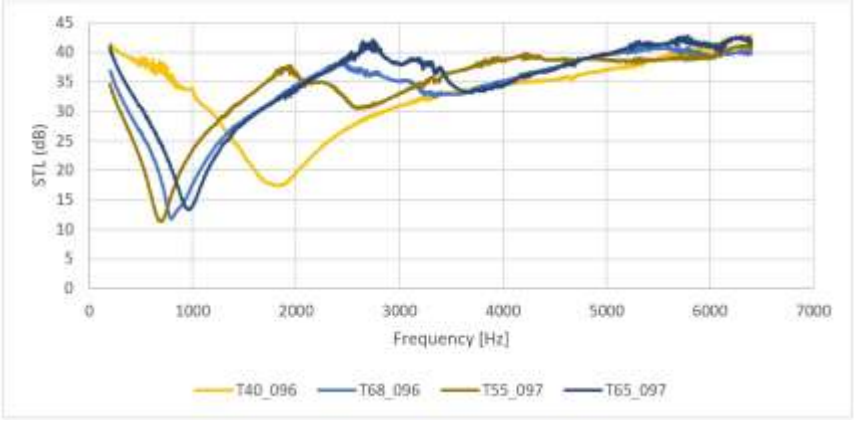


Figure 5. Experiment data for TPV materials.

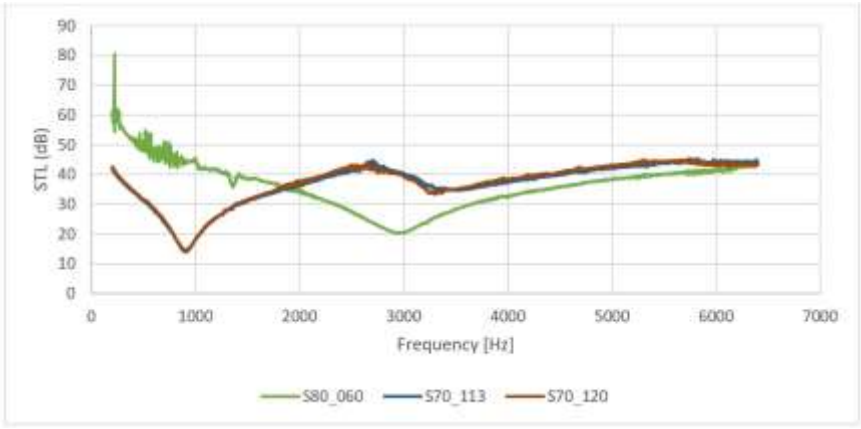


Figure 6. Experiment data for SEBS materials.

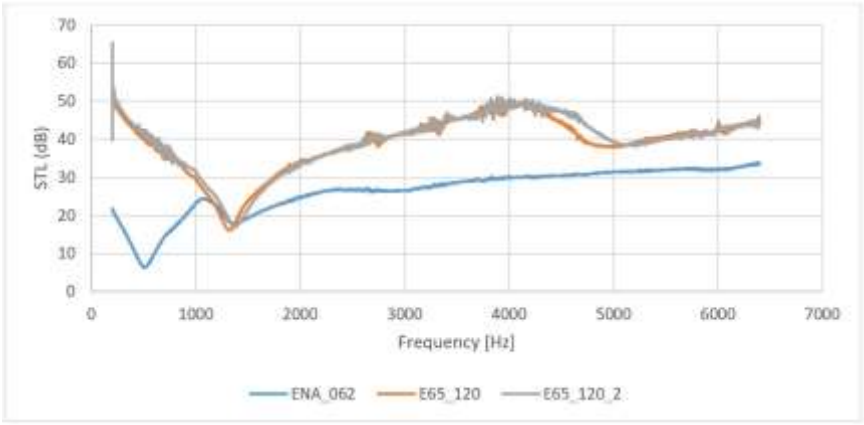


Figure 7. Experiment data for EPDM materials.

Finally, a sample of TPE and EPDM samples from the result graphs where the results of the FEM results and the results of the experimental test data overlap are shared as follows.

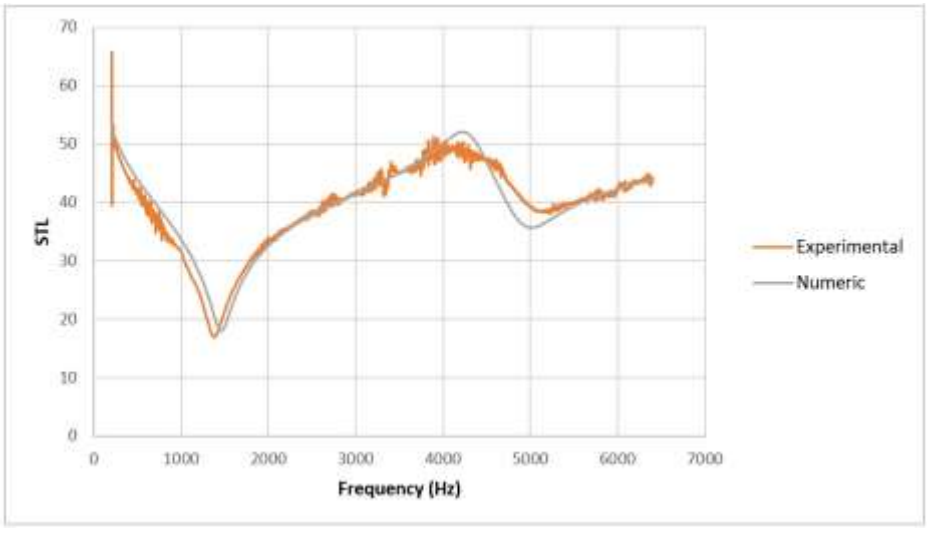


Figure 8. Experiment & FEM results for EPDM(D2) material.

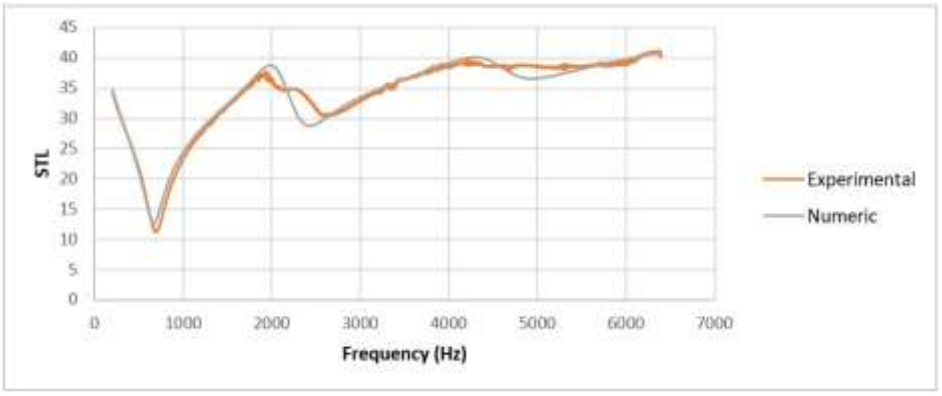


Figure 9. Experiment & FEM results for TPE(S2) material.

4. CONCLUSION

In this study, it is aimed to analyze the sound transmission loss performances of different materials under similar conditions. In the experiment sets, material types, material densities and material hardness were selected as independent sampling parameters. Materials were selected in such a way that the thickness of the materials to be tested was in the closest range available for production and supply. These thickness differences will be taken into consideration in the evaluation of the results.

In the first inferences of the study, the materials (TPV) with the same density limits gave different results according to their hardness. As a result, as the hardness increased of TPV plates having the same density, higher loss of sound transmission performance was observed in higher octave bands (Fig. 10). It can be assumed that the difference in the first mode in E2 and S2 materials with similar hardness and density is caused by the difference in sample thickness. The E1 with the highest hardness performed 55% better in the first resonance mode than the least rigid S1 material.

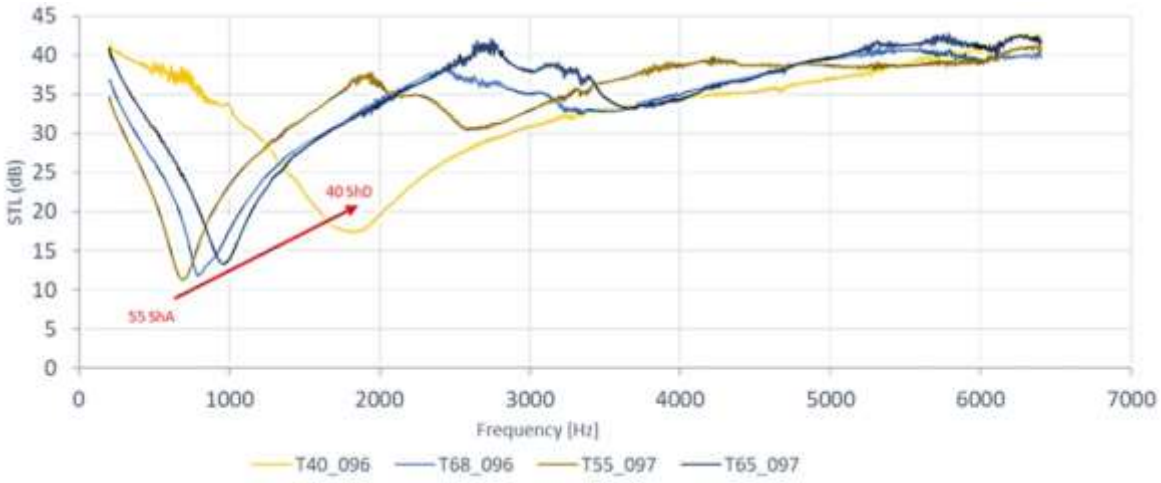


Figure 10. Experiment data for TPV materials.

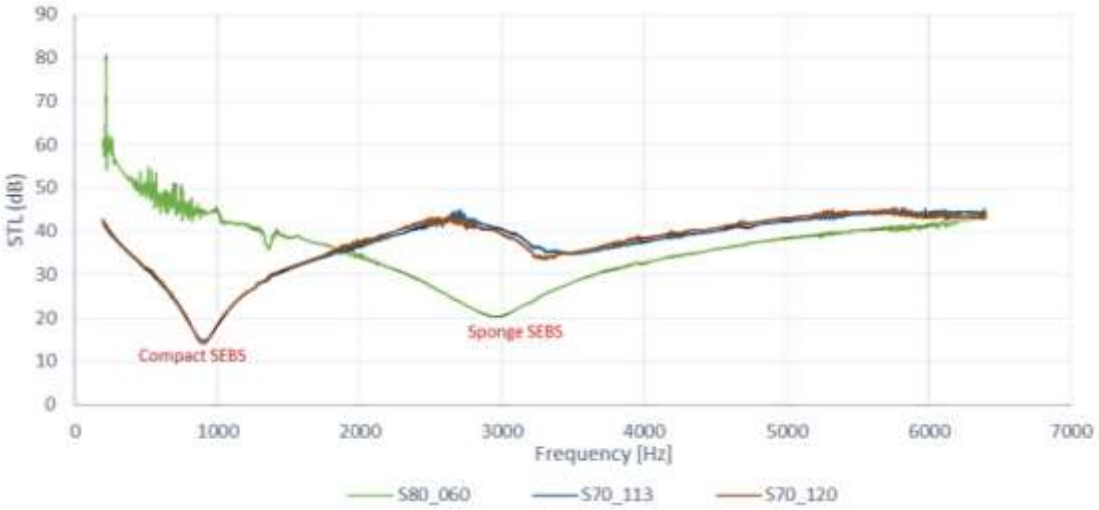


Figure 11. Experiment data for SEBS materials.

When examine the results of SEBS materials results, while compact SEBS materials exhibit STL performance at lower frequencies, Sponge SEBS material has been observed in the first mode of higher octave bands (Fig. 11). The criterion that sponge SEBS material has a higher thickness should not be forgotten in this analysis.

When the results of similar density materials are examined, it is observed that SEBS and EPDM materials give close STL values. But the materials exhibited these values in different octave bands. The first resonance mode of the SEBS was observed in the near 900 Hz, while the first modes of compact EPDM were observed in the near 1300Hz (Fig. 12).

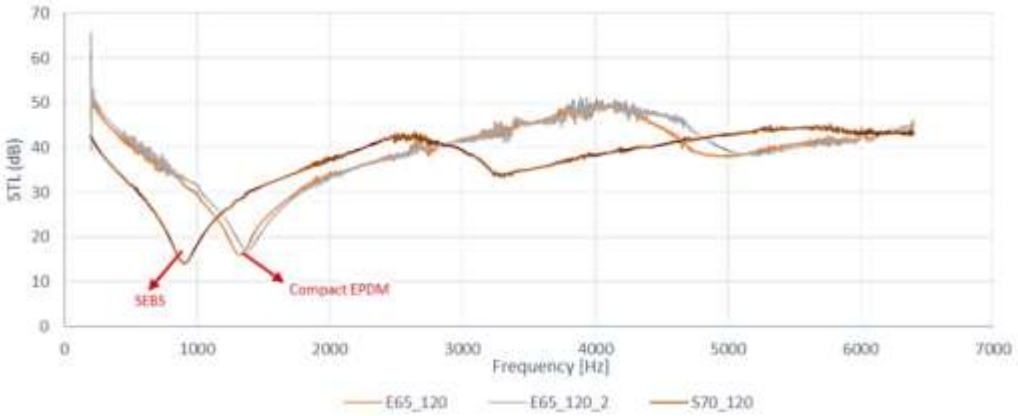


Figure 12. Comparative graph of different materials (SEBS -EPDM) with similar density.

In addition to the analysis of the performance of the materials, outputs were also obtained on how the materials affect STL behavior:

- Results were obtained in such a way that validation was obtained in FEM and experimental data in all models.
- In order to observe the STL characteristics of TPV and SEBS materials, the materials exhibited their first mode at close frequencies considering the materials having similar hardness.
- The increase in hardness values shifts the first resonance mode to high frequencies, for TPV materials.
- The increase in density in SEBS materials shifts the first resonance mode to high frequencies.
- In first frequency mode of the two sponge materials SEBS shows the first resonance mode at higher frequencies than EPDM.

REFERENCES

[1] W. D. Callister, "Materials science and engineering: An introduction (2nd edition)," *Mater. Des.*, vol. 12, no. 1, 1991, doi: 10.1016/0261-3069(91)90101-9.

[2] J. G. Drobny, *Handbook of Thermoplastic Elastomers: Second Edition*. 2014.

[3] R. J. Spontak and N. P. Patel, "Thermoplastic elastomers: Fundamentals and applications," *Current Opinion in Colloid and Interface Science*, vol. 5, no. 5–6. 2000, doi: 10.1016/s1359-0294(00)00070-4.

[4] Mordor Intelligence. (2019). Retrieved from https://www.mordorintelligence.com/industryreports/thermoplastic-elastomers-tpe-market.

[5] J. J. Maurer, "Application of Differential Thermal Analysis and Thermogravimetric Analysis to Elastomer Systems," *Rubber Chem. Technol.*, vol. 42, no. 1, 1969, doi: 10.5254/1.3539205.

[6] ASTM International, "ASTM E2611-17: Standard Test Method for Normal Incidence Determination of Porous Material Acoustical Properties Based on the Transfer Matrix Method," *ASTM Int.*, vol. i, 2017.

KOLEMANİT DOLGU MİKTARININ POLİAMİD-6.6 MALZEMESİNİN TRİBOLOJİK ÖZELLİKLERİNE ETKİSİ

Şenol Şahin[1], Barkın Karahan[2], Ayşegül Bodur Yılmaz[3]

[1,2,3] Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği, Kocaeli, Türkiye
[3] Sorumlu Yazar: Ayşegül Bodur Yılmaz, aysegul.bodur@kocaeli.edu.tr

ÖZET

Bu deneysel çalışmada, saf poliamid-66 (PA) ve öğütülmüş kolemanit (KOL) dolgulu PA kompozit malzemelerin, tribolojik özellikleri, KOL dolgu miktarına bağlı olarak çalışılmıştır. Saf PA66 malzemesinin tribolojik özelliklerine, KOL dolgu miktarının etkisi hala belirsiz durumdadır. Bu kapsamda, alışıla gelmiş özelliklerden farklı özelliklere sahip aşınma direnci büyük (yüksek) mikro partikül dolgulu yeni bir PA/KOL kompozit malzeme elde etmek amaçlanmıştır. Bu amaçla, saf PA ve ağırlıkça yüzde 12,5, 15, 17,5, 20 oranlarında KOL dolgulu PA kompozit malzemeler kullanıldı. Saf ve kompozit malzemelere, TS ISO 7148-2 standardına göre yağlama olmaksızın, sabit 30 N yük, sabit 150 d/d kayma hızı ve değişken (120 m, 360 m, 720 m) kayma mesafesi şartlarında pim – disk (Pin–on–Disc) aşınma testi uygulandı. Deneysel sonuçlar, saf PA malzemenin ve/veya PA/KOL kompozit malzemenin, tribolojik özelliklerinin, KOL dolgu miktarına bağlı olduğunu gösterdi. Artan kayma mesafesine bağlı olarak artan KOL dolgu miktarının saf PA malzemesinin maksimum sürtünme kuvvetini ve ortalama sürtünme katsayısını küçülttüğü ve aşınma oranını düşürdüğü tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Poliamid 6.6, Kolemanit, Kompozit, Aşınma, Pim–disk

EFFECT OF GROUND COLEMANITE FILLED CONTENT ON THE TRIBOLOGICAL PROPERTIES OF POLYAMIDE 6.6 MATERIAL

ABSTRACT

In this experimental study, tribological properties of pure polyamide-66 (PA) and ground colemanite (KOL) filled PA composite materials were studied depending on the amount of KOL filler. The effect of the amount of KOL filler on the tribological properties of pure PA66 material is still unclear. In this context, it is aimed to obtain a new PA/KOL composite material filled with microparticles with high (high) wear resistance, which has different properties than the usual ones. For this purpose, pure PA and PA composite materials with KOL filled at 12.5, 15, 17.5, 20 percent by weight were used. Pure and composite materials, according to TS ISO 7148-2 standard, without lubrication, under constant 30 N load, constant 150 rpm sliding speed, and different (120 m, 360 m, 720 m) sliding distance conditions pin – disc (Pin–on– Disc) wear test was performed. Experimental results showed that the tribological properties of pure PA material and/or PA/KOL composite material depend on the amount of KOL filler. It has been determined that the amount of KOL filler that increases due to the increasing sliding distance reduces the maximum friction force and average friction coefficient of the pure PA material and reduces the wear rate.

Key words: Polyamide 6.6, Colemanite, Composite, Wear, Pin-on-disc

1. GİRİŞ

Günümüzde üretim sektörünün artan ihtiyaçları ve kullanılan malzemelerden beklenen düşük ağırlık, yüksek dayanım gibi özelliklerin artması sonucunda metal malzemeler dışındaki malzemeleri kullanma ihtiyacı artmıştır. Polimer malzemelerin metallere göre düşük mekanik ve tribolojik özelliklerinden dolayı kullanım alanı kısıtlı olsa da kimyasal ve/veya fiziksel modifikasyonla mukavemet arttırıcı katkı ve dolgu malzemeleri sayesinde, düşük ağırlıkları ve yüksek korozyon dirençlerinin yanı sıra kazandıkları, yüksek aşınma direnci ve düşük üretim maliyeti sebebiyle kullanım alanını genişleterek otomotiv, inşaat ve havacılık gibi birçok sektörde kullanılmaktadır [1-2]. Polimer malzemelere kalsiyum karbonat ($CaCO_3$), talk ve baryum sülfat ($BaSO_4$) gibi mineral katkı maddeleri eklenerek nihai ürün maliyetleri ve ürün kalitesi iyileştirildiği bilinmektedir [3]. Önemli bir kullanım alanına sahip olan poliamid ise diğer polimerlerle kıyaslandığında daha üstün mekanik özelliklere, yüksek kimyasal ve aşınma direncine sahiptir [4]. Bu üstün özellikler poliamidin moleküler zincirlerinde bulunan hidrojen bağlarından dolayıdır [5]. Her geçen gün kullanım alanını artıran bor mineralleri ve ürünleri; cam, seramik, temizleme ve beyazlatma, yanmayı önleyici madde, tarım, nükleer uygulamalar, tekstil ve metalürji gibi pek çok sanayi kolunda kullanılmaktadır [6]. Bu çalışmada kullanılan kimyasal bileşimi $Ca_2B_6O_{11}.5(H_2O)$ olan öğütülmüş kolemanit en yüksek bor içeriğine sahip bor minerallerinden biri olup, Türkiye kolemanit minerallerinin dünyadaki en büyük rezervlerine sahiptir [7]. Ayrıca tribolojik çalışmalar incelendiğinde borik asit, üleksit ve boraks ilaveli polimer matrisli malzemelerde daha kararlı sürtünme katsayısı elde edildiği bildirilmiştir [6].

Bu çalışmayla ilgili literatürde; Koyunbakan ve arkadaşları PA6 polimerine farklı oranlarda karbon elyaf eklendiğinde aşınma oranının azaldığını gözlemlemiş ve PA6 kompozit malzemenin sürtünme katsayısını etkileyen en önemli parametrenin yük olduğunu tespit etmişlerdir [8], İpek ve arkadaşları, %3 olarak kullanılan bor oksit katkısının fren balatasındaki sürtünme katsayısını %18 oranında arttırdığını tespit etmişlerdir [9], Başar ve arkadaşları balata malzemesine %4 ilave edilen kolemanit ve boraksın en iyi (en yüksek) sürtünme katsayısı değerini verdiğini, bunun yanında malzemeye kütlece %4'den fazla kolemanit ve boraks katkısının sürtünme performansını olumsuz etkilediğini (azalttığını) gözlemlemişlerdir [10], Ünal ve arkadaşları, kayma mesafesi arttırıldığında poliamid 66 (PA66), alifatik poliketon (APK), polioksimetilen (POM), ultra yüksek moleküler ağırlıklı polietilen (UHMWPE) ve %30 cam elyaf takviyeli polifenilen sülfür (PPS+30%GFR) kompozit malzemelerinin aşınma oranlarının azaldığını gözlemlemiştir [11].

Bu deneysel çalışmada, saf poliamid 6.6 (PA) polimerine ağırlıkça %12,5, %15, %17,5 ve %20 oranlarında öğütülmüş kolemanit (KOL) dolgu maddesi ilave edilerek elde edilen PA/KOL kompozit malzemelerin pin-on-disk test cihazında, kuru (yağlama olmayan) ortam şartlarında, seramik bilye ile sabit hız ve sabit yük altındaki sürtünme davranışları test edilmiştir. Farklı oranlarda ilave edilen öğütülmüş kolemanit dolgu miktarının, farklı kayma mesafesine bağlı olarak poliamid malzemesinin sürtünme davranışına etkileri araştırılmıştır.

2. MALZEME VE YÖNTEM

2.1. Poliamid 6.6

Bu çalışmada, ticari ismi Stabamid-26 AE 1 (Rhodia Operations) olan ve Tablo 1'de fiziksel özellikleri verilen poliamid 6.6 polimeri matris malzemesi olarak kullanıldı.

Tablo 1. Poliamid 6.6 fiziksel özellikleri (Rhodia Operations)

Erime sıcaklığı	260°C
Katılaşma sıcaklığı	220°C
Dökme yoğunluğu	0,6 – 0,7 g/cm³
Yoğunluk	1,14 g/cm³

2.2. Öğütülmüş Kolemanit

Eti Maden İşletmeleri Genel Müdürlüğünden 45 mikrometre elek altı (alt elek) parçacık boyutunda temin edilen, $Ca_2B_6O_{11}.5(H_2O)$ kimyasal bileşimine ve öğütülmüş kolemanit (KOL) ticari adına sahip mineral dolgu maddesi olarak kullanıldı. Öğütülmüş kolemanit, 2,42 g/cm³ yoğunluğa ve 45 mikrometreden küçük parçacıkların % 75 – 85 oranında olduğu bir parçacık içeriğine sahiptir (EYS FRM-ETİ-00 10 /20/5/2014-02). Bazı kimyasal bileşimlerinin içeriği B_2O_3 için %40, CaO için %27, SiO_2 %6.5, Al_2O_3 için % 0.40, MgO için %3, SiO_2 için %1.5 ve As için 35 ppm'dir (EYS TBL ETİ 01 /24.08.2015/00).

2.3. Partikül Boyut Dağılım Analizi

Öğütülmüş kolemanitin (KOL) partikül boyut dağılımı ölçümünde (analizinde), bir bilgisayar destekli Hydro2000MU (5,6 sürüm) yazılımı ve seri numarası MAL101630 olan Mastersizer 2000 (Malvern Instruments Ltd., UK) cihazı kullanıldı. 45 mikrometre elek altı (alt elek) parçacık boyutuna sahip öğütülmüş kolemanitin tanecik boyutu dağılımı ölçümünden elde edilen bazı fiziksel özelliklerinin değerleri Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. Öğütülmüş kolemanit fiziksel özellikleri (Mastersizer 2000)

Ortalama Partikül Çapı (D50 %)	14,008 µm
Top Cut (D90%)	49,094 µm
Özgül yüzey alanı	1,32 m^2/g

2.4. Kompozit Malzeme Hazırlama

PA/KOL kompozit malzemelerin üretilmesinde, vida oranı (L/D) 45, vida boyu (L) 1125 mm olan çift vidalı ekstrüder (Coperion Werner ve Pleiderer ZSK 25 P8.2 E WLE) kullanıldı. Farklı ağırlıkça yüzde 12,5, 15, 17,5 ve 20 oranlarında, kompozit hammaddeler üretimi, sabit ekstrüzyon parametrelerinde ve vida devir hızı 900 rpm (d/d), besleme bölgesinden kafa (matris) bölgesine doğru kovan bölgesi sıcaklıkları 170˚C - 230˚C, anma üretim kapasitesi 30 kg/sa ve su banyosu 30oC olan sabit ekstrüzyon ayarlarında gerçekleştirildi. Granül halde elde edilen her bir PA/KOL kompozit hammaddeler sıcaklığı 50˚C olan fırında 4 saat kurutuldu.

2.5. Çok Amaçlı Deney Parçası Üretimi

Saf PA ve PA/KOL kompozit hammaddelerin enjeksiyon kalıplama ile şekillendirilmesinde, vida çapı (D) 46 mm ve vida oranı (L/D) 20 olan enjeksiyon makinesi (Haitian Plastics Machinery HTF 90W) kullanıldı. TS EN ISO 294-1 standardı dikkate alınarak gerçekleştirilen enjeksiyonla üretim işleminde, 235˚C meme sıcaklığı, 230˚C – 225˚C – 220˚C zone sıcaklıkları, 1400 bar enjeksiyon basıncı, 700 – 500 bar ütüleme basıncı, 45 – 20 m/dak enjeksiyon hızı, 5 – 12 m/dak ütüleme hızı ve 60 s bekleme süresi ile 30˚C kalıp soğutma suyu sıcaklığında sabitlenmiş enjeksiyon parametreleri kullanıldı.

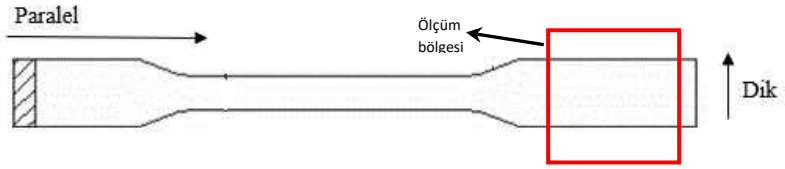
ISO 3167'e göre Tip 1A çok amaçlı deney parçalarına, direkt olarak (doğrudan doğruya) TS EN ISO 294-1'e göre bir T yolluklu ve iki kaviteli (oyuklu) tip A ISO çekme kalıbında 216 mm x 10 mm x 4 mm ölçülerinde üretildi. Üretilen çok amaçlı deney parçaları, tertemiz bir yapıyla beraber bir tarafı kaygan bir diğer tarafı kaygan olmayan üst yüzeylerine sahiptir. Çok amaçlı deney parçaları, deneylerden önce, TS EN ISO 291 standardına uygun olarak şartlandırıldı.

2.6. Yoğunluk Ölçümü

Yoğunluk numunesi olarak ilgili standart dikkate alınarak çok amaçlı deney parçalarının orta bölgesi (middle region) dışında kalan ve enjeksiyon girişine (gage region) en uzak bölgesinden, disk testere ile kesilen 10 mm x 20 mm x 4 mm ölçülerine sahip numuneler kullanıldı. Yoğunluk deneyleri, TS EN ISO 1183-1 standardına göre maksimum kapasitesi 210 g, ölçme hassasiyeti 0,1 mg ve yoğunluk ölçme seti (kiti) olan bir terazide (Sartorius CP224S) gerçekleştirildi. Yoğunluk ölçümlerinde ilgili standartta belirtilen A (daldırma) metodu ve saf su (daldırma sıvısı) kullanıldı. Deney süresince saf su sıcaklığı sürekli olarak ölçülerek ilgili sıcaklıktaki saf suyun yoğunluğuna bağlı olarak saf PA ve PA/KOL kompozit malzemelerin yoğunlukları tespit edildi. Yoğunluk deneylerinde her bir ortalama değerin tayini için en az 3'er adet numune kullanıldı.

2.7. Pürüzlülük Ölçümü

Pürüzlülük deneyleri, Mitutoyo Marka SJ 301 Model yüzey pürüzlülük ölçüm cihazı kullanıldı. Yüzey pürüzlülük ölçümleri TS EN 10049 ve TS 2040 EN ISO 1302 standartlarına göre 22˚C±1˚C ortam sıcaklığında gerçekleştirildi. Yüzey pürüzlülük ölçümü yüzey bölgesi olarak şekil 1'de gösterilen çok amaçlı deney parçalarının orta bölgesi (middle region) dışında kalan ve enjeksiyon girişine (gage region) en uzak bölgesinden, disk testere ile kesilen 10 mm x 20 mm x 4 mm ölçülerine sahip numunelerin kaygan tarafı kullanıldı. Bu kapsamda her bir ilgili pürüzlülük numune parçasında, enjeksiyon kalıplama doğrultusuna paralel ve dik yönlerde olacak şekilde en az 3'er (üçer) yüzey pürüzlülük ortalaması (Ra) değeri ölçüldü.



Şekil 1. Pürüzlülük ölçüm bölgesi

2.8. Young's Modülü Ölçümü

Testler 5 kN kapasiteli, üzerinde Clip-on statik ekstansometre (INSTRON 2630-111) bulunan ve bilgisayar destekli Bluehill yazılımı kurulu INSTRON Universal (4411 H 4240) çekme basma test cihazında gerçekleştirildi. Young's Modülü için 1 mm/dak çekme hızı ve çeneler arası 115 mm, ekstansometre ayakları mesafesi 50 mm olan sabit parametreler kullanıldı. Testlerin tamamı sıcaklığı 22°C ±1°C, nemi %50±10 ortam koşullarında gerçekleştirdi. Her bir ortalama deneysel değer için en az 5'er adet deney numunesi kullanıldı ve ilgili deneysel verilerin en yüksek ve en düşük sonuçları çıkarılarak istatistiksel olarak değerlendirildi.

2.9. Aşınma deneyi

Aşınma deneyleri, NANOVEA markalı bilgisayar kontrollü aşınma test cihazıyla, pin-on-disk (ASTMG99) metoduna göre yapıldı. Aşınma deneyleri TS ISO 7148-2 standartlarına uygun 23˚C ±1˚C ortam sıcaklığında ve kuru ortam şartlarında gerçekleştirildi. Aşınma numunesi olarak ilgili standart dikkate alınarak, çok amaçlı deney parçalarının orta bölgesi (middle region) dışında kalan ve enjeksiyon girişine (gage region) en uzak bölgesinden, disk testere ile kesilen 20 mm x 20 mm x 4 mm ölçülerine sahip numuneler kullanıldı. Kütle kayıplarını hesaplamak amacıyla, aşınma (sürtünme) testi öncesinde her numunenin deney öncesi kütleleri ($M_ö$) ölçme hassasiyeti 0,1 mg terazide (Sartorius CP224S) gerçekleştirildi. Bu kapsamda aşınma deneyleri, Tablo 3'te belirtilen parametreler ile yapıldı.

Tablo 3. Deney parametreleri

Bilye Malzemesi	Bilye Çapı (mm)	Dönme Yarıçapı (mm)	Kayma Hızı (rpm)	Test Yükü (N)	Kayma Mesafesi (m)
Seramik	6	6	150	30	120 360 720

Testlerin ortalama sonuçlar verebilmesi için numunelere 120 m, 360 m ve 720 m kayma mesafelerinde en az 3'er adet test uygulandı. Testler sonrasında deney sonrası kütleler (M_s) hassas terazide ölçülüp kütle kayıpları;

$$M_s - M_ö = \Delta M \quad (1)$$

denklemi ile hesaplandı.

Denklem (2) ve (3) kullanılarak hacim kaybı (ΔV) ve aşınma oranı (k) hesaplandı.

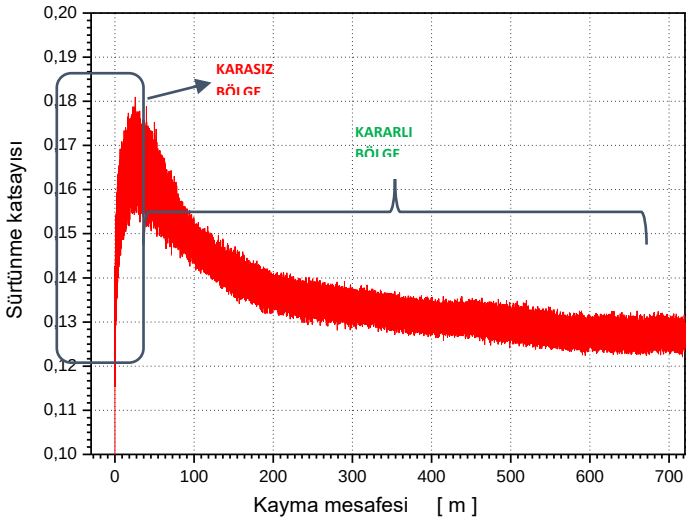
$$\Delta V = \frac{\Delta M}{d} \times 1000 \quad (2)$$

$$k = \frac{\Delta V}{F \cdot L} \quad (3)$$

Burada; ΔV: hacim kaybı [mm^3], M_s: deney sonrası kütle [g], $M_ö$: deney öncesi kütle [g], d: yoğunluk [g/cm^3],

k: Aşınma oranı [mm^3 / N · km], F: test yükü [N], L: kayma mesafesi [m]'dir.

Kompozit malzemenin sürtünme katsayısının katkı oranına ve kayma mesafesine göre değişimini görmek için TS ISO ISO7148-2 standardı madde 12.2 Test Sonuçları kısmında belirtildiği şekilde, kararsız bölge analizden çıkarılarak kararlı bölgedeki değişim incelendi



Şekil 2. Sürtünme katsayısı için kararlı ve kararsız bölgeler

Deney sonuçları incelendiğinde her bir kayma mesafesi için deney başlangıcındaki %10'luk kayma mesafesi kararsız bölge olarak analizden çıkarılıp sonuçlar incelendi. Şekil 2'de sürtünme katsayısı için kararlı ve kararsız bölgelerin kayma mesafesine göre konumu verilmiştir.

3. DENEY SONUÇLARI

3.1. Yoğunluk Sonuçları

Yoğunluk değerlerinin verildiği Tablo 4'te incelendiğinde artan dolgu miktarı ile orantılı olarak beklenen şekilde yoğunluk değerinin de arttığı görüldü. Beklenen şekilde çıkan sonuç kompozit malzeme üretiminin homojen olduğunu göstermektedir.

Tablo 4. Yoğunluk ölçümleri

Numune	Yoğunluk (g/cm³)
Saf PA	1,1400 ± 0,0003
yüzde 12,5 KOL dolgulu PA kompozit	1,2980 ± 0,0002
yüzde 15 KOL dolgulu PA kompozit	1,3290 ± 0,0002
yüzde 17,5 KOL dolgulu PA kompozit	1,3610 ± 0,0003
yüzde 20 KOL dolgulu PA kompozit	1,3920 ± 0,0005

3.2. Pürüzlülük Sonuçları

Pürüzlülük ölçüm sonuçlarının verildiği Tablo 5'te incelendiğinde, enjeksiyon yönüne paralel olarak alınan ölçümlerde ortalama pürüzlülük değeri artan kolemanit dolgu miktarıyla orantılı olarak artarken enjeksiyon yönüne dik olarak alınan ölçümlerde ise ortalama pürüzlülük değerlerinin kolemanit dolgu miktarından etkilenmediği görüldü.

Tablo 5. Pürüzlülük ölçümleri

Numune	Enjeksiyon yönüne	
	Paralel Ra (µm)	Dik Ra (µm)
Saf PA	0,10±0,02	0,16±0,05
yüzde 12,5 KOL dolgulu PA kompozit	0,17±0,05	0,16±0,03
yüzde 15 KOL dolgulu PA kompozit	0,19±0,06	0,16±0,03
yüzde 17,5 KOL dolgulu PA kompozit	0,21±0,08	0,16±0,05
yüzde 20 KOL dolgulu PA kompozit	0,23±0,04	0,16±0,03

3.3. Young's Modülü Sonuçları

Young's Modülü ölçüm sonuçlarının verildiği Tablo 6 incelendiğinde, artan dolgu miktarı ile birlikte Young's Modülü değerinin de arttığı görüldü. Saf malzemeye kıyasla kompozit malzemenin Young's modülü değeri en az %54 oranında, en yüksek %80 oranında arttığı tespit edildi.

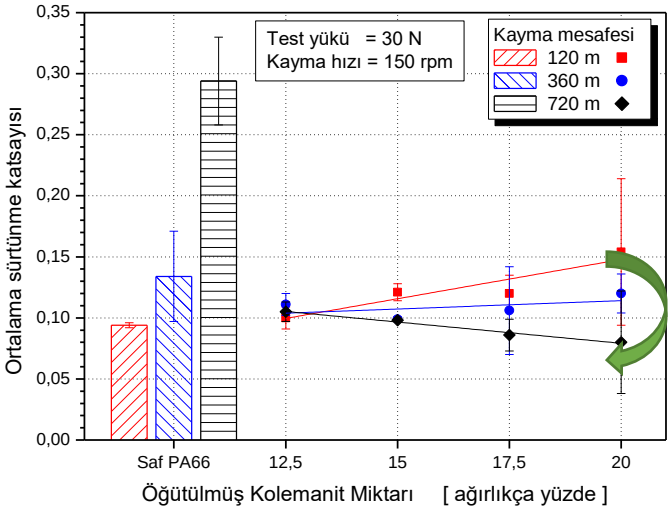
Tablo 6. Young's Modülü ölçümleri

Numune	Elastisite Modülü (N/mm²)
Saf PA	2807,334
yüzde 12,5 KOL dolgulu PA kompozit	4333,169
yüzde 15 KOL dolgulu PA kompozit	4345,004
yüzde 17,5 KOL dolgulu PA kompozit	4891,674
yüzde 20 KOL dolgulu PA kompozit	5065,269

3.4. Aşınma Deneyi Sonuçları

3.4.1 Sürtünme Katsayısı

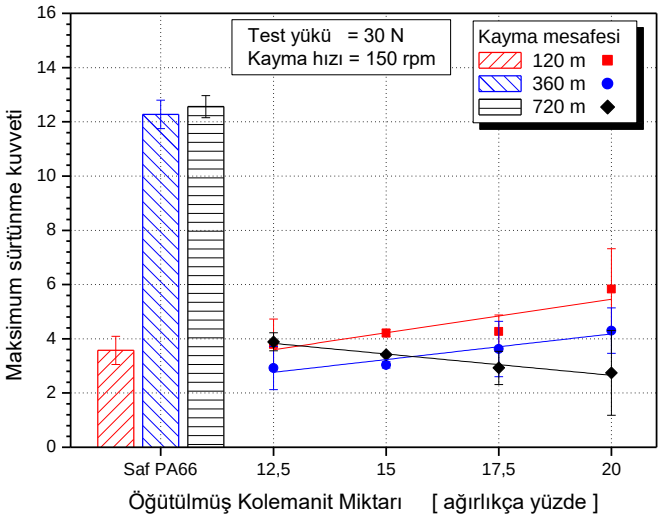
Aşınma (sürtünme) deneyi sonrası elde edilen ortalama sürtünme katsayısı değerlerinin bir araya getirildiği Şekil 3 incelendiğinde artan kayma mesafesi ile saf PA malzemesinin ortalama sürtünme katsayısı artarken, kompozit malzemenin sürtünme katsayısının azalma eğilimi gösterdiği tespit edildi.



Şekil 3. Kayma mesafesine ve kolemanit dolgu miktarına göre ortalama sürtünme katsayısı

3.4.2 Sürtünme Kuvveti

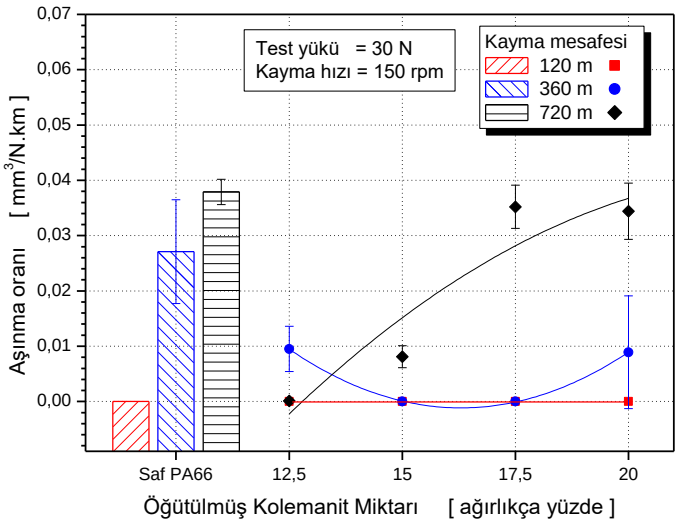
Aşınma deneyi sonrası elde edilen maksimum sürtünme kuvveti değerlerinin verildiği Şekil 4 incelendiğinde maksimum sürtünme kuvveti değerinin saf PA malzemesi için 720 m kayma mesafesinde olduğu görülürken kompozit malzeme için 720 m kayma mesafesinde artan dolgu oranıyla birlikte maksimum sürtünme kuvvetinin azaldığı tespit edildi. 120 m ve 360 m kayma mesafesinde ise artan dolgu oranıyla birlikte maksimum sürtünme kuvveti değerinin arttığı belirlendi.



Şekil 4. Kayma mesafesine ve kolemanit dolgu miktarına göre maksimum sürtünme kuvveti

3.4.3. Aşınma Oranı

Kütle kaybından hesaplanan aşınma oranı değerlerinin verildiği Şekil 5 incelendiğinde PA ve PA/KOL kompozit malzemelerin tümü için 120 m kayma mesafesinde aşınma oranı sıfır iken kayma mesafesi 360 m olduğunda aşınma oranının saf PA malzemesinde yaklaşık 0,03 mm^3/N.km civarında, PA/KOL kompozit malzemelerde ise 0,005 mm^3/N.km civarında olduğu tespit edildi. Kayma mesafesi 720 m olduğunda en iyi sonucu ağırlıkça yüzde 12,5 KOL dolgu miktarına sahip PA/KOL kompozit malzeme gösterirken artan dolgu miktarıyla birlikte aşınma oranının da arttığı tespit edildi.



Şekil 5. Kayma mesafesine ve kolemanit dolgu miktarına göre aşınma oranı

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan deneysel çalışma sonucunda;

- Eklenen her bir KOL dolgu oranı seviyesinden PA malzemesinin özelliklerinin etkilendiği belirlendi.
- Artan kayma mesafesi ile saf PA malzemesinin ortalama sürtünme katsayısı artarken, PA/KOL kompozit malzemenin sürtünme katsayısının azalma eğilimi gösterdiği tespit edildi.
- Maksimum sürtünme kuvveti değeri saf PA malzemesi için 720 m kayma mesafesinde olduğu görülürken kompozit malzeme için 720 m kayma mesafesinde artan dolgu oranıyla birlikte maksimum sürtünme kuvvetinin azaldığı tespit edildi.
- Aşınma oranı PA ve PA/KOL kompozit malzemelerin tümü için 120 m kayma mesafesinde sıfır iken 360 m olduğunda PA saf malzemede yaklaşık 0,03 mm^3/N.km civarında, PA/KOL kompozit malzemelerde ise 0,005 mm^3/N.km civarında olduğu tespit edildi.
- Kayma mesafesi 720 m olduğunda en iyi sonucu 12,5 KOL dolgu miktarına sahip PA/KOL kompozit malzeme gösterirken artan dolgu miktarıyla birlikte aşınma oranının da arttığı tespit edildi.

PA/KOL çalışmaların da;

- KOL maddesinin daha küçük ve/veya daha büyük ortalama tane boyları,
- Farklı kaplama maddeleri,
- Farklı kaplama miktarları,
- Farklı kaplama yöntemleri ,
- Farklı kompozit üretim yöntemleri kullanılarak ve
- Farklı üretim parametreleri tercih edilerek devam ettirilmesinin faydalı olacağı düşünülmektedir, önerilmektedir.

TEŞEKKÜR

Yazarlar, PA/KOL kompozit hammaddelerin üretilmesinde yardımcı olan EMAŞ Plastik Sanayi ve Ticaret A.Ş.'ye ve çok amaçlı deney parçalarının enjeksiyon kalıplama yöntemiyle elde edilmesinde katkılarından dolayı AKSU Tost Makinaları Sanayi ve Ticaret Ltd Şti.'ye teşekkür eder.

KAYNAKLAR

[1] G. Hatioğlu, H. Ünal And S. H. Yetgin (2016), "Poli-Fital-Amid (Ppa) Polimerinin Tribolojik Özelliklerine Karbon", Düzce Üniversitesi Bilim Ve Teknoloji Dergisi, Vol. 4, Pp. 167-175

[2] H. Çuvalcı And H. Ünal (2017), "Wear Behaviour Of The Glass Fiber Reinforced Cast Polyamide In Pin-On-Disc Type Wear Machine", Research On Engineering Structures & Materials, Vol. 3, No. 1, Pp. 77-87

[3] T. Şahin And E. Feyzullahoğlu (2010), "The Tribologic And Thermomechanic Properties Of Polypropylene Filled With Caco3 And Anhydrous Borax", Journal Of Reinforced Plastics And Composites, Vol. 29, No. 6, Pp. 2498-2515

[4] A. Kaştan, H. Ünal (2018), "Abrasive Wear Behaviour Of Polyamide 6/Polypropylene/Nanoclay Composites", Romanian Journal Of Materials, 48 (2), 185 – 190

[5] A. Abdelbary, N. M. Abouelwafa And I. M. El Fahham (2014), "Evaluation And Prediction Of The Effect Of Load Frequency On The Wear Properties Of Pre-Cracked Nylon 66", Friction, Vol. 2, No. 3, Pp. 240-254

[6] B. Bayat And G. Sertkaya (2008), "Kolemanit Atıklardan Biyoliç Yöntemi İle Borik Asit Eldesi", Ç.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü, Cilt:17-7

[7] H. Kuş, D. Altıparmak And G. Başar (2016), "Sıcak Presleme Yöntemi İle Üretilmiş Uçucu Kül Takviyeli Bronz Matrisli Fren Balata Malzemelerinin Sürtünme-Aşınma Özellikleri Üzerine Kolemanit Miktarının Etkisi", Journal Of Polytechnic, Vol. 19, No. 4, Pp. 537-546

[8] M. Koyunbakan, S. H. Yetgin, F. Yıldırım, G. Kuş, V. Eskizeybek And A. Genç (2017), "Karbon Elyaf Dolgulu Pa6 Polimer Kompozitlerinin Aşınma Özellikleri", APJES 5-3, 49-57

[9] G. Akıncıoğlu, S. Akıncıoğlu, İ. Uygur And H. Öktem (2018), "Bor Oksit Tozunun Fren Balatalarının Tribolojik Özelliklerine Etkisi", Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, Vol. 22, No. 2, Pp. 755-760

[10] G. Başar, İ. Sugözü And B. B. Buldum (2018), "Kolemanit Ve Boraks Takviyeli Fren Balatalarının Sürtünme Performansı", El-Cezerî Journal Of Science And Engineering, Vol. 5, No. 2, Pp. 635-644

[11] H. Unal, U. Sen And A. Mımaroglu(2005), "Abrasive Wear Behaviour Of Polymeric Materials," Materials And Design 26, Pp. 705-710

NEW DESIGN SECURITY MEASURES FOR AUTONOMOUS VEHICLES AGAINST CYBER SECURITY RISKS

Cevat ÖZARPA[1], İsa AVCI[2], Seyit Ali KARA[3]

[1,3] Karabük University, Mechanical Engineering, Karabük, Turkey
[2] Karabük University, Computer Engineering, Karabuk, Turkey
[3] Corresponding Author: Cevat, cevatozarpa@karabuk.edu.tr

ABSTRACT

Along with the developments in digital technology, there have been developments in smart cities and smart grids, and with the developments in digital technology, there have been developments in smart cities and smart grids, and smart vehicles. The security vulnerabilities of autonomous vehicles have been investigated for comfortable, reliable, and time-saving travel and transportation. Cyber-attacks have 3 different purposes: to control the system by preventing the administrator from controlling the system, to cause delays in system operation, and to render the system completely inoperable. In this study, 10 different attacks are examined to show that control can pass from the user to the attacker. The analyzed attacks are GPS Spoofing, Buffer overflow, exploit attacks, Man-in-the-Middle attack, Malware attack, DDoS attack, Proxy/Socks attack, Sybil Attack, OBD Attack, and Arp Spoofing attack. In general, attacks are made on the processor where sensor information is collected in autonomous vehicles. The use of wireless connections in autonomous vehicles has revealed many vulnerabilities. To reduce attack vulnerabilities in the processor; The tasks required by the processor should be reduced. Studies, some tools, and measures that will facilitate the security processes of users have been examined. Nmap, Maltego, and Metasploit tools that can detect unauthorized movements and foreigners in the system have been examined. In addition, measures to be taken against the weaknesses that may occur in newly designed vehicles are given in this study.

Keywords: Cybersecurity, Autonomous vehicles, Cyber Threats, Cyber Attacks.

1. INTRODUCTION

For years, automobiles are one of the dreams that people want to buy. Recently, people have been wasting a lot of time in traffic due to traffic jams and human-induced driving effects. In order to prevent this, it is thought that cars will become autonomous. Autonomous systems have been developed extensively for cars. They will develop together with automobiles in other vehicles. The first known example of an autonomous car was seen in 1925(Feng, 2019; Green, 1925). In autonomous technologies, the communication and decision mechanisms of vehicles are mostly managed via wireless. In 2004, the DARPA Grand Challenge was announced(Kendi, 2017). At first, vehicles were designed for the military field. In the following years, major automobile companies competed in the DARPA Grand Challenge for cars. As a result of Google's investments in autonomous vehicle technology in 2010, companies such as Ford, Toyota, and Volvo started to test their vehicles with Google (Nennioğlu & Köroğlu, 2018). Almost 90% of traffic accidents are caused by driver faults as shown Figure 1 (TÜİK, 2018). This situation is shown in Figure 1. The development of autonomous vehicles will also help us to prevent driver faults.

In this study, primarily autonomous levels of vehicles, autonomous architectures, attacks on autonomous vehicles; New architectural design criteria against exploits, Buffer overflow, GPS Spoofing, DDoS-DoS Attacks, Man-in-the-Middle, Proxy/Socks, ARP Spoofing, Malware, Sybil Attacks, OBD Attack and them; Privacy/Anonymity, Availability, Authorization, Data confidentially, Data Integrity, Authentication, and traceability/revocation are examined.

2. AUTONOMOUS VEHICLES

Autonomous vehicles consist of 6 levels in themselves (Bezai et al., 2020). Level names of autonomous cars: Level 0; Non-Autonomous Vehicles, Level 1; Driving Assistance Vehicles, Level 2; Partially Autonomous Vehicles, Level 3; Conditionally Autonomous Vehicles, Level 4; Highly Autonomous Vehicles, Level 5; They are called Fully Autonomous Vehicles. All autonomous levels are shown Table 1.

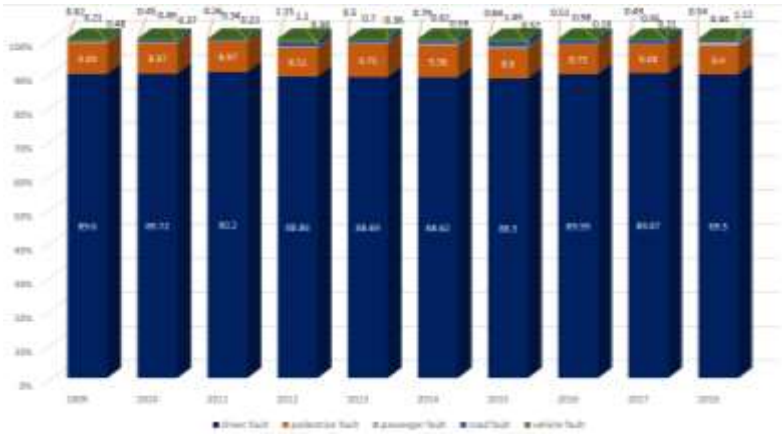


Figure 1: Percentage Data Of Fault

2.1. Manual Control Vehicles

In vehicles with manual control, the sensors do not affect while driving. Driving control is entirely in the hands of the driver.

2.2. Driving Assistance Vehicles

Driving assistance support is transmitted to the driver. Driving control is in the hands of the driver. It has used, such as adaptive cruise control, headlight angle sensor.

2.3. Partially Autonomous Vehicles

It works with driver control. Driving can be transferred to the system. The driver can intervene in the system at any time. For partially autonomous vehicles, asks to hold the steering wheel by drivers.

2.4. Conditionally Autonomous Vehicles

They have more sensors than the level of Partially Autonomous Vehicles. The controls are left entirely to the vehicle's brain. They are designed in such a way that the factors that will occur due to environmental factors are notified to the herd in advance.

2.5. Highly Autonomous Vehicles

In High Autonomous Vehicles, the destination is reported to the vehicle. Control is not expected from drivers. The vehicle can park itself. Can navigate alternative routes to congested traffic routes.

Table 1: Autonomy Level

Category	Autonomy Level	Human Intervention	Domination Control
Traditional	0 Manual Control Vehicles	Yes	Manually Used tools
Smart	1 Driving Assistance Vehicles	Yes/No	Machine-assisted human-use vehicles
Smart	2 Partially Autonomous Vehicles	Yes/No	People make the decisions, the use is in the vehicle
Autonomous	3 Conditionally Autonomous Vehicles	Yes/No	The means by which people make the final decision
Autonomous	4 Highly Autonomous Vehicles	Yes/No	People make decisions except in emergencies
Autonomous	5 Fully Autonomous Vehicles	No	People only report emergencies

2.6. Fully Autonomous Vehicles

All necessary sensors are fully equipped in the vehicle. It can move in the desired route without human intervention.

2.7. Autonomous Vehicle Architecture

The vehicle architecture includes radar, lane tracking system, lidar sensor, infrared camera, GPS, inertial measurement device, wheel encoder, odometry, computer vision system, braking, speed control unit, and steering controllers(Naranjo et al., 2009; Raiyn, 2018). There may also be differences in the sensors used according to the autonomous levels of the vehicles. However, the control center has to establish a connection with the traffic via wireless (Gomes, n.d.). Vehicle communication brain architecture is shown in Figure 2.

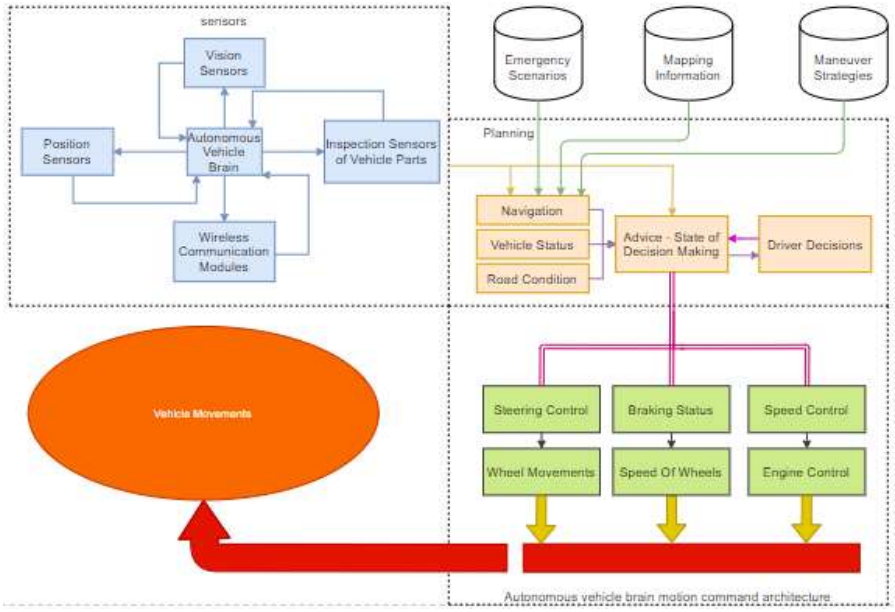


Figure 2: Autonomous Vehicle Brain Commication Architecture

3. CYBERATTACK METHODS AND RISKS IN AUTONOMOUS VEHICLES

Cyber-attacks are aimed at stopping, shutting down, or completely crash the system. Cyber attacks can be made over wired and wireless connections. In this section, possible attacks are examined. Possible attacks: Exploits, BufferOverFlow, GPS Spoofing, DDoS-DoS attack, Man-in-the-Middle Attack, Proxy/Socks, ARP Spoofing, Malware, Sybil Attack, and OBD Attack (MURATOĞLU, 2020). Table 3 shows the hierarchy of cyberattacks. The level of expertise required for attacks is shown in table 4. The effects of the attacks are shown in Table 5.

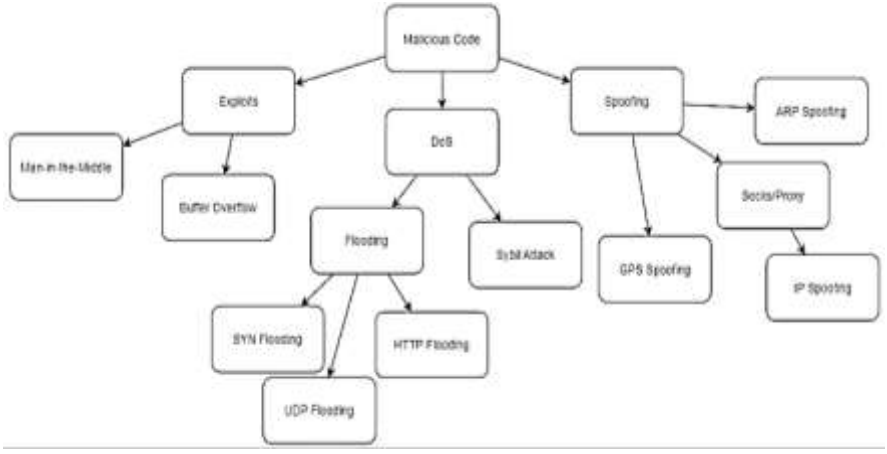


Figure 3: Autonomous Vehicles Cyber Threats

3.1. Exploits

Points of exploitation of security vulnerabilities are called "exploit". Although it is intended to directly infiltrate the system, it is used to show the extent of the risks that security holes will provide us. With exploits, system passwords can be seen and information about systems can be obtained. Exploits prevent the system from working normally and convince the system that it is working normally by sending code from outside and are generally used for unauthorized access (Gelernter et al., 2017; Marquez, 2010).

3.2. BufferOverFlow

It is a type of vulnerability arising from excessive memory in the system. There are areas on the memory where static and dynamic variables are kept. It arises due to data loading above the capacity of these fields. With the changes to be made in the shellcodes in the system, the system control can be completely passed to the attacker(Kumar et al., 2009).

3.3. GPS Spoofing

It is a type of attack that reproduces the signals in the system by copying the radio waves and sends these signals to the system. The system accepts the incoming signals regardless of their accuracy. The use of attacks is also shaped according to the GPS wavelength used in the attacks(Haider & Khalid, 2017). These attacks are costly and hardware-requiring types of attack. It is possible to attack with 2 techniques. These techniques are covert capture and overt capture techniques (Çuhadar, 2017).

Table 2: Bandwidth for DDoS-DoS Attacks

Attack Types	**100 MB (pps, packet per second)**	**1000 MB (pps)**
SYN Flood	200.000 pps	2.000.000 pps
UDP Flood	400.000 pps	4.000.000 pps
Http Flood	32.000 pps	320.000 pps

3.4. DDoS-DoS Attacks

This attack type, which stands for Denial of Service, sends too many request packets to the system to be attacked. The system receives too many requests, causing it to be unable to respond. It is possible to increase the signals in 2 different ways. The first method is the botnet. It is used as an abbreviation of the robot network. The second method is DoS servers. It is possible to attack in 3 different ways. Attack types are SYN Flood, UDP Flood, HTTP Flood attacks. Bandwidths of these attacks are given in Table 2.

3.5. Man-in-the-Middle

Each system has its own logical and physical operators. These are MAC and IP protocols. These protocols are designed for security purposes. At the same time, it is aimed to prevent confusion in internet surfing. The openness here is that someone else uses our IP and MAC addresses. IP and MAC protocols used by others can see our information. The victim and the server can be listened to easily and are available to be manipulated. Every packet that the server sends to the victim passes through the attacker's terminal (Gelernter et al., 2017). Traffic routes are shown in Figure 4.

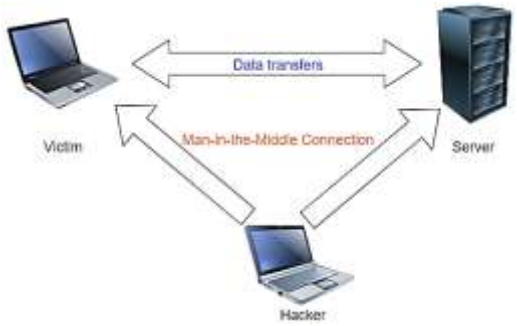


Figure 4: Man-in-the-Middle Attacks

3.6. Proxy/Socks

Proxy usage is made for IP hiding. It is generally used for those who do not want to share IP. It has 3 common uses. These are 4, 4a, and 5 uses. The use of each is unique. The most common is the use of 4. It only supports IPv4, and a 32-bit IP address can be specified as the destination address. 4a can be used with an addition to 4. Useful if you do not have a DNS server that can resolve an IP address. 5 has IPv6, hostname support, UDP forwarding, and enhanced authentication support (Graham, 2011).

3.7. ARP Spoofing



Figure 5: ARP Request Packets Sends To Victims



Figure 6: ARP Response Packets Sends To Hacker

ARP is used to route IP traffic over ethernet. The working logic is that the terminal that wants to connect to the server creates its IP, MAC addresses, and destination IP, and MAC addresses as ARP packets. An ARP packet is sent to the users via Ethernet by the attacker. Users connected to Ethernet receive this package. Users with the appropriate IP and MAC address for the received packet return. The user with the appropriate content for the incoming package provided feedback. With this feedback, the victim to be used in the system is determined (Şimşek, 2020; ŞİMŞEK, 2019).

3.8. Malware

Malware is a general name given to malicious software. It is short for the phrase Malicious software. Malware that harms the system, stops it, leaks information, manipulates or is prepared to use it (Vassallo & Manaugh, 2018).

3.9. Sybil Attack

The attacker sends false signals to the attacked system, destabilizes the system with fake identities, and wants to take control. They cause the system to not work correctly by showing the vehicles that are not in the traffic as if they exist (Newsome et al., 2004).

3.10. OBD Attack

It is the process of infiltrating the system by wire through the diagnostic port. The system can be controlled by reprogramming the operating system of the system (MURATOĞLU, 2020).

Table 3: Skill Table Required For Hacking

Parameters				
Scoring	**3**	2	1	0
Ability	Novice	Technician	Hacker, Automotive Expert	Expert Team in Many Fields
Availability of Information	Public information	Information is available for maintenance or customers.	Information for Production available	The information available to ECU suppliers
Accessibility	Permanent access with Untrusted Networks	Permanent access with private networks or partial access with untrusted networks.	Physical permanent access or partial access with private networks	Only physically accessible
Required equipment	IT devices available to everyone	Private IT devices open to everyone	Personally, registered IT devices	Multiple Custom Design, Proprietary IT devices

Table 4: Examples of Threats and Risk

Possible Attacks	**Threats**	**Risk**
Known exploits in OS or remote control	Rootkit or Trojan installation	Loss of ECU control
Known exploits in OS or BufferOverFlow	Deleting Software Tools	It is the reduction of ECU control
Man-in-the-middle Attack	Eavesdropping to the Password to be Used Secretly	Capturing the Necessary Connection
Compromise and DDoS Attack between ECU and Web Server	Stopping the system to interrupt incoming data	Stopping the ECU
Man-in-the-middle	Sending manipulative data to	Pre-prepared maintenance data

attack in communication	Web Server	causes unnecessary maintenance
Malware and Sending data to too many ECUs at the same time	Temporarily disables OS or apps	It causes a decrease in system functions and a decrease in storage areas.
Known exploits in OS or BufferOverFlow	Unauthorized access to data	Access to Usage or Configuration of ECU
Man-in-the-middle attack in communication	Unauthorized Access to Transferred Data	Specific Access Usage Data
GPS Spoofing	Changing incoming GPS data	Causes changes in the route to be set
Proxy/Socks	Allows attacker to remain anonymous	The attacker's address cannot be determined correctly by the system
ARP Spoofing	Allows attacker to remain anonymous	The system cannot correctly identify the attacker

4.CYBER ATTACK DETECTION TOOLS

We have some tools to show us the vulnerabilities in the system for attacks. Our tools to detect attacks are shown in Table 5.

Table 5: Cyber Attack Detection Tools

Intrusion Detection Tools	Detection Methods	Data Provided to Us
Nmap	By scanning the ports connected to IPs, information about port openings is obtained. Ports, where attacks can be made, can be detected.	It gives us the values of Open, Closed, Filtered, and Unfiltered according to the openness of the ports.
Maltego	It extracts the mapping of IP routes by mapping the ports that the system is connected to in IP routers.	It provides us with the connection paths of the system. All external links are represented by IP paths.
Metasploit	It allows us to listen to the system listening paths in the database and the paths that can be connected to the system.	The vulnerabilities of the system are presented to us.

4.1. Nmap

There are 65,532 ports known in the systems. Nmap is a popular tool used to scan these ports. If certain intervals are not specified in the scans, the most used 1000 ports are used(AKYILDIZ, 2013; Altınkaynak, 2020). Port, State, and Service information are taken as output.

- Port indicates the protocol using the port number.
- Service specifies the service names running on the port.
- State indicates whether the port is open, closed, or filtered.
  - Open: indicates that the port is accessible.
  - Closed: indicates that the port is accessible but cannot be modified.
  - Filtered: means that the filtering port is blocked by the filtering mechanism. There is no information about whether the port is open or closed.
  - Filtered: means that the filtering port is blocked by the filtering mechanism. There is no information about whether the port is open or closed.
  - Open|Filtered: port may be open or filtered. This situation has not been resolved.

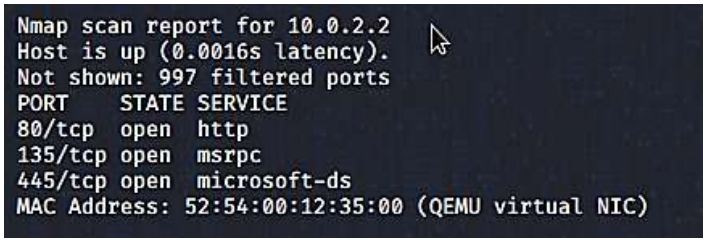


Figure 7: Nmap Screen After Scanning

4.2. Maltego

It is important to know about the systems to be attacked. It is necessary to have enough information about the system by collecting passive and active information about the systems(Çelik, 2020). passive information; It is the information that is fixed on the internet of the system about which information is requested to be collected. Search engines, social networking platforms, whois and DNS query sites, and sites that collect personal information can provide us with this information. Active information; IP is the acquisition of DNS and subdomains through servers and service providers. Maltego is the tool that provides us with the active and passive information of the system. It was developed by Paterva in the Java programming language. Free and commercial versions are available. It is used by experts in the field of security and those who want to improve themselves in this field to collect and analyze open-source information(ADIR, 2019).

4.3. Metasploits

It is an open-source platform developed in 2003 that facilitates the discovery and control of security vulnerabilities in its system. Metasploit 2.0 is coded in Perl, Metasploit 3.0 is coded in Ruby. It provides us with security vulnerabilities of services or applications running on the systems. It has 1400+ exploits, 800+ auxiliary modules, 400+ payloads, 30+ encoders, and 8 nobs on its framework. Attack, eavesdropping, and vulnerability detection can be done with available tools(Kennedy et al., n.d.).

Metasploit Framework has its database. There is information such as what the openings are and how they are used. To facilitate the use of openings, their use is also explained. There are some modules such as information gathering, detection of vulnerabilities, passing through security points without authorization. The methods that will provide ease of use are(Jaswal, 2014):

- Exploits: System vulnerabilities that will cause the system to run out of service by using the vulnerabilities found in the targeted system. Exploits attacks are the use of methods that will cause the system to be out of use as a result of the use of all vulnerabilities that do not work in the system or are described as bugs.
- Encoder: It is the encryption process necessary for bypassing security points in the system.
- Payload: These attack codes written to listen to system connections. You can listen and monitor system connections such as webcam, speaker, Bluetooth connections, wireless. Changes can be made to the system after the attack.
- Auxiliary: These are the attacks made on the system to gather information before the attack. Service detection, port scans, vulnerability scans, and tools used for all clients are available under this title.
- Nops: Bits that occupy memory to learn “Not Operation” memory locations. Their purpose is to detect intrusions and deceive systems. The program progress flow can be changed and jumped to a random place (Graham, 2011).

Metasploit's unique filing system features;

- Data: Data can be manipulated and modified by Metasploit.
- Lib: It is the main build library of the framework system.
- Plugins: It is a plugin that can use all the features of the framework.
- Tools: These are the tools that handle the operations on the command line according to the location.
- External: External sources are 3rd party software and source codes.
- Documentation: These are the documents used to inform the Framework.

5. AUTONOMOUS VEHICLE NEW DESIGN SECURITY MEASURES

5.1. Data Security

Data security in autonomous vehicles is important with the development of technologies on vehicles. There is a need for new designs to increase the security measures according to new technologies in new vehicles. Some recommendations are made for security measures. These recommendations are shown in figure 8. Demonstrated safety precautions; Secure Communication, Security Monitoring, Anti Malware, Secure Cloud Computing, User in- Vehicle authentication, Isolation, IPS, Patch Management, Firewall.

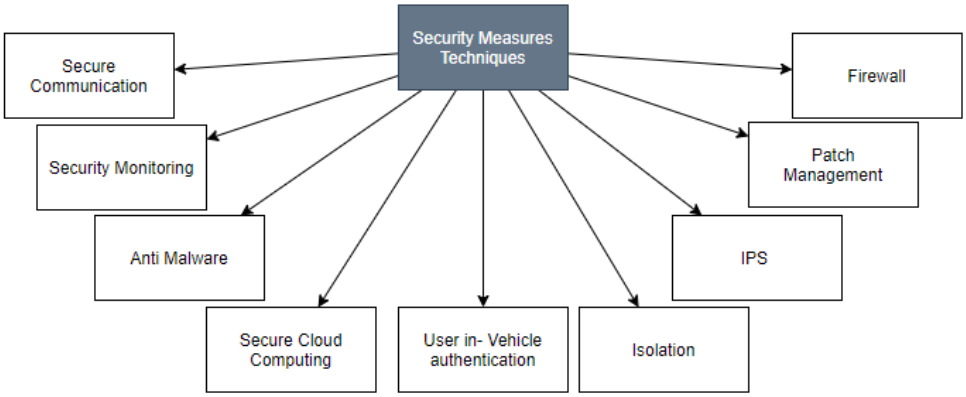


Figure 8:Security Measures Concept Tree

6. RESULTS

The study aims to evaluate how to eliminate the cyberattacks that threaten the use of autonomous technological vehicles and especially automobiles. In general, attacks made by using vulnerabilities arising from the processors on which the system is running are taking control of the system, stopping and shutting down the system. For attacks to be carried out, there must be a wireless connection. Since it is not possible to have a wireless connection for the system to work, the system must be used in a controlled manner by the user. The system architecture requires a processor. The system is susceptible to cyber attacks due to its structure. Other parts in the system; position sensor, vision sensor, vehicle parts sensors, and wireless communication modules. All these sensors are used with the openings arising from their use. Necessary precautions should be taken for use and the entire system should be inspected at regular intervals. Since the attacks are usually aimed at the processors of the cars, they should be. checked whether the updates that may come to the system come from known sources. Updates or calibration updates from unknown sources should not be done. Intervention outside the user should not be allowed. It can be supervised by system experts, enthusiasts, those who want to improve themselves in this field, and users. For this, there are tools (tools) that provide system control. Unknown IPs that will appear in system scans due to IP usage should be disabled to infiltrate the system via a wireless connection. Since it is thought that the systems will always have a wireless connection, scanning and intrusions in this area should be rejected. When it is thought that there is an intervention in the system, system files should be checked and harmful software should be deleted from the system when detected. In the use of the system, the inspection phase should not be skipped. Movements that are known to be foreign or whose identity is unknown should not be allowed in the system.

The work of anti-virus companies and experts working in this field will be aimed at reducing the share of the processor in control since the cyber attacks are aimed at the processor. In this way, the use of the processor in cyberattacks will be reduced. Risks in trader vulnerabilities will decrease as its share in control decreases. These studies will cause attackers to look for new attack methods. In this way, it will not be possible to attack the systems with known methods for a long time. In this study, precautions and techniques to be taken in newly designed vehicles against cyber-attacks are also discussed. Thanks to these techniques, it is aimed to protect companies in terms of financial and corporate reputation, to prevent theft of information and accidents of vehicles. In addition, it is aimed to be beneficial for future academic studies and institutions that will work in this field.

REFERENCES

ADIR, A. E. (2019). Kurumlar İçin Siber üvenlik Laboratuvarı Altyapısının Oluşturulması. *IEEE Transactions on Software Engineering*, *24*(4), 233–244. https://doi.org/10.1145/1390630.1390641

AKYILDIZ, A. (2013). *T.C. Süleyman Demġrel Üngversġtesġ Fen Bġlġmlerġ Enstġtüsü Sġber Güvenlġk Açisindan Sizma Testlerġnġn Uygulamalar Ġle Değerlendġrġlmesġ*.

Altınkaynak, M. (2020). *Siber Güvenlik ve Hacking*. Abaküs Yayınları.

Bezai, N. E., Medjdoub, B., Al-Habaibeh, A., Chalal, M. L., & Fadli, F. (2020). Future cities and autonomous vehicles: analysis of the barriers to full adoption. *Energy and Built Environment*. https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2020.05.002

Çelik, H. (2020). *Bilgi Güvenliği Ve Sızma Testleri* (Vol. 21, Issue 1). https://doi.org/10.1155/2010/706872

Çuhadar, İ. (2017). İnsansız Hava Aracı Sistemlerinde Bilgi Güvenliği Ve Risk Tabanlı Çok Kriterli Karar Verme Modeli İle Değerlendirilmesi [Gazi Üniversitesi]. In *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Vol. 11, Issue 3). https://www.m-culture.go.th/mculture_th/download/king9/Glossary_about_HM_King_Bhumibol_Adulyadej's_Funeral.pdf

Feng, S. (2019). *Cognitive Dynamic System for Connected and Autonomous Vehicles*.

Gelernter, N., Kalma, S., Magnezi, B., & Porcilan, H. (2017). The Password Reset MitM Attack. *Proceedings - IEEE Symposium on Security and Privacy*, 251–267. https://doi.org/10.1109/SP.2017.9

Gomes, I. P. (n.d.). *A Software Architecture Proposal for Autonomous Vehicles*.

Graham, J. (2011). Cyber Security Essentials. In *Journal of Visual Languages & Computing* (Vol. 11, Issue 3). https://www.m-culture.go.th/mculture_th/download/king9/Glossary_about_HM_King_Bhumibol_Adulyadej's_Funeral.pdf

Green, H. (1925). Radio Controlled Automobile. *Radio News*, *592*, 656.

Haider, Z., & Khalid, S. (2017). Survey on effective GPS spoofing countermeasures. *2016 6th International Conference on Innovative Computing Technology, INTECH 2016*, 573–577. https://doi.org/10.1109/INTECH.2016.7845038

Jaswal, N. (2014). *Mastering Metasploit*. http://www.google.pt/books?hl=en&lr=&id=S6mkAwAAQBAJ&pgis=1

Kendi, A. (2017). *Sürücüsüz Araçlar ve Türkiye*. https://thinktech.stm.com.tr/uploads/raporlar/pdf/1412201715732202_stm_surucusuzaraclar_.pdf

Kennedy, D., Gorman, J. O., Kearns, D., Aharoni, M., & Moore, H. D. (n.d.). *Metasploit*.

Kumar, P. D., Nema, A., & Kumar, R. (2009). Hybrid analysis Of executables to detect security vulnerabilities. *Proceedings of the 2nd India Software Engineering Conference, ISEC 2009*, 141–142. https://doi.org/10.1145/1506216.1506248

Marquez, C. J. (2010). An Analysis of the IDS Penetration Tool : Metasploit. *The InfoSec Writers Text Library*, *9*. http://www.infosecwriters.com/text_resources/pdf/jmarquez_Metasploit.pdf

MURATOĞLU, O. (2020). Akıllı Araçlar İçin Bulanık Mantık Temelli Siber Güvenlik Risk Modeli. *Journal of Visual Languages & Computing*, *11*(3), 55. https://www.m-culture.go.th/mculture_th/download/king9/Glossary_about_HM_King_Bhumibol_Adulyadej's_Funeral.pdf

Naranjo, J. E., Bouraoui, L., García, R., Parent, M., & Sotelo, M. Á. (2009). Interoperable control architecture for cybercars and dual-mode cars. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, *10*(1), 146–154. https://doi.org/10.1109/TITS.2008.2011716

Nennioğlu, A. K., & Köroğlu, T. (2018). Otonom araçlarda hareket planlaması. *Artıbilim: Adana Bilim ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, *1*(2), 20–29. https://dergipark.org.tr/tr/pub/artibilim/issue/41954/488100

Newsome, J., Shi, E., Song, D., & Perrig, A. (2004). *The sybil attack in sensor networks*. 259. https://doi.org/10.1145/984622.984660

Raiyn, J. (2018). Data and cyber security in autonomous vehicle networks. *Transport and Telecommunication*, *19*(4), 325–334. https://doi.org/10.2478/ttj-2018-0027

Şimşek, H. F. (2020). *ARP Spoofing*. https://includekarabuk.com/kategoriler/cesitliSizmaTeknikleri/Arp-Spoofing-Saldirisi-Nedir-ve-Nasil-Yapilir.php

ŞİMŞEK, H. F. (2019). *Arp Spoofing Saldırısı Nedir ve Nasıl Yapılır*. http://www.includekarabuk.com/kategoriler/cesitliSizmaTeknikleri/Arp-Spoofing-Saldirisi-Nedir-ve-Nasil-Yapilir.php

TÜİK. (2018). *Trafik Kaza ve Denetim İstatistikleri*. https://www.pa.edu.tr/Upload/editor/files/Trafik_Kaza_ve_Denetim_İstatistikleri.pdf

Vassallo, E. W., & Manaugh, K. (2018). Spatially clustered autonomous vehicle malware: Producing new urban geographies of inequity. *Transportation Research Record*, *2672*(1), 66–75. https://doi.org/10.1177/0361198118794057

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF HIGH VOLTAGE DIRECT CURRENT VOLTAGE RIPPLE IN BATTERY ELECTRIC VEHICLES

Ali Mesutcan Gök, Samet Akşit

[1,2,,3] AVL Turkey, Calibration, İstanbul, Turkey
[3] Corresponding Author: Ali Mesutcan Gök, mesutcan.gok@avl.com

ABSTRACT

Batteries and voltage source inverters (VSI) are most important components for electric vehicles. Three phase voltage source inverters are being commonly used in automotive industry to provide power for AC motor using the DC battery chemical energy. Output link of the VSI's are extensively studied because electric vehicle current usage is depending on dynamic torque demand and AC power is not smooth as DC power. However, DC-link voltage ripple is also vital phenomenon to design electric vehicle system and control of energy transformation with using VSI's. DC voltage ripple must be analyzed to define capacity of DC link capacitor on VSI. Besides that, when controlling electric vehicle if DC Voltage ripple is over its limits, durability of control system can be deteriorated. Validation is required for DC voltage ripple on different conditions during electric vehicle development activities. In this study DC voltage ripple on the DC link of the inverter is investigated. Ripple's dependencies on the modulation methods, switching frequency, load, and battery management system conditions such as temperature and state of charge are examined, an optimized calibration approach is suggested.

Keywords: Electric vehicles, DC voltage ripple, inverter control, vehicle tests, PWM Control

1. INTRODUCTION

Day by day, requirements from both customers and authorities in the automotive industry are getting challenging due to safety and emission regulations. To overcome those challenges, manufacturers are developing new technologies and methodologies for various disciplinaries. As one of the requirements is to lower the emissions, manufacturers are shifting to electrification where the vehicle's power is generated by an electric machine at least in one level of its operation. Reports of Advanced Propulsion Centre UK states that, electric powertrains are an important component of electric vehicles, which are gaining popularity as a result of new restrictions limiting the usage of ICE-powered vehicles in the short and medium term to minimize particulate and CO2 emissions [1].

Today in xEV applications, due to their high power/weight ratio and controllability AC motors are widely being used where they are powered by DC power sources (HV Batteries). Hence to maintain power flow, an AC-DC power conversion is a must between battery and AC motors. The three-phase voltage source inverter (VSI) is de facto standard in power conversion systems. As a power conversion method, researches on pulse width modulation (PWM) control strategies have been conducted intensively. Various modulation techniques have been proposed and analyzed to improve the inverter's performance and discussed by Holmes [2]. However, most of the studies and papers only focused on the AC-side (outlet) of the inverter while DC-Link performance is not analyzed extensively.

To minimize the current values, electrified powertrain systems are aiming to increase DC voltage as much as possible to lower conduction losses and heat generation. Rapid changes in the DC current and switching of power semiconductor devices creates ripples in the DC voltage. To filter out the ripple, one of the solutions is utilization of DC-link capacitor. Even tough DC link capacitors can filter out the ripple, to minimize capacitor size and protect ECUs from dramatic voltage change in short amount of time, controlling the ripple is crucial. To be able to control ripple, dependencies of voltage ripple in a vehicle must be investigated in detail.

At 2017 in a study carried out by Vujacic et al, [3] DC ripple is investigated based on operation point to use in DC link capacitor design. Through the paper detailed experimental investigation of instantaneous DC link voltage switching ripple have been conducted. In the study, non-ideal DC source is used with the acceptance of its impedance to be much

higher than the capacitor's. Ripple is analytically defined as a function of the phase angle, amplitude of the output current and modulation index. However, that study is done only for relatively low power and speed applications. Later in 2019, the study is widened to cover for automotive applications (high speed and high-power applications) [4]. But still the new study is focused on determining the ripple experimentally. This exiguousness is later covered by Mantzanas et al., in 2020 by deriving a mathematical expression for the current ripple [5].

However, all those studies suggest only estimation to the ripple value for the simultaneous operation condition and does not investigate or mention controlling the ripple. Different modulations techniques or voltage values, switching frequencies are not included. No controlling or prediction on the ripple is performed, instead, after system operates, using mentioned signal values, ripple is calculated. In previous studies, laboratory setups and model-based tests are used as development environment, on-vehicle tests and studies are not available. In the vehicle, ripple is affected by many other factors such as harness and DC-DC converters.

In this study, diversely to the previous studies, DC ripple is aimed to be optimize. Here DC ripple is not just a resultant phenomenon but also a key performance indicator that needs to meet the target. During the experiments a real battery with all non-ideal behaviors are used, the controlled experimental environment is kept however, all the components are used with their actual working behaviors. Also, during the study, both inverters and batteries impacts on the DC ripple is investigated extensively. For test data, a battery electric vehicle, equipped with synchronous e-machine that has interior permanent magnet in the rotor (IPM) has been used. A 3-channel high sample rate (up to 1 MHz) external measurement device is connected between the battery and inverter to measure DC voltage, current and power values. The vehicle tests are held on a proving ground and vehicle dyno under controlled external conditions. Undermentioned test maneuvers are performed to investigate impacts of following variables on the DC link voltage ripple,

- Load
- Used PWM method
- Used PWM frequency
- DC Link voltage (Battery's state of charge)
- Battery cell temperature

After the analysis, various dependencies are found. Outcomes are generated and supported with measurement data. Nonetheless, due to intellectual property concerns, used data are post-processed and normalized with hardware's maximum ripple capacity under full load, meaning 1.0 peak-to-peak voltage ripple is the limit. Additionally, motor speed and motor torque are also normalized and shown in results as percentage value. The result data show, ripple has affected significantly from operating conditions and with a refined calibration it can be minimized.

2. DC VOLTAGE RIPPLE DEPENDENCY ANALYSIS

On this study, DC Voltage theoretical background is investigated. Afterwards, the factors which has impact on DC Voltage ripple are tested on battery electrical vehicles. Vehicle conditions effects on DC voltage is analyzed such as SOC and test maneuvers. Results are investigated and ripple calibration effects are optimized based on test results. To begin with, below in Figure-1 field-oriented control strategy for the IPM is schematically given.

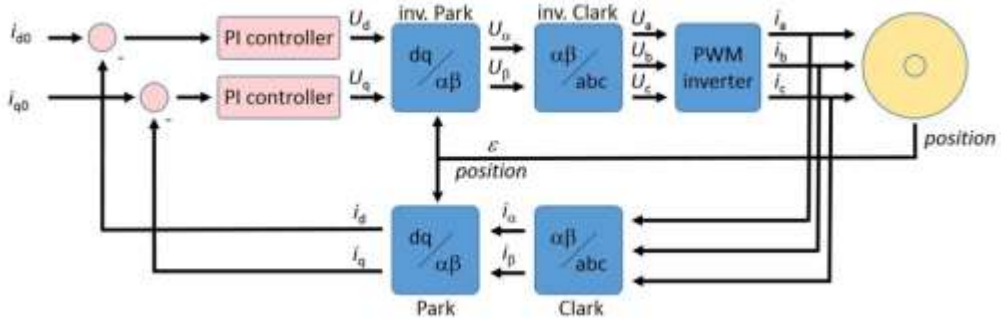


Figure 112. *Field Oriented Control Schema of an IPM [6]*

In field-oriented control, magnetic and electrical fields are controlled to generate requested torque. The "PWM inverter" section shown in the above figure generates switching patterns which causes the ripple. While investigating the ripple based on explained parameters, they are grouped into; environmental conditions which calibration engineer can control on test environment but cannot be controlled during the end-user operation, and controllable parameters which are

engineer's tools to meet targets via optimization. As shown in below figure the control parameters are PWM frequency and the utilized modulation method. While, they can be constant for whole operation zone, for optimized power-train applications, those parameters should be variables depending on the uncontrollable factors where they will be the inputs of decision-making process. Below a schematic is given in Figure-2 which states the controllable variables, environment conditions, the target output, and the workflow.

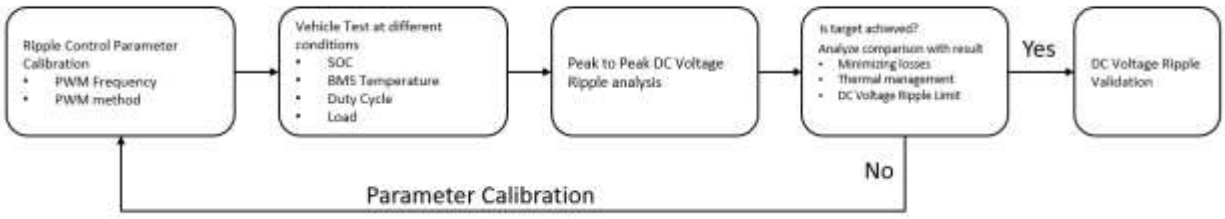


Figure 2. *DC Ripple Optimization Workflow*

2.1. DC Voltage Ripple Calculation

The residual periodic variation of the DC voltage within a power supply is known as ripple in electronics. After rectification or inversion, the waveform is not fully smoothed, it results in this ripple. Ripple voltage comes from the unsmooth high frequency voltage deviations from the generation and commutation of DC electricity [7].

To calculate DC voltage ripple, a fixed window size must be determined. For that window maximum and minimum voltage values are subtracted from each other to have peak to peak ripple values as shown in Figure-3 below.

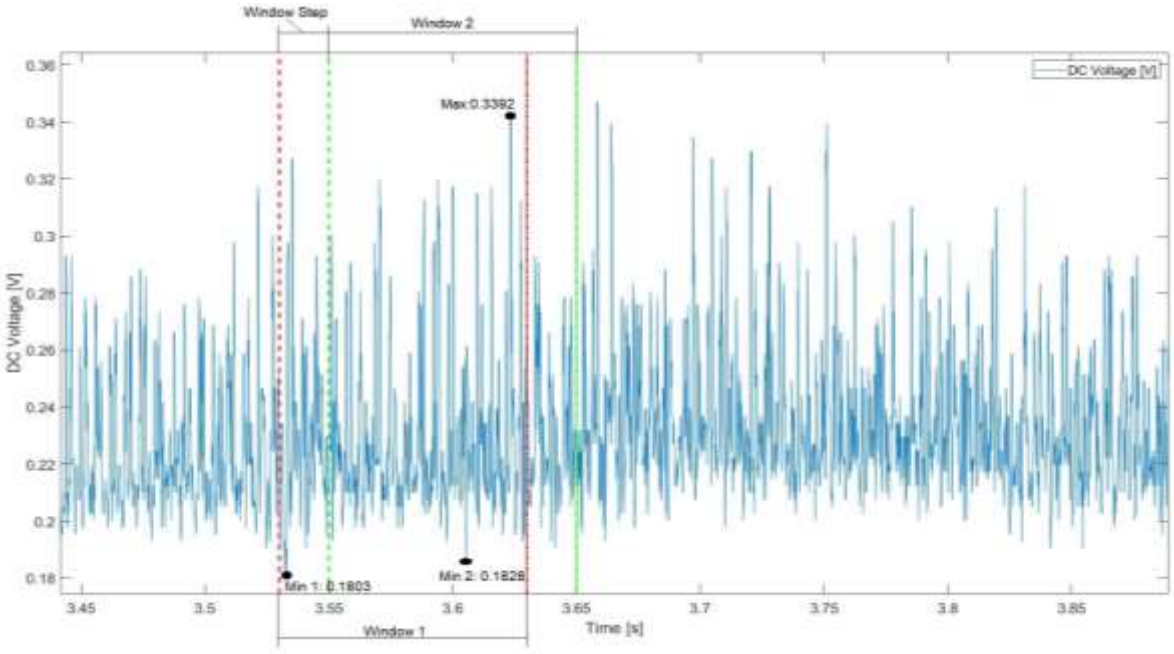


Figure 3. *Peak to peak Ripple Analysis Method*

This calculation method provides to consider all voltage difference in short time which are defined by window size and window step size. Formula is applied for all time base high sampled voltage measurement as shown in equation 1.

$$V_{peak2peak} = \max(Voltage)_{inwindow} - \min(Voltage)_{inwindow} \quad (1)$$

However, all those studies suggest only estimation to the ripple value for the simultaneous operation condition. They do not investigate or mention any details about controlling the ripple. Different modulations techniques or voltage values, switching frequencies are not included. No controlling or prediction on the ripple is performed, instead, after system

operates, using mentioned signal values, ripple is calculated. Additionally, in previous studies, as development environment, laboratory setups and Simulink models are used, and no on-vehicle study is conducted. In the vehicle, DC voltage ripple is affected by many other factors such as harness and DC-DC converters [8].

2.2. Test Setup And Measurement Methods

DC Voltage Ripple vehicle investigation tests are conducted either in a private test track where pedestrians are not allowed to enter or on climate-conditioned vehicle dynamometer where external conditions are controlled such as ambient temperature and wind speed. On the test track, maximum speed was limited to 180 kph, while same limit is applied in vehicle dynamometer for consistence. The test track had elliptical shape where its lengths is 2.5 km in straight lines and 6.5 km in total. Test runs are completed between 11:00 to 15:00 o'clock to avoid air conditions variations. Two different cycle is selected to test DC Voltage ripple which are full load acceleration and nominal load acceleration to maximum speed. Below in Figure-4 the schematic of the test track is shown.

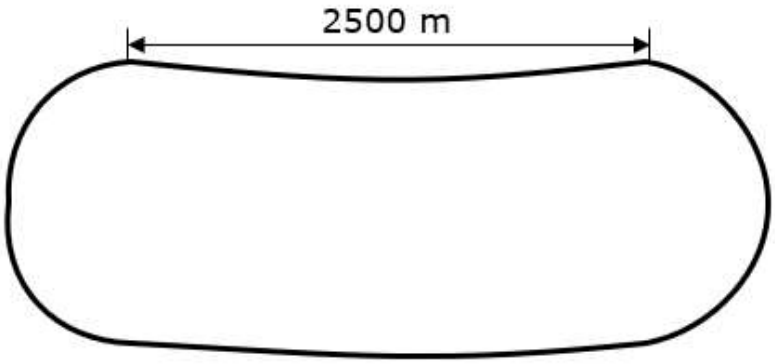


Figure 4. *Test Track Schema*

During tests, a rear wheel driven battery electric vehicle is used. Vehicle was equipped with a single ratio reduction gear transmission. The vehicle is installed with 150 kW permanent magnet synchronous AC motor and powered by 58 kWh battery with 420km WLTP range. Vehicle's curb weight is measured approximately 1650 kg including the mounted measurement devices and development equipment. To measure required signals, an ETAS box with ethernet cable extension is used. Relevant internal signals such as vehicle speed, acceleration pedal position, modulation index, switching frequencies of IGBTs, torque and e-machine rpm are measured (between 1ms to 100ms based on the signal) via mentioned ETAS box, beside all CAN-log. For BMS temperature, NTC sensors are equipped inside the battery pack for development purposes, also, a 3 channel power analyzer is positioned at the DC inlet of the inverter which is set to 2 μs (500 kHz) sampling time, for DC voltage, current and power measurement.

Vehicle tests are planned to cover all DC Voltage ripple dependency and totally 36 tests are run. During tests, vehicle data and external sensor data are recorded with ETAS toolbox. Except the tests runs where the PWM control strategy is specified, all the test runs are done where modulation method is decided based on the load on the system and this procedure is named as "Mixed" in the Table-1. The requested load is determined with modulation index while the mixed PWM control strategy combines the Continuous Space Vector Modulation (SVM) for the loads where modulation index is lower than the threshold and Discontinuous PWM Single update (DPWM SU) for the rest. Furthermore, to investigate effects of update strategy a discontinuous PWM Double Update technique is tested in tests number 5, 27, and 36. Also, for any other test run, all variables are kept same to prevent any cross-effects between the investigated properties. Test details are explained on Table-1 below.

Table 1. Test Matrix

Test No:	Rated Load	PWM Control Strategy	Modulation Frequency [kHz]	SOC [%]	Average Battery Temperature [°C]
1	Half Load	Mixed	9	Half	23
2	Full Load	Mixed	9	Half	23
3	Half Load	SVM	9	Half	23
4	Half Load	DPWM SU	9	Half	23

5	Half Load	DPWM DU	9	Half	23
6	Half Load	Mixed	9	High	23
7	Half Load	Mixed	9	Half	23
8	Half Load	Mixed	9	Low	23
9	Half Load	Mixed	9	Half	-6.5
10	Half Load	Mixed	9	Half	-5.5
11	Half Load	Mixed	9	Half	-1.5
12	Half Load	Mixed	9	Half	8
13	Half Load	Mixed	9	Half	20
14	Half Load	SVM	5	Half	23
15	Half Load	SVM	6	Half	23
16	Half Load	SVM	7	Half	23
17	Half Load	SVM	8	Half	23
18	Half Load	SVM	9	Half	23
19	Half Load	SVM	10	Half	23
20	Full Load	Mixed	5	Half	23
21	Full Load	Mixed	6	Half	23
22	Full Load	Mixed	7	Half	23
23	Full Load	Mixed	8	Half	23
24	Full Load	Mixed	10	Half	23
25	Full Load	SVM	9	Half	23
26	Full Load	DPWM SU	9	Half	23
27	Full Load	DPWM DU	9	Half	23
28	Full Load	Mixed	5	High	23
29	Full Load	Mixed	6	High	23
30	Full Load	Mixed	7	High	23
31	Full Load	Mixed	8	High	23
32	Full Load	Mixed	9	High	23
33	Full Load	Mixed	10	High	23
34	Full Load	SVM	9	High	23
35	Full Load	DPWM SU	9	High	23
36	Full Load	DPWM DU	9	High	23

The data taken from the vehicle are investigated in the time domain. For time domain analysis ripple calculation is performed inside a time window whose duration is preselected. If the duration is selected too long, then ripple will be affected by the voltage drop due to varying currents, leading too large ripple values. Likewise, if the duration is selected less than the switching period, the voltage will not have the chance to vary, leading too low ripple values. Based on the requirements from microcontroller developer and datasheet of DC link capacitor, 50 millisecond time window is decided. Inside the analysis window maximum voltage value out of approximately 25.000 sampling points is subtracted from the minimum and ripple is calculated. Average of the other values such as motor speed is taken and assigned to ripple values. Then, analysis window is shifted 10 millisecond (~5000 sample point) and new window is analyzed as explained.

3. TESTS AND DATA ANALYSIS

Test details and ripple calculation methods are described on this study. Regarding vehicle test data, investigation for each dependency analysis is required to optimize ripple performance on the electric vehicle. On this section, vehicle test results are reported based on load rate, PWM control strategy, modulation frequency, battery SOC and battery temperature.

3.1. Ripple And Acceleration Load Rate Investigation

Dynamic power on electrified powertrains causes DC Voltage ripple. Main factors of dynamic power are torque demand and consequently, motor speed and motor torque operations. Torque demand signal is created by vehicle control unit via acceleration pedal position. Therefore, torque demand and limitation values are parameterized as two

different value for this study to observe load rate relevant ripple characteristics on Figure-5 below. Initially, acceleration maneuver with full pressed acceleration pedal test is conducted without any parameter changes and it is called as full load test. At the second test driver torque demand is limited to half. As a result, vehicle acceleration characteristics changed, and results are plotted based on motor speed.

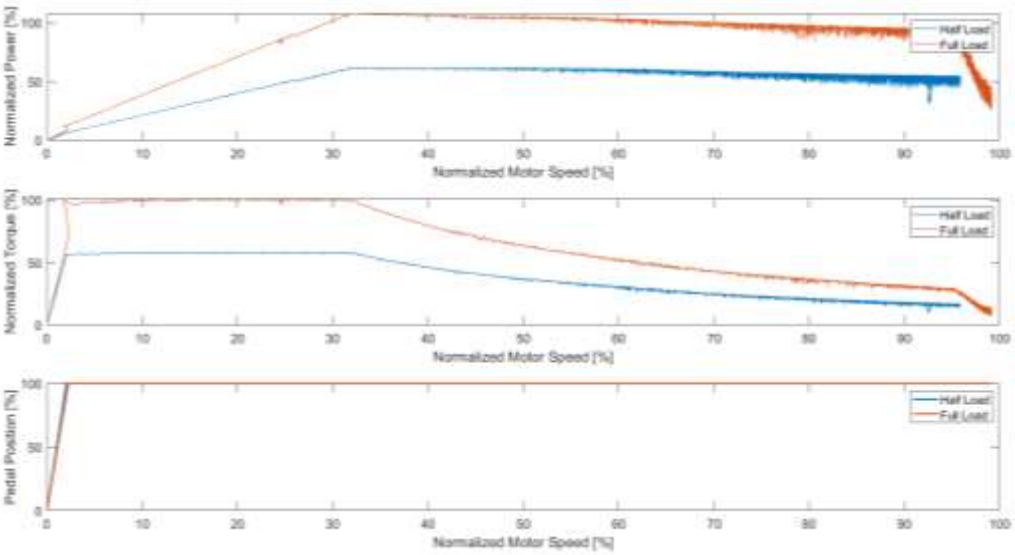


Figure 5. Half Load – Full Load Test Comparison

DC Voltage value is also affected by applied load on vehicle. Ripple characteristics on the half load and full load tests can be seen also in Figure-6 below. At half load test maximum ripple value is observed as 0.41 V_{p2p} around 0.52 normalized rpm but at the full load tests maximum ripple value increased to 0.79V_{p2p} and it is shifted to 0.42 normalized rpm. It is obviously seen that ripple characteristics are increased parallel to the power increase in the powertrain.

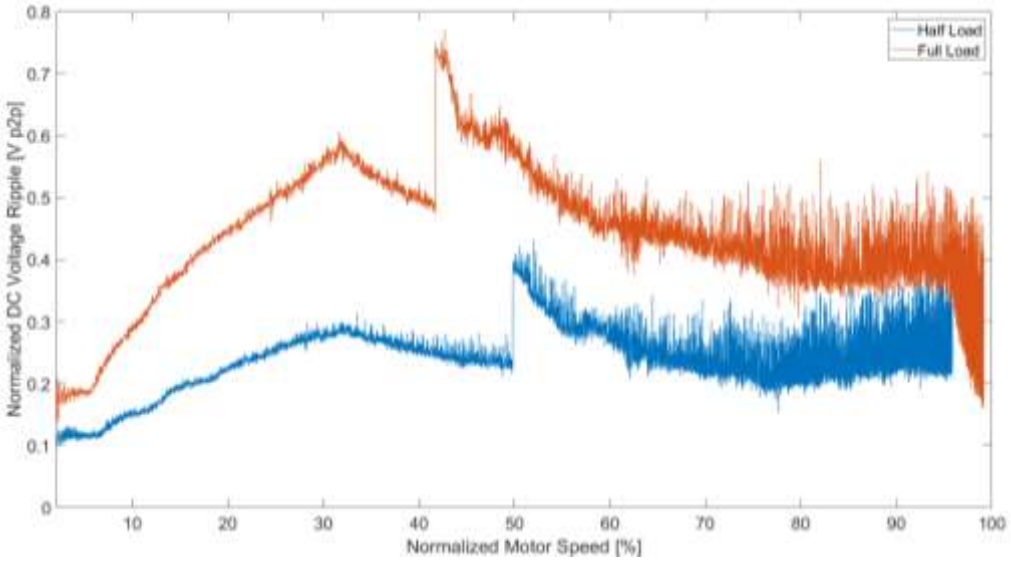


Figure 6. Half Load – Full Load Ripple Comparison

3.2. Investigation Of Control Strategy Effects On Ripple Characteristics

In a BEV, the e-machine is driven by the power electronic component which is VSI in many cases. The control strategy of the e-machine hence the vehicle's power is implemented inside the inverters ECU. Inside the inverter semiconductors such as IGBT's or MOSFET's are switched on and off rapidly in a determined sequence to generate correct output waves. Due to their superior advantageous such as better controllability, low total harmonic distortion and easier implementation, in automotive applications carries based PWM techniques are used [9].

In this study, two types of carrier-based pulse-width modulation techniques, space-vector modulation (SVM) and Discontinuous Pulse-Width Modulation (DPWM), are investigated. In DPWM method, single update (SU) and double update (DU) methods are utilized separately where in double update the third IGBT status updated with a frequency twice of the switching frequency. Results are plotted below in the Figure-7.

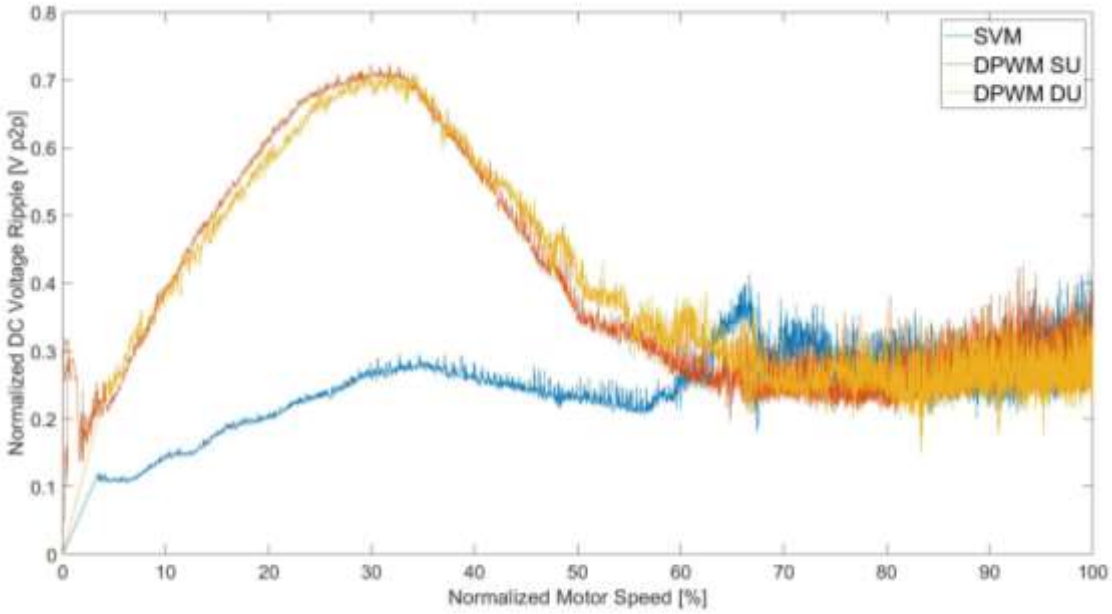


Figure 7. Different Modulation Techniques Ripple Comparison

Those results show in rpm zone between 0-0.5 normalized rpm values space vector modulation results in lower ripple, keeping all other variables same. After approximately 0.3 normalized rpm, ripple in DPWM starts decreasing with almost a constant slope until 0.5 normalized rpm. After that point, the slope is reduced to almost zero until maximum speed. As the ripple in SVM keeps increasing from 0 to 0.7 normalized rpm, around 0.65 normalized rpm the ripple for all three methods are getting almost equal. Later ripple in SVM has the tendency to be larger than the DPWM. The significantly higher ripple for DPWM in lower rpm zone can be explained with the disturbance coming from not switching third-IGBT On the other hand, this not switching IGBT leads a decrease in the switching loss and heat generation, leading the necessity of a fine calibration between modulation methods.

3.3. Investigation Of SOC Effects On Ripple Characteristics

Inlet voltage of the VSI inside the BEV is determined by the SOC of the battery pack in the vehicle. With increasing state of charge, available voltage is also increasing. During the analysis SOC levels which are read from CAN are group in 3 levels such as,

- 10-15% SOC as “LOW”
- 45-55% SOC as “HALF”
- 90-100% SOC as “FULL”

The results are obtained as given in the Figure-8.

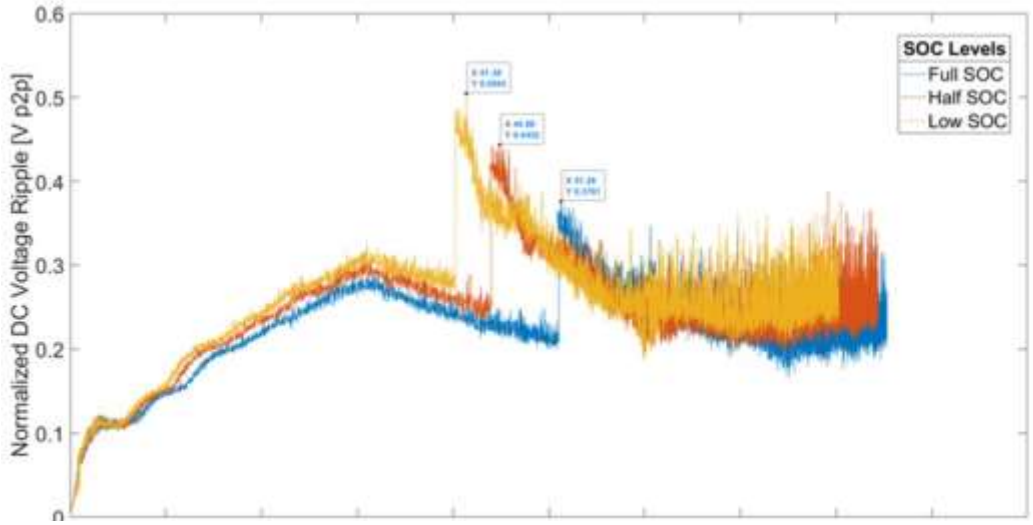


Figure 8. SOC Effects on DC Voltage Ripple

This results shows, when the modulation technique changes, it has similar effects on all SOC levels for ripple jump. But, lower SOC shifts, modulation technique switch to the lower rpm values. In other words, modulation method change occurs at lower rpm values. Also from the results, it is seen that for relatively low speed there is no difference on ripple between various SOC levels. The devation starts after approxiamtly 0.12 normalized rpm. At low SOC, maximum 0.50 V_{p2p} is observed at 0.41 normalized rpm, while at half SOC 0.44 V_{p2p} ripple occurred at 0.44 normalized rpm and at full SOC 0.38 V_{p2p} happened at 0.51 normalized rpm. For whole speed range low SOC test run had more ripple both in maximum and average values. It is seen that incresing real SOC (i.e. higher DC inlet voltage) led lower ripple in DC voltage.

3.4. Investigation Of Battery Temperature Effects On Ripple Characteristics

A simplified equation for DC link inlet voltage is given in Eq-2 below.

$$V_{inlet} = V_{battery} - iR \tag{2}$$

where $V_{battery}$ is the battery outlet voltage, i is the current and R is the resistance of the battery and cable section. As results from section 3.3. shows, increasing the inlet voltage decreases the ripple. So for the worst case analysis and to test the limitations, inlet voltage is aimed to be as low as possible. Hence initially battery resistance was tried to be maximized. For a Lithium-ion battery decreasing temperature results in higher battery internal resistances and limits the energy capacity [10]. To investigate the trade off vehicle is conditioned inside a -15°C climate chamber and half load test manuevers is performed. Results are shown in below Figure-9.

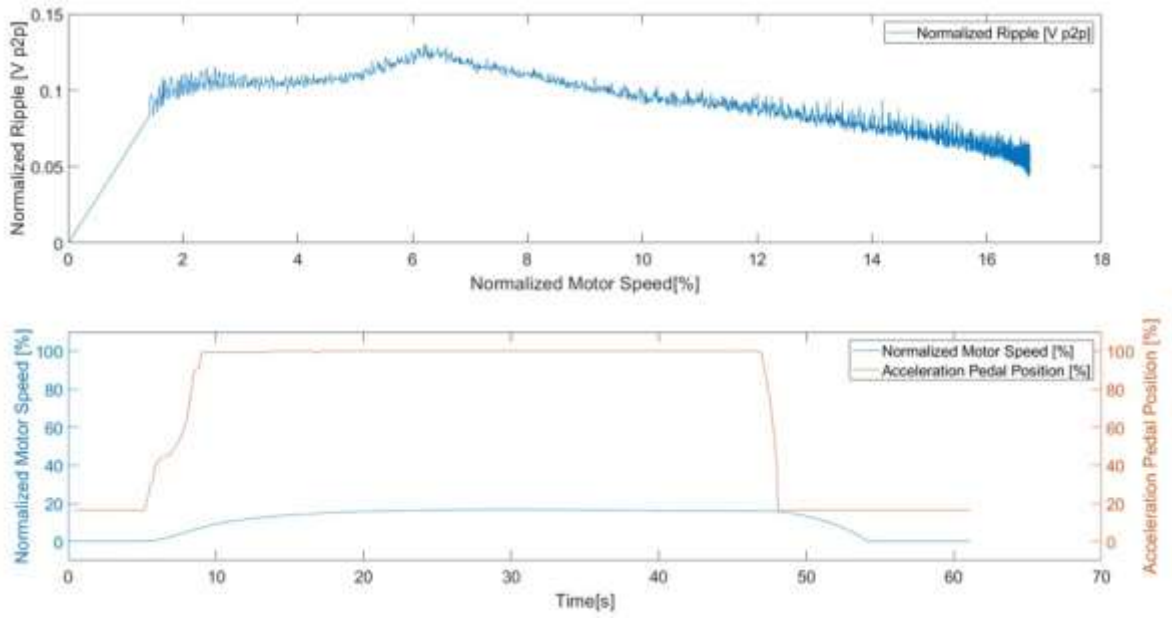


Figure 9. Ripple Calculation on -13°C Battery Temperature Test

With -13°C average cell temperature during the test, vehicle performance is limited dramatically. With fully pressed pedal (100%), vehicle accelerated up to 0.18 normalized rpm, than derating functions limit the current to protect the battery from high current drain at cold temperatures beside batteries own chemical limitations. After 20 seconds vehicle started to slow down due to resistive forces. Even the battery resistance is incresed and battery voltage dropped, due to realtively low current values, voltage drop from battery cells to inverter is negligiable. Under those limitations; low DC power availability, derating funcitons, only 0.13 V_{p2p} ripple is observed at 0.16 normalized rpm as maxima. Later, higher temperature test cases are performed as results are shown below in Figure-10.

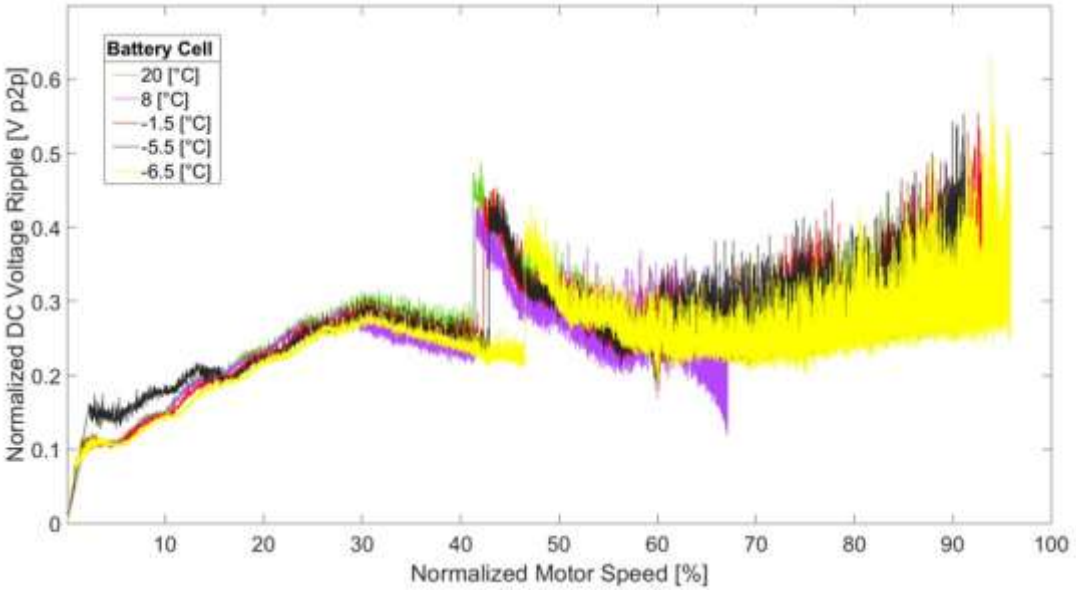


Figure 10. Battery Temperature Effects on DC Voltage Ripple

Results shows, at 20 degree, maximum 0.51 V_{p2p} ripple is observed at 0.41 normalized rpm. For 8°C this value is seen as 0.43 V_{p2p} ripple at 0.42 normalized rpm. For -1.5 and -5.5 V_{p2p} ripple are observed same with the value of 0.46 at 0.450 and 0.453 rpm respectively. At -6.5°C, maximum 0.42 V_{p2p} ripple is observed at 0.48 normalized rpm. These results shows, even though temperature affects the battery resistance, due to performance limitaitons and battery characteristics, ripple is not affected significantly. On the other hand, modulation technique switch point shifted to higher rpm values with the decreasing temperautre.

3.4. Investigation of Switching Frequency Effects on Ripple Characteristics

Switching frequency of VSI is one of the most important parameters. It affects the efficiency on both the inverter and e-machine. Below the results for various switching frequecy test runs are shown in Figure-11.

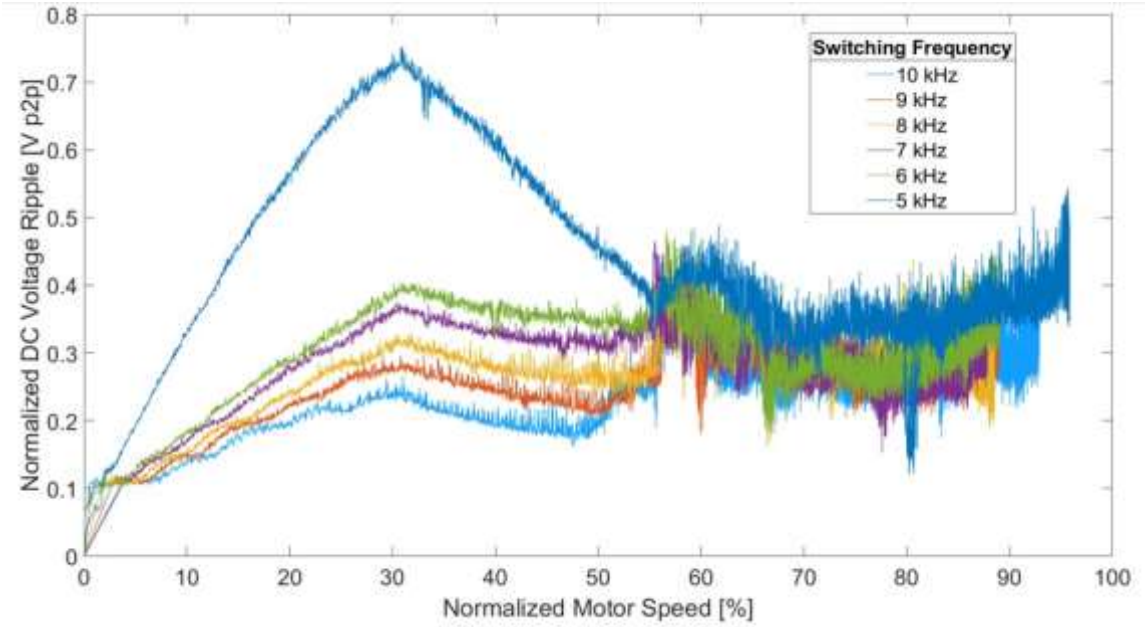


Figure 11. Switching Frequency Effects on DC Voltage Ripple

Switching frequencies are investigated with space vector modulation as modualiton methods with mentioned time steps. At low e-machine rpm, low ripple is observed regardless of the switching frequency. At each test run, a local maxima is observed at appx 0.3 normalized rpm which is the corner point of e-machine, outlying the 5 khz test run. Only in 5 kHz test run, a global maximum is observed. Around 0.55 normalized rpm, measured ripple values are gathered together around 0.4 normalized ripple value. However, the disturbance is significantly increasing after that point for all frequenies. For 6 kHz at 0.53 normalized rpm 0.48 V_{p2p}, for 7 kHz at 0.52 normalized rpm 0.46 V_{p2p}, for 8 kHz at 0.55 normalized rpm 0.44 $V_{p2p,}$ for 9 kHz at 0.56 normalized rpm 0.40 V_{p2p} and eventually for 10 kHz at 0.56 normalized rpm 0.36 V_{p2p} ripples are evaluated. That analsysis shows ripple is decreasing with incerasing frequency in the investigated scope.

4. CONCLUSION

Experimental vehicle tests have been conducted, and 36 test data are measured to investigate for the goal of this study. Different optimization parameterization approach is tested to investigate ripple dependency. All parameter sets are applied to inverter controller for dependency test one by one and test data are measured for each. MATLAB code is created for data mining and investigation. Results of the MATLAB code, optimum ripple performance for each condition are investigated. It is obviously shown that battery temperature, load rate of acceleration, battery SOC have direct effects on DC Voltage ripple for different conditions. On the other hand, control parameters such as switching frequency, PWM method selection can directly affect ripple characteristics too. As a main goal of this study, control parameters on different conditions are optimized to provide best ripple performance on all conditions.

Below in the Figure-12, effects of control parameters at different environmental conditions are shown. Using all information and outcomes from the vehicle tests and theoretical background, optimized calibration is suggested as in following.

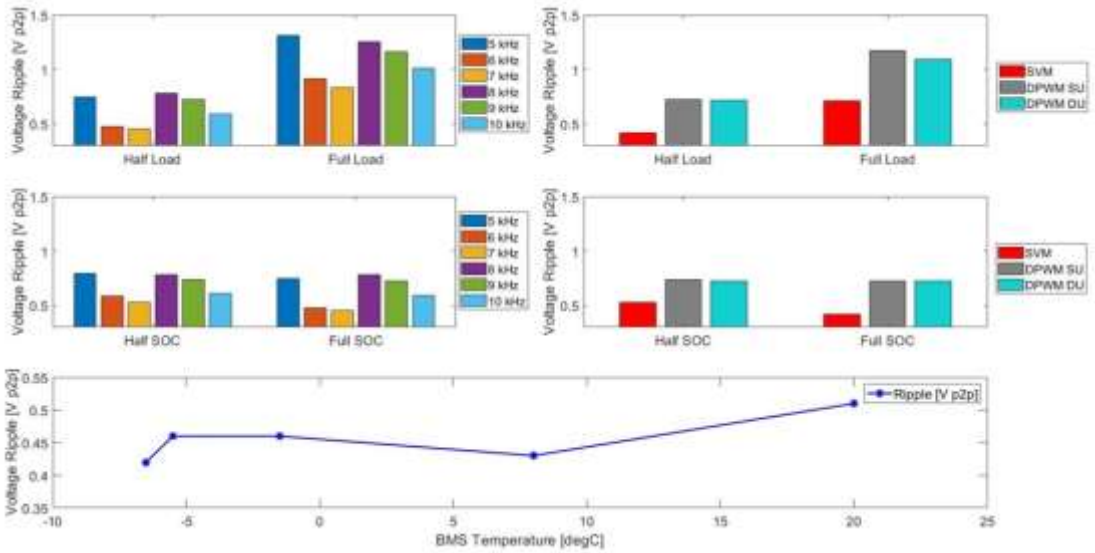


Figure 12. Evaluation of Parameter Dependency

When the power on the powertrain increases due to higher load request, ripple is increasing for each modulation strategy. To optimize the ripple behavior, 7 kHz switching frequency with SVM is suggested for the tested battery, inverter, and e-machine setup as base operation. Moreover, to the ripple optimization, a relatively lower frequency set point can decrease the heat generation on the inverter and cover the additional losses of SVM over the DPWM. To prevent any failure on the system due to over voltage ripple, SVM should be utilized as much as possible, however when the thermal load becomes unsustainable, modulation strategy must switch to DPWM. When the load request is high on the system, to meet the performance requirement DPWM strategy should be utilized to prevent overheating. However, when the pedal demanded torque is high at low rpm zones, thermal stability is no more concern in comparison to ripple. Hence SVM should be used until speed is approaching corner point of the e-machine to avoid overshooting the HW ripple limit. After corner point is exceeded, to lower the heat generation DPWM should be selected as soon as ripples are below HW ripple limit. This selection can be done via a calibratable that is calibrated based on the project specs to switch from SVM to DPWM. This switch parameter should decide the modulation technique based on the load on the system. During the operation of the BEV, with the decreasing SOC level, DC voltage ripple is increasing. To balance the increase, as inversely proportional to the SOC decrease, switching frequency should be increased to 7 kHz and SVM should be utilized more. On the other hand, while SOC is high, to prevent overheating the system DPWM strategy can be hold even lower speed zones. If battery pack is cold without any performance limitations, to lower the ripple, same strategy with the SOC decrease should be applied.

Beside the optimization of the DC voltage ripple, power losses of whole powertrain components such as, the inverter, e-machine and the gearbox must be considered during the development. For the future researches regarding DC voltage ripple on electric vehicles, application software of inverter must have additional control algorithms to have better durability of system such as DCDC voltage status, regenerative mode status etc. In addition, machine learning or fuzzy logic algorithms can be also implemented to system for improve used switching method. Design o experiment (DoE) methodology can be used in further studies for more inclusive optimization. Besides dependencies of DC voltage ripple, DC voltage ripple mathematical model can be developed, and it can be validated with vehicle tests.

REFERENCES

[1] Advanced Propulsion Centre UK (2018), "The Roadmap report towards 2040:A guide to automotive propulsion technologies", Automotive CouncilUK, Tech. Rep., pp.11-18.

[2] Holmes, G.D., Lipo, T.A., (2003) "Pulse Width Modulation for Power Converters: Principles and Practice", IEEE Series on Power Engineering; JohnWiley and Sons: Piscataway, NJ, USA

[3] Grandi, G., Hammami, M., Vujacic, M., and Srndovic, M., (2017). "Evaluation of DC voltage ripple in three-phase PWM voltage source inverters", IEEE 26th International Symposium on Industrial Electronics (ISIE), 19-21 June 2017, UK

[4] Grandi, G., Hammami, M., Vujacic, M., and Srndovic, M., (2018). "Analysis of dc-Link Voltage Switching Ripple in Three-Phase PWM Inverters. Energies", 11,2, p.471

[5] Duerbaum, T., Kuebrich, D., and Mantzanas, P., (2020) "A Fast and Accurate Calculation Method for Predicting the Battery Current Ripple in Battery-fed PWM Inverter Systems,", IEEE 21st Workshop on Control and Modeling for Power Electronics (COMPEL), 9-12 November 2020, Denmark, pp. 1-6

[6] URL 1: Field Oriented Loop Control Structure (2017) http://www.olliw.eu/uploads/foc-current-loop-standard-01.jpg, 12 May 2021

[7] Millman-Halkias, "Integrated Electronics", McGraw-Hill Kogakusha, NYC USA, 1972

[8] Babaei, E., Hosseini, S., Mashinchi Maheri, H., and Sabahi, M.,(2017) "High Step-Up DC–DC Converter With Minimum Output Voltage Ripple," in IEEE Transactions on Industrial Electronics, 64, 5, pp. 3568-3575, May 2017

[9] Awate, S. P., (2015), "A Review of Carrier Based Modulation Techniques", International journal of Science and Research (IJSR), 4, 3, March 2015

[10] A. Lebkowski, (2017), "Temperature, Overcharge and Short-Circuit Studies of Batteries used in Electric Vehicles", Przeglad Elektrotechniczy, 1, 5, pp.69-75

[11] Ertl H., Kolar J.W., and Zach F.C., "Influence of the modulation methods on the conduction and switching losses of a PWM converter system", IEEE Trans. Industry Appl. vol. 27, pp. 1063-1975, Nov./Dec. 1991.

[12] Gao, L., Wan, Y., Wang, Z., and Zhang, G., "Discontinuous Space Vector PWM Strategy for Three-Phase Three-Level Electric Vehicle Traction Inverter Fed Two-Phase Load", World Electric Vehicle Journal, March 2020

ENERGY BENEFIT ANALYSIS OF INDEPENDENT TORQUE VARIATION IN FULLY ELECTRIC OFF-ROAD TRACKED VEHICLES

[1]Taha Taner İnal, [1]Barış Yalçın, [1]Gürkan Çetin, [2]Mohamed Ben Abdallah, [2]Mohammad Ghazali, [3,4]Galip Cansever, [2*]Ahu Ece Hartavi

[1] Havelsan Inc., Robotics and Autonomous Systems, Ankara, Turkey
[2] University of Surrey, Center of Automotive Engineering, Guildford, UK
[3] Altınbaş University, Electrical and Computer Engineering, Istanbul, Turkey
[4] Yıldız Technical University, Control and Automation Engineering, Istanbul, Turkey
[*] Corresponding Author: Ahu Ece Hartavi, a.hartavikarci@surrey.ac.uk

ABSTRACT

Increasing environmental concerns and the limited energy density of the current Lithium-Ion battery technology attracts the industry and academia's attention to the control strategies and drivetrain architectures that can further help to reduce the energy efficiency of electric vehicles. On-board and in-wheel configurations bring additional benefits such as independent torque variation over centre-driven ones with a cost of high price. In this perspective, in this study, the energy benefit analysis of independent toque variation based control strategy has been studied for a fully electric tracked vehicle. Throughout the analysis, the nonlinear characteristics of each drivetrain component were modelled through 3D maps. The simulation studies have been tried to be carried out for the whole operating range of the vehicle. The analysis has shown that vehicle lateral dynamics significantly affect the energy consumption of electric vehicles. Furthermore, the results can be used directly during the design of the independent torque based controller design.

Keywords: Energy benefit analysis, torque vectoring, power consumption, electric tracked vehicle

1. INTRODUCTION

The growing environmental concerns caused by increasing vehicle emissions by 25% in the last 30 years have triggered the electrification of off-road vehicles [1]. That is mainly because internal combustion engines of off-road vehicles are the primary source of nitrogen oxides (NOx) and particulate matter (PM10) [2]. Therefore, the electrification of these vehicles plays a vital role in reducing energy usage and reducing emission levels. Moreover, at zero speed, the electric motor can deliver the maximum available torque, which translates into excellent launch capabilities of the vehicle. However, the main drawback of an electric vehicle is its energy storage system, which is the battery pack. The inadequate energy density of the battery, which is ten times less than fossil fuel, has a direct impact on the vehicle range [3].

Several studies have been carried out in the literature on the development of torque distribution allocation for in-wheel and on-board electric vehicles [1-14]. Some of the studies mainly consider the torque distribution considering only the longitudinal vehicle dynamics. In contrast, others have taken into account the lateral vehicle dynamics and reduction of energy consumption due to the possibility of individual control of each EM.

The first group of studies only considered the longitudinal dynamics together with drivetrain losses. In this perspective, Torinsson *et*. al proposed two different control strategies based on online and offline optimization techniques. The simulation results have shown that through developed optimization algorithms, a reduction of up to 3.9% in energy consumption for fixed distribution ratio and equal tyre-to-road friction utilization can be obtained [4]. Chen *et.* al proposed and compared real-time adaptive, Karush–Kuhn–Tucker (KKT) -based and rule-based energy-efficient control allocation (EECA) technics for longitudinal speed tracking control problem. The simulation and experimental results have proven that adaptive and Karush–Kuhn–Tucker-based ones have less consumption than the rule-based approach for rear-wheel-drive vehicle [5]. Moreover, the KKT-based EECA method is presented by formulating a nonlinear cost function for the front and rear-wheel is driven EVs. The simulation results have shown that the developed method is faster than other methods without any dependency on initial conditions [6]. Yuan *et.* al developed a EM consumption based online optimization for torque distribution. In this method, EM which is working on low torque region is disconnected from the axle via clutch. As a result of this, power consumption of EM is decreased 27% and energy economy improved 4% for New European Driving Cycle (NEDC) [7].

Building more environmentally friendly vehicle systems relies on understanding the root cause of the powertrain losses and lateral dynamics considering the powertrain architecture. In fulfilment of that, Chen *et.* al have presented a low-level adaptive EECA with a high level sliding mode control (SMC) structure considering propulsive and regenerative efficiency of motor for four in-wheel driven drivetrain configuration. The simulation and experimental results presented that the designed method have a lesser power consumption than pseudoinverse control allocation (CA) technic [8]. Kobayashi *et.* al have suggested a direct yaw torque control (DYC), including minimization of tyre slip loss on contact patches for four-wheel driven EV. Simulation results have shown that the developed method reduced power consumption of the vehicle due to dynamic steering response in the acceleration and deceleration when cornering [9]. Sun *et.* al have offered a DYC considering energy saving during quasi-steady-state steering for four in-wheel driven EV. In this work, offline optimization is made for torque distribution during continuous driving and steering, and it is shown that the proposed method made up to 10% energy economy compared to other techniques [10]. Edrén *et.* al have compared front axle steering (FAS), rear-axle steering (RAS) and all-wheel steering (AWS), considering actuator limitations in the six different EV configuration. The simulation results show that the combination of fully distributed torque vectoring and RAS structure provides a 10% reduction in energy consumption [11]. Zhai *et.* al have presented a hierarchical control combining energy efficiency and steering stability, making multi-objective optimization for four in-wheel-driven EVs. The simulation results have shown that the developed method saved energy 23.68% with enhanced vehicle steering stability [12]. Nishiara and Higashino have investigated the optimization of power consumption caused by tire slippage and developed a DYC algorithm for four in-wheel-driven EVs. They compared with alternatives that do not use DYC and showed the effectiveness of DYC ın the power consumption [13]. Koboyashi *et.* al have shown the effectiveness of the DYC method for energy loss during steady-state steering by formulating the relationship between power loss and cornering resistance, together with motor and inverter losses [14][15].

Some the studies looked at the energy efficiency from a lateral stability perspective. Zhang *et.* al developed an optimal torque distribution (OTD) strategy for four in-wheel driven drivetrain configuration. Different weighting coefficients are used for objective function of vehicle stability and low energy consumption. To solve the objective function of the low energy consumption, the sequential quadratic programming (SQP) technic was applied. Because SQ needs a complex solving process, this method is not suitable for real-time application, but it can obtain better vehicle stability and fuel economy [16]. Sun *et.* al have studied a switching principle between DYC for energy economy and lateral stability of four-wheel driven EV. In this study, they made offline optimization for torque distribution using EM efficiency. The simulation results show that the proposed combined controller provide safe and more efficient driving than only DYC for stability controller [17].

On the contrary, there have not been many paper for both torque vectoring and energy consumption optimization in the tracked electric vehicle application. In one of the few relevant studies done by Huang *et.* al., they added an extra motor called a power coupling system to enhance high-speed steering capability. The control has been performed through an optimization-based torque distribution strategy. The simulation result clarified that the developed system and control method enhanced steering response for high-speed driving [18].

This paper presents the potential benefit analysis of torque control for dual-motor fully electric tracked vehicles by considering drivetrain losses. In this framework, the paper starts by introducing the prototype vehicle architecture, which was developed to investigate the electrification benefit of tracked vehicles. The rest of the paper is as follows. The third section is devoted to modelling the electrical machine, power electronic converter, and transmission system. In section four, the power consumption analysis is carried out firstly, based on the models developed in section two to characterise the losses, and second based on the lateral dynamics. Finally, the paper ends with conclusions in the last section.

2. ELECTRIC TRACKED VEHICLE

The electric track vehicle investigated in the study is an autonomous fully electric rubber-tracked vehicle. The vehicle itself and the schematic of the vehicle prototype is shown in Fig.1. The battery left and right electrical machines (EMs), power electronic converters (PEC), reduction gear, and sprocket constitute the main components of the powertrain with the related Electronic Control Units (ECU), which are not shown in the figure due to simplicity. Each EM driver transfers electric power between the electric machine and battery pack. Each motors supply power to each sprocket through the two speed-reduction gearboxes with a fixed gear ratio to allow the operator to make the most of the EM's power available while moving slowly through challenging terrain, respectively.

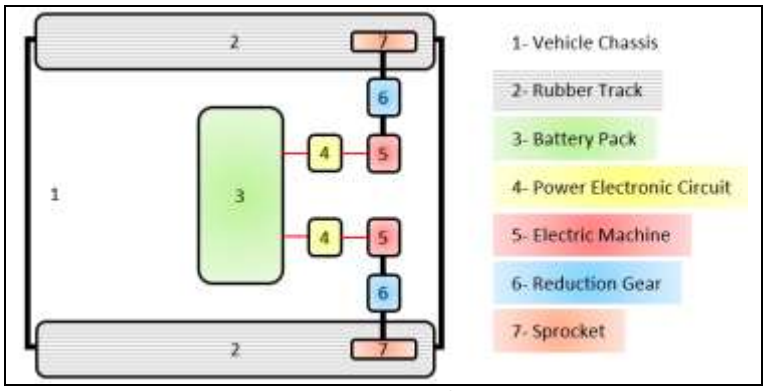


Figure 1. The powertrain schematic of electric tracked vehicle

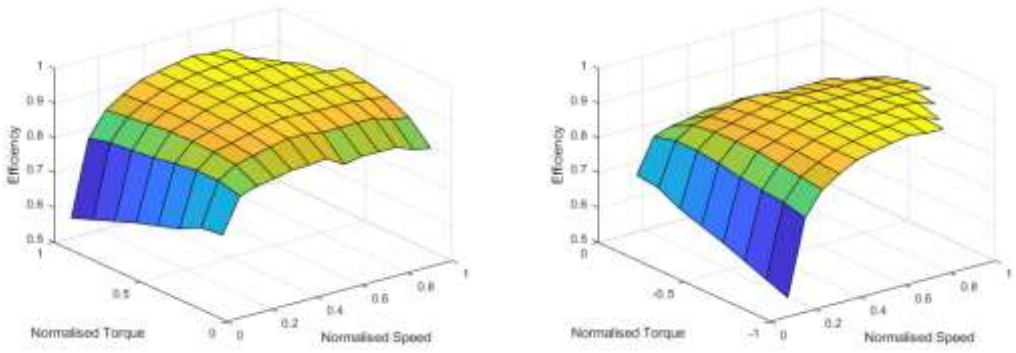
The coordinated control of the longitudinal and lateral motion is achieved by torque control through the traction motors on both sides of the vehicle. It is important to note that based on the specifications, the vehicle and powertrain are configured so that continuously variable steering and speed control are feasible at the same time.

3. DRIVETRAIN MODEL

There are three dominant factors when power consumptions of electric drivetrain are modelled. These are power losses of the EM, PEC and mechanical transmissions. There are some several nonlinear effects at the source of the losses which come from environmental conditions, disturbances and nonlinear characteristic of the equipment. There can be seen in the literature some modelling approach to investigate the power consumption. In this study, these losses are calculated by efficiency maps and formulation approaches for known characteristics of the equipment.

3.1. Electric Machine

The on-board EMs are modelled using their torque versus speed characteristics and efficiency maps. The torque maps of both rear right and rear left EMs are given both for traction and braking in Fig. 2. Since both EMs are identical the maps are presented only for one of the motor. Normalised torque and rotational speeds of both EMs were defined as inputs whereas efficiency is defined as output.



a. **b.**

Figure 2. Electric machine efficiency maps a. traction mode b. regeneration mode

3.2. Power Electronics

The power consumption of the PEC consists of the conduction and switching losses. Conduction losses is caused by the internal resistance of the switching device whereas switching losses are due to the on-off characteristics of the current and voltage during switching. Hence, they are proportional to current, voltage, on-off times and switching frequency. The efficiency maps of PECs both for the rear right and rear left EMs are shown in Fig. 3.

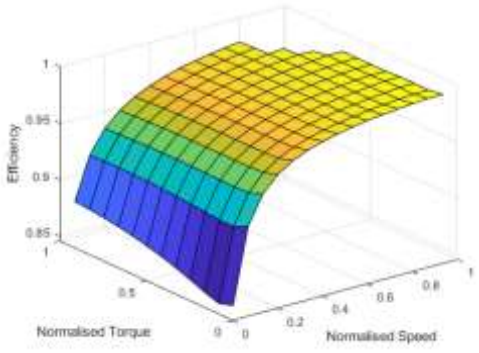


Figure 3. Power electronic converter efficiency maps of both EMs.

3.3. Transmission

There are two gears between rubber track and electric motor for each side of the vehicle. These gears are reduction gear and sprocket. When the reduction gear reduces the rotational speed range of the motor output shaft, it increase the torque range for sprocket. Main concern of the reduction gear is matching speed-torque needs for motor and track of the vehicle. Purpose of the sprocket is transmitting the power of the motor to the vehicle track and it is also called as traction gear. Basically, output speed and torque of the motor divided and multiplied through reduction gear ratio respectively. And after that output torque and speed of the reduction gear transmitted to the rubber track via sprocket.

$$\hat{Q}_m = \begin{cases} \eta_g \dfrac{Q_{track}}{i_g \aleph_Q} & P_t < 0 \\ \dfrac{Q_{track}}{\eta_g i_g \aleph_Q} & P_t > 0 \end{cases} \quad (3)$$

$$\hat{w}_m = \frac{w_{track} i_g}{\aleph_w} \quad (4)$$

Where i_g and η_g are total gear ratio and efficiency; Q_{track} is the torque in the rubber track, $\hat{Q}_m$ is the normalized torque on each motor, $\hat{w}_m$ is the normalized angular speed of the wheel; $\aleph_Q$ and $\aleph_w$ are normalisation factors expressed as maximum value of torque and speed respectively. These parameters are obtained by multiplication of two gear parameters for efficiency and gear ratio terms separately.

$$i_g = i_{rg} i_{tg} \quad (5)$$

$$\eta_g = \eta_{rg} \eta_{tg} \quad (6)$$

Where i_{rg} and η_{rg} are gear ratio and efficiency of the reduction gear; i_{tg} and η_{tg} are gear ratio and efficiency of the traction gear.

4. POWER CONSUMPTION ANALYSIS

4.1. Drivetrain Power Consumption Characterisation

It is known that the efficiency of the electric machines and inverters changes with working current and voltage speed generally. Moreover, direct relationships can be established between current-voltage and torque-speed. Furthermore, the power consumption can be modelled as a nonlinear function the speed and torque. In this study, these nonlinear maps are used to calculation of the power consumptions for the motor and inverter. In addition, the power consumption of the transmission is calculated from theoretical efficiency of the gears. The drivetrain power consumption characteristic is shown in Figure 4. The characteristic is shown for four different speed starting from 0.96 km/h up to 10.2 km/h.

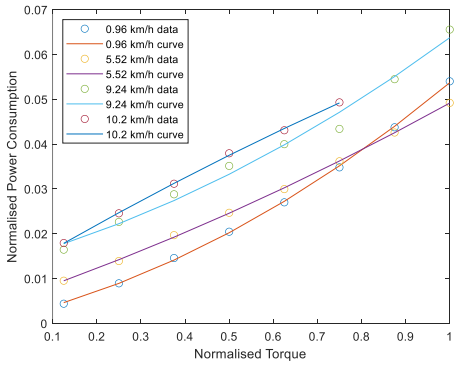


Figure 4. Power consumption curve fitting as a function of required torque for different motor speeds.

This characteristic behaviour of the power consumption can be represented by a second-degree polynomial which is given as:

$$\hat{P}_c(\hat{Q}_m, \hat{w}_m) = a_2 \hat{Q}_m{}^2 + a_1 \hat{Q}_m + a_0 \tag{7}$$

$$\hat{P}_c = \frac{P_c}{\aleph_P} \tag{8}$$

where a_0, a_1 and a_2 are polynomial coefficients, $\hat{Q}_m$ is the normalised torque vector containing the motor coefficients vary with motor speed; $\hat{P}_c$ is the normalize power consumption of the motor and $\aleph_P$ is a normalisation factor expressed as maximum power of the motor. The data is fitted separately for the positive and negative torques for total amount of motor and inverter. The total motor power loss can be expressed as sum of the power losses in traction and regeneration, where both these power losses are given by:

$$\hat{P}_{c,m}^{Q+} = \sum_{k=1}^{2} \hat{Q}_{m,k} \hat{w}_{m,k} \left(\frac{1}{\eta_k^{Q+}} - 1 \right) \tag{8}$$

$$\hat{P}_{c,m}^{Q-} = \sum_{k=1}^{2} \hat{Q}_{m,k} \hat{w}_{m,k} \left(1 - \eta_k^{Q-} \right) \tag{9}$$

where η^{Q+}, η^{Q-} are the efficiency in traction and regeneration of the motors respectively. The subscript 'k' indicates the left and right electric machine. The curve fitting success of the determined polynomials for traction and regeneration can be seen in Figure 5.

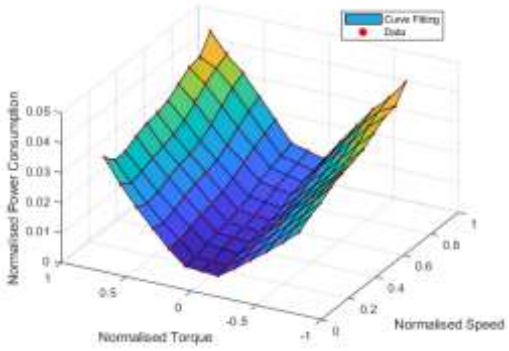


Figure 5. Power consumption curve fitting as a function of normalised torque and speed.

4.2. Vehicle Lateral Dynamics Effect

In an EV with at least two EMs on the same axle, it is possible to generate either a destabilising yaw torque to reduce understeer, or a stabilising yaw torque to increase understeer. The direct yaw torque is provoked by the uneven torque distribution between the two sides of the EV. The torque demands on each side are calculated in Equation 10 from Q_T, total axle torque, and Q_Y, required yaw torque.

$$Q_{mR} = 0.5Q_T - Q_Y\frac{r_g}{L_t} \quad (10)$$

$$Q_{mL} = 0.5Q_T + Q_Y\frac{r_g}{L_t} \quad (11)$$

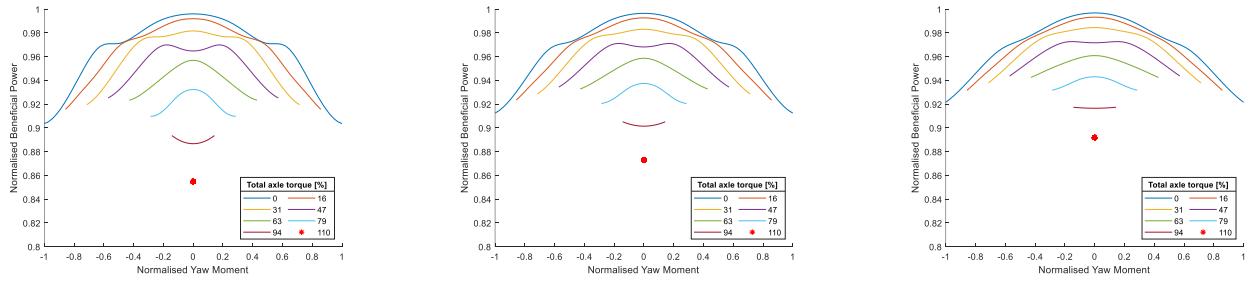
In this equation, r_g and L_t are represent the traction gear radius and track width respectively. In Figure 6 there are some examples of motor power loss with respect to the direct yaw torque. The direct yaw torque for these cases is calculated as follows:

$$Q_{mL} = Q_T,\ Q_{mR} = 0 \Rightarrow Q_Y = 0.5Q_{mL}\frac{L_t}{r_g} \quad (12)$$

$$Q_{mL} = 0,\ Q_{mR} = Q_T \Rightarrow Q_Y = -0.5Q_{mR}\frac{L_t}{r_g} \quad (13)$$

$$\hat{Q}_Y = \frac{Q_Y}{\aleph_{QY}} \quad (14)$$

where $\hat{Q}_Y$ is normalized yaw torque and $\aleph_{QY}$ is the normalisation factor expressed as the maximum value of the Q_Y.



a. **b.** **c.**

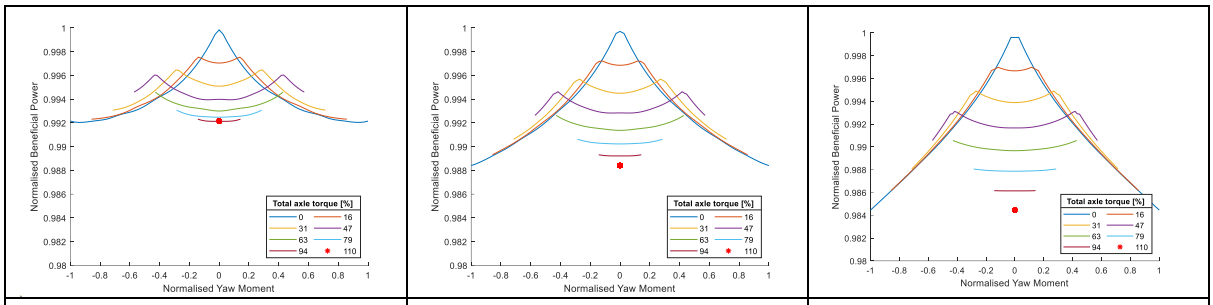
Figure 6. Beneficial power of electric machine as a function of normalised yaw torque with respect to normalised total axle torque and normalised vehicle speed of **a.** 0.1, **b.** 0.5 **c.** 1

As it can be seen from the Figure 6, electric machine power consumption has a wavy characteristic for most of the total axle torque and vehicle speed conditions. Especially for the 86% of total axle torque, power consumption can be minimized at the two different local minimum for nonzero yaw torque value. In contrast, generally, minimum power consumption can be obtained at the zero yaw torque value.
The normalized power losses of the inverter in the propulsion and the regeneration mode are calculated as follows:

$$\hat{P}_{c,i}^{Q+} = \frac{P_{me}}{\aleph_P}\left(\frac{1}{\eta_i} - 1\right) \quad (14)$$

$$\hat{P}_{c,i}^{Q-} = \frac{P_{me}}{\aleph_P}(1 - \eta_i) \quad (15)$$

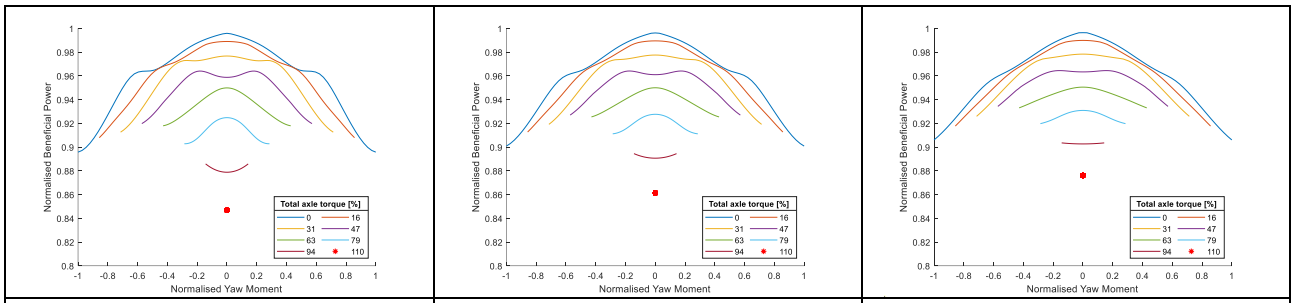
Where P_{me} is the input electrical power to the electric motor and η_i is the efficiency of the inverter. From Figure 7, as it can be seen that the minimum power consumption is obtained with nonzero yaw torques beyond zero total axle torque. Minimum consumption can be achieved at one of the local minimum of the curves.



a. **b.** **c.**

Figure 7. Beneficial power of PEC as a function of normalised yaw torque with respect to normalised total axle torque per cent and normalised vehicle speed of **a.** 0.1, **b.** 0.5 **c.** 1

The power consumption of the powertrain is including transmission, motor and inverter power consumptions. From Figure 8 it can be seen that optimal solution is achieved at the zero yaw torque situation generally. In addition, at the 86% of total axle torque, there are two local optimum.



a. **b.** **c.**

Figure 8. Beneficial power of drivetrain as a function of normalised yaw torque with respect to normalised total axle torque per cent and normalised vehicle speed of **a.** 0.1, **b.** 0.5 **c.** 1

Relationship between torque demand and direct yaw torque is shown in Figure 9. It indicates the maximum yaw torque usability with the actual vehicle configuration.

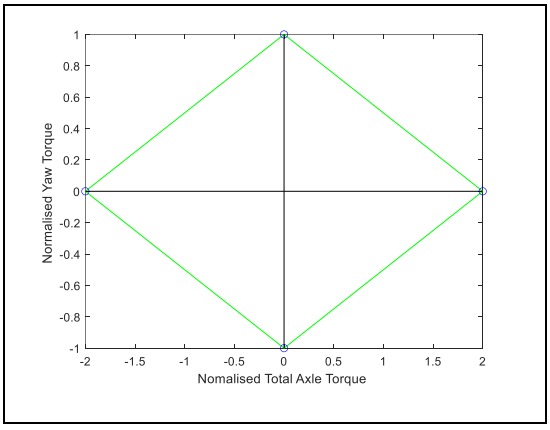


Figure 9. Normalised yaw torque vs total axle torque.

More specifically, from Figure 9 it is possible to see the behaviour of the yaw torque with respect to the total axle torque. When the total axle torque is either the maximum or the minimum value the only yaw torque possible is zero, whilst when the total axle torque is equal to zero, the yaw torque can be either the maximum or the minimum value.

5. CONCLUSION

This paper presents the potential benefit analysis of torque vectoring for dual-motor fully electric tracked vehicles by considering electric machine (EM), power electronic circuit (PEC) and transmission losses. In order to get as close as possible to the results in practice, nonlinear characteristics for the power consumption of the EM, PEC and transmission are modelled. The analysis investigates the power consumption the system for whole working range that vehicle can work. Based on the analysis carried out, the power consumption of the drivetrain with respect to the driver torque request can be represented as a second-order polynomial function that is monotonically increasing. In addition, lateral dynamic analysis have shown that there are one local minimum in the power consumption of the drivetrain at constant total axle torque with respect to yaw moment, while two local optimum exist for certain region. As a result of these analysis, yaw torque has been found to have a large effect on power consumption and characteristic differs according to the working area. It is believed that the result of that study will shed light on the use of controller design based on independent torque variation of in-wheel or on-board configuration vehicles.

REFERENCES

[1] URL-1 : EUROPARL (2019), "CO2 emissions from cars: facts and figures." https://www.europarl.europa.eu/news/en/headlines/society/20190313STO31218/co2-emissions-from-cars-facts-and-figures-infographics, 29003BC.

[2] H. Wang, Y. Huang, A. Khajepour, and C. Hu, *Electrification of Heavy-Duty Construction Vehicles*. Morgan and Claypool, 2017.

[3] URL-2 : X-ENGINEER (2021), "The Advantages of Electric Vehicles." https://x-engineer.org/automotive-engineering/vehicle/electric-vehicles/advantages-of-electric-vehicles/, 29003BC.

[4] J. Torinsson, M. Jonasson, D. Yang, and B. Jacobson, "Energy reduction by power loss minimisation through wheel torque allocation in electric vehicles a simulation based approach." Vehicle System Dynamics, 2020.

[5] Y. Chen and J. Wang, "Design and Experimental Evaluations on Energy Efficient Control Allocation Methods for Overactuated Electric Vehicles: Longitudinal Motion Case." IEEE/ASME Transaction on Mechatronics, p. Vol. 19, No. 2, 2014.

[6] Y. Chen and J. Wang, "Fast and Global Optimal Energy-Efficient Control Allocation With Applications to Over-Actuated Electric Ground Vehicles." IEEE Transaction on Control Systems Technology, p. Vol. 20, No. 5, 2012.

[7] X. Yuan, J. Wang, and K. Colombage, "Torque Distribution Strrategy for A Front and Rear Wheel Driven Electric Vehicle." 6th IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2012), Bristol, pp. 1–6, 2012.

[8] Y. Chen and J. Wang, "Adaptive Energy-Efficient Control Allocation forPlanar Motion Control of Over-Actuated Electric Ground Vehicles." IEEE Transaction on Control Systems Technology, p. Vol. 22, No. 4, 2014.

[9] T. Kobayashi, E. Katsuyama, H. Sugiura, E. Ono, and M. Yamamoto, "Efficient direct yaw moment control tyre slip power loss minimisation for four-independent wheel drive vehicle." Vehicle System Dynamics, pp. 719–733, Vol. 56, No. 5, 2018.

[10] P. Sun, A. S. Trigell, L. Drugge, and J. Jerrelind, "Energy-efficient direct yaw moment control for in-wheel motor electric vehicles utilising motor efficiency maps," *Energies*, vol. 13, no. 3. 2020.

[11] J. Edrén, M. Jonasson, J. Jerrelind, A. S. Trigell, and L. Drugge, "Energy efficient cornering using over-actuation." Elsevier Mechatronics, pp. 69–81, 2019.

[12] L. Zhai, R. Hou, T. Sun, and S. Kavuma, "Continuous Steering Stability Control Based on an Energy-Saving Torque Distribution Algorithm for a Four in-Wheel-Motor Independent-Drive Electric Vehicle." Energies, 2018.

[13] O. Nishiara and S. Higashino, "Optimum Distribution of Lateral and Traction - Braking Forces for Energy Conservation." 7th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, Tokyo, Japan, 2013.

[14] T. Kobayashi, E. Katsuyama, H. Sugiura, E. Ono, and M. Yamamoto, "Study on Direct Yaw Moment and Power Consumption of an In-wheel Motor Vehicle." R&D Review of Toyota CRDL, pp. 51–59, Vol. 47, No.3,

2016.

[15] T. Kobayashi, E. Katsuyama, H. Sugiura, E. Ono, and M. Yamamoto, "Direct yaw moment control and power consumption of in wheel motor vehicle in steady state turning." Vehicle System Dynamics, pp. 104–120, Vol. 55, No. 1, 2017.

[16] X. Zhang, D. Göhlich, and X. Wu, "Optimal Torque Distribution Strategy for a Four Motorized Wheels Electric Vehicle." EVS28, Kintex, Korea, 2015.

[17] P. Sun, A. S. Trigell, L. Drugge, and J. Jerrelind, "Energy efficiency and stability of electric vehicles utilising direct yaw moment control." Vehicle System Dynamics, 2020.

[18] H. Huang, L. Zhai, and Z. Wang, "A power coupling system for electric tracked vehicles during high-speed steering with optimization-based torque distribution control," *Energies*, vol. 11, no. 6. 2018, doi: 10.3390/en11061538.

DEVELOPMENT OF LONG JUTE FIBER REINFORCED POLYPROPYLENE COMPOSITES FOR AUTOMOTIVE INTERIOR TRIM PARTS

Tuğçe Uysalman[1], Armağan Gül[3], Utku Çapan[3], Gamze Eğin Martin[3], Aydeniz Aybatı[3], Ali Rıza Yıldız [5], Yavuz Emre Yağcı[4], Ramazan Bedirhan Yıldız[4], Mehmet Can Güler[4], Mustafa Çalışkan[4], Özgür Bigün[1], Akın İşbilir[1], Lütfiye Altay[2], Yoldas Seki[6], Mehmet Sarıkanat[2]

[1] İzmir Eğitim Sağlık Sanayi Yatırım A.Ş., R&D Center, Manisa, Turkey
[2] Ege Üniversitesi, İzmir, Turkey
[3] Oyak Renault, R&D Center, Bursa, Turkey
[4]Farplas Otomotiv A.Ş, R&D Center, Kocaeli, Turkey
[5]Uludağ Üniversitesi, Bursa, Turkey
[6]Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, Turkey

[1] Corresponding Author: Tuğçe Uysalman, tugce.uysalman@imspolymers.com

ABSTRACT

Considering today's environmental problems, carbon emission is of great importance, and weight reduction studies are carried out on materials used in automotive parts in academia and industry. Lighter and more environmentally friendly composite materials such as long natural fiber-reinforced composite materials are developed to decrease CO_2 emissions by decreasing the weight of automotive parts. The aim of this study is to develop 30 wt.% long jute fiber reinforced polypropylene composites instead of 20 wt. % talc-filled polypropylene copolymer (PP) used in the trunk hood interior trim part. Long jute fiber-reinforced composite is produced by using continuous impregnation and granulation line (LFT-G). Mechanical (tensile, flexural, and Charpy impact) tests, Differential Scanning Calorimeter (DSC), and Heat Deflection Temperature (HDT) analysis are performed. Volatile organic content (VOC) and Sound Transition Loss (STL) are determined and compared with 20 wt. % talc-filled PP. The trunk hood interior trim part is manufactured by using an injection molding process. Mold flow analysis of 20 wt. % talc-filled PP and 30wt.% long jute fiber reinforced PP is performed. CAD data and which points were instrumented, and the x, y, and z excitations corresponding to these points were studied. Stress-strain curves of 20 wt.% talc filled PP, and 30 wt.% long jute fiber reinforced PP were studied. Static-dynamic finite element analysis was performed. 70% and 63% increase in tensile and flexural strength were obtained, respectively, while the weight of the 20 wt. % talc filled part, which was 1582 grams, was reduced approximately 12% with the developed 30% jute reinforced composite material. In addition to the fuel savings and the economic gain due to the weight reduction, positive contributions will be made to the ecological balance with the reduction of CO_2 emission to be achieved at the same time.

Keywords: long fiber reinforced polypropylene, LFT-G production line, lightweight, automotive in-trim parts, mold flow analysis

1. INTRODUCTION

Considering today's environmental problems, carbon emission is of great importance. For this reason, weight reduction studies are carried out on materials used in automotive parts in academia and industry in recent years. Among the solutions produced to reduce weight-related carbon emissions and carbon footprint, the reduction of part weight and the design and development of more environmentally friendly materials come to mind. In the automotive industry, mineral and glass fiber-filled polypropylene-based thermoplastic composite materials are widely used. Solving the problem of weight is possible by producing composite materials by using environmentally friendly fillers or reinforcement materials that are lighter than the currently widely used talc and glass fiber. Natural fibers have some benefits over traditional reinforcing materials in terms of cost, density, renewability, abrasiveness, and biodegradability. Natural fibers such as jute, coir, sisal, pineapple, ramie, bamboo, banana, etc., have been very popular in the development of natural fiber-reinforced composite materials in value-added applications [1-3]. Jute is one of the cheapest natural fibers,

and among natural fibers, it has the highest production volume. Due to its easy availability and cost advantage, jute fiber is preferred.

The particle sizes and forms of natural materials affect the mechanical values of the composite material. Natural filling materials in the form of particle generally decreases in mechanical values. It is possible to use fibers in short and long forms. Short fibers could be broken down during processing in the extruder and could not provide the desired mechanical properties. Therefore, it has come to the fore to use natural fibers in long-form. There are many studies about natural fiber reinforced composite production and characterization in literature. In one of the studies in literature, ordinary kenaf and twisted kenaf are used to develop composite and focused on the mechanical properties of hybrid kenaf/glass-reinforced composites for utilization in passenger car bumper beam [4]. Another study was about the fabrication of epoxy reinforced structural composites reinforced by long bamboo fibers which are obtained by using a novel mechanical extraction process [5]. Different types of long natural fibers are used not only in thermoplastic matrices but also in epoxy matrices to increase the mechanical properties; for example, the addition of aligned long harakeke fiber was found to significantly enhance the tensile and flexural properties of epoxy in a study made in literature [6].

In applications where natural fibers can be used in automotive, it is selected from among the parts that are generally used in non-load bearing; parts with low aesthetic requirements can be painted or covered with fabric, and especially when the part weight is higher compared to other plastic parts. The trunk hood interior trim is a part whose weight is open to decrease with material and design changes compared to other interior trim parts, is not exposed to high mechanical load, and can be evaluated in natural fiber applications, generally colored with pigment or covered with fabric.

In this study, twisted long jute fiber reinforced polypropylene-based composites are produced by the continuous impregnation method, and trunk hood interior trim part was manufactured by using injection molding machine. Thermal, mechanical, and physical properties of composites were investigated by various characterization methods and compared with current used 20 wt.% talc-filled polypropylene copolymer. In addition to the reduction in density and improvement in mechanical values with the use of natural long fibers, environmentally friendly composite material was produced with a more environmentally friendly approach.

1. MATERIAL AND METHOD

1.1 Materials

Polypropylene and twisted long jute fiber (Figure 1) are used as a polymer and a natural fiber reinforcement, respectively, in this study. Polypropylene purchased from Borealis AG, has MFI value of 110 to ensure wetting of long fibers. Long jute fiber supplied from Nagase Singapore (PTE) Ltd. It has a thickness of around 1.5 mm. A maleic anhydrite-based coupling agent was also used to increase compatibility between the matrix and the natural fiber.



Figure 1. Twisted long jute fiber

.

1.2 Methods

1.2.1 Production of long fiber reinforced composites

Long jute fiber reinforced polypropylene-based composites are produced by using continuous impregnation and granulation line (LFT-G) which is showed in Figure 2. Composites are dried for around 4 hours to get injection molded test samples before the injection molding process. Characterization samples are obtained by using injection molding.

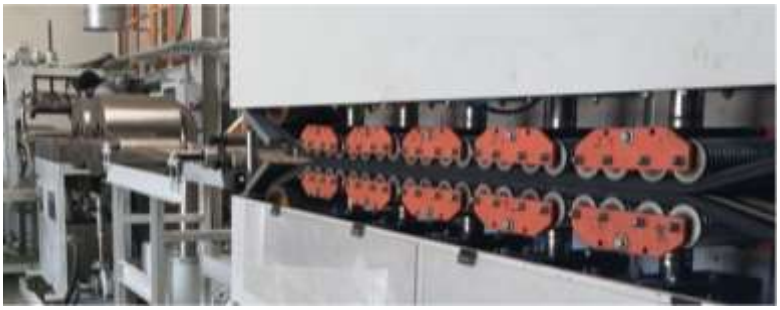


Figure 2. LFT-G line

The length of 30 wt. % long jute fiber reinforced PP granules was produced around 12 mm (Figure 3a-3b).

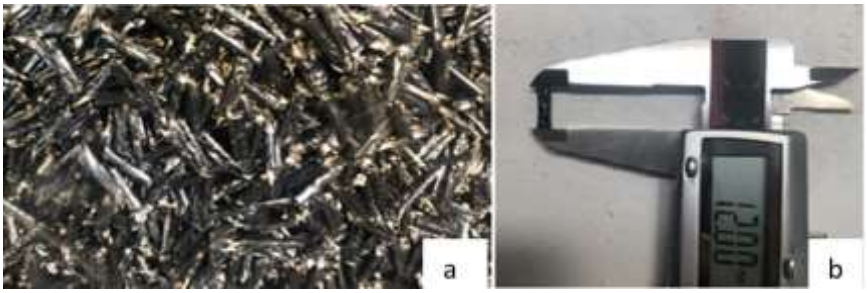


Figure 3. a. 30 wt.% long jute fiber reinforced polypropylene composite granules, b. length of the composite.

1.2.2 Characterization of composite materials

The tensile and flexural properties of the composites were investigated using a Hegewald & Peschke universal testing machine. The tensile tests were performed at a crosshead speed of 50 mm/min according to ISO 527 Standard. Three-point bending tests were conducted to characterize the flexural properties of the PP-based composites by following the ISO 178 Standard. The tests were carried out at a constant crosshead speed of 2mm/min and span length of 32 mm. Tensile and flexural strength and modulus values were obtained by the average of three test results.

Notched and Un-notched Charpy Impact testing was conducted using ISO 179 Standard on Zwick Impact Tester. Tests were operated at room temperature with 5 J Stricker and span length of 70 mm.

The melting point of composites is determined by using DSC according to ISO 11357 Standard. Heat deflection temperature (HDT) is determined according to ISO 75 Standard by using Coesfeld HDT-Vicat Testing Instrument.

VOC test was performed by GC-MS (Gas Chromatography-Mass Spectrometry). Sound Transition Loss (STL) values (dB) of the samples were obtained according to ASTM E2611-09 Standard for measuring the normal sound transmission of acoustic materials based on the transfer matrix method.

1.2.3 Analysis of interior trunk closing part

Mold flow analysis of 20 wt. % talc filled PP and 30 wt. %jute fiber reinforced PP is performed. CAD data and which points were instrumented and the x, y, and z excitations corresponding to these points were studied. Stress-strain curves of 20 wt. % talc filled PP and 30 wt. % jute fiber reinforced PP were studied. Meshed model/CAE analysis and static-dynamic analysis were performed.

2. RESULTS AND DISCUSSION

2.1 Development of composite material

Mechanical and thermal characterization results are given in Table 1. The weight of the trunk hood interior trim part is 1582 grams. The weight of this trim part produced with 30 wt. % long jute reinforced composite material developed in this study is 1400 grams. With the use of 30 wt.% long jute fiber reinforced material, the weight of the part was reduced by approximately 12 %.

Tensile strength and elastic modulus of 20 wt. % talc-filled PP is increased from 23 MPa to 39 MPa by reinforcing PP with 30 wt. % long twisted jute fiber. In the literature, there are studies that ensure an increase in tensile strength and modulus by using natural fibers. For example, twisted kenaf material, which is fabricated by the hot impregnation method, presents a good tensile strength when it is compared with the current used material [4]. According to the data in the literature, compared with the tensile properties of 20 wt. % long glass fiber reinforced PP that is specified for interior applications from Ford Motor Company, many NFRCs with fiber content higher than 30 wt. % have attained higher tensile modulus values [8]. While flexural strength and flexural modulus of 20 wt. % talc-filled PP is 33 MPa and 1590 MPa, respectively. Flexural strength and flexural modulus of 30 wt. % long jute reinforced PP composite found as 51 MPa and 3600 MPa, respectively. It is found in the literature that twisted kenaf fiber could help to increase the flexural modulus and strength of glass fiber reinforced composites [4]. Charpy notched and un-notched impact strength of 30 wt. % long jute reinforced PP composite were found to be 6.5 kJ/m^2 and 20 kJ/m^2, respectively, which are higher than 20 wt. % talc-filled composite. When the literature is investigated, it has been seen that Izod notched impact strength is increased by 60% and above with the addition of 50 wt. % jute fiber, which is produced by a continuous pultrusion technique, in natural long fiber pellets whose length is 6 mm [9].

The melting point of the 30 wt.% long jute fiber reinforced PP composite did not change when comparing with talc-filled PP, but HDT temperature increased from 60 ˚C to 124 ˚C. VOC test results are given in Table 2. When Table 2 is examined, it is seen that the amount of volatile organic compounds decreases when long jute fiber is used in composite instead of 20 wt. % talc-filled PP. It is given in Table 3. It is observed that as the number of natural fiber increases, the sound transmission loss of the material increases at low and high frequencies. Better sound absorption properties were obtained in the study, which uses long wheat straw and polypropylene web for developing lightweight composites [7].

Table 1. Comparison of 20 wt.% talc-filled PP composite with 30 wt.% long jute fiber reinforced PP composite

	20 wt.% talc-filled PP composite	**30 wt. %. long jute fiber reinforced PP composite**
Tensile Strength (MPa)	23	39
Young's Modulus (MPa)	1500	2100
Flexural Strength (MPa)	33	51
Flexural Modulus (MPa)	1590	3600
Charpy Notched Impact Strength, (kJ/m^2)	5.6	6.5
Charpy Un-notched Impact Strength, (kJ/m^2)	16	20
Melting point (ºC)	161	160
Heat Deflection Temperature (ºC)	60	124

Table 2. VOC values of 20 wt. % talc filled PP and 30 wt. % long jute fiber reinforced PP.

Samples	VOC (µg/m^3)
20 wt. % talc filled PPc	2.8
30 wt. % long jute fiber reinforced PPc	2.1

Table 3. Sound transmission loss values of materials

Frekans [Hz]	Sound Transmission Loss [dB]		
	PP	20 wt.% talc filled PP	30wt.% long jute fiber reinforced PP
100	34.37	35.17	47.48
125	48.33	42.49	57.36
160	43.45	45.03	60.79
200	33.95	42.22	56.99
250	32.92	32.87	44.37
315	30.84	30.31	40.92
400	30.34	30.28	40.88
500	24.90	24.03	32.44
630	22.00	20.41	27.55
800	19.59	16.97	22.91
1000	21.75	21.24	28.68

2.2 Analysis of trunk interior part

Tool design in combination with runner selection as well as injection molding properties are extremely important to preserve fiber length and orientation. The selected 'trunk hood interior trim part' is a suitable automotive part where mold flow simulation for long fibers has been run. Functional tests and dimensional checks with coordinate measuring machine proved parallel results with simulations. 30 wt. % long jute fiber reinforced polypropylene performed to achieve the potential of 12 % weight reduction in comparison to parts standard material 20 wt. % talc-filled polypropylene composite.

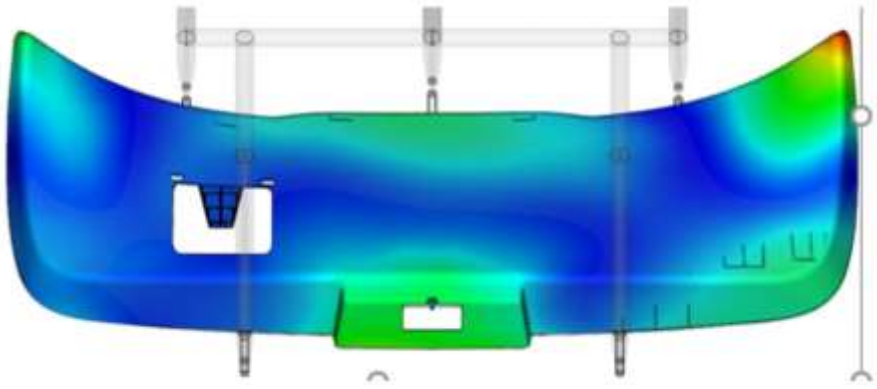


Figure 4. Moldflow analysis cooling diagram.



Figure 5. Injection moulded; a. 30 wt.% long jute reinforced PP-based interior part (above), b. 20 wt.% talc filled PP based interior part (below)

Injection molding trials have given great feedback regarding defining design parameters for long natural fiber reinforced thermoplastic compounds, tool design, and material development towards commercialization and industrialization of this sustainable approach.

The selected automotive case study part is the trunk hood interior trim part, as shown in Figure 6 in red and green.

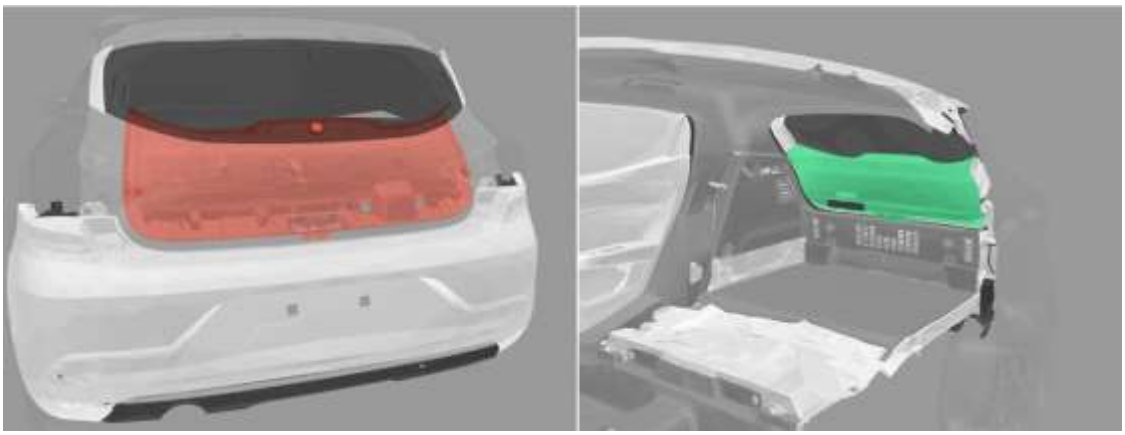


Figure 6. Part in assembled position on the vehicle

Modal Frequency simulations have been performed to investigate the NVH behavior of the parts at actual vehicle positions with representative boundary conditions. Hyperworks Commercial Software packages have been used in simulations. As shown in Figure 7, modal frequency response analysis showed close results indicating material change would not yield any change in free modes of the parts in virtual environment—Figure 8.

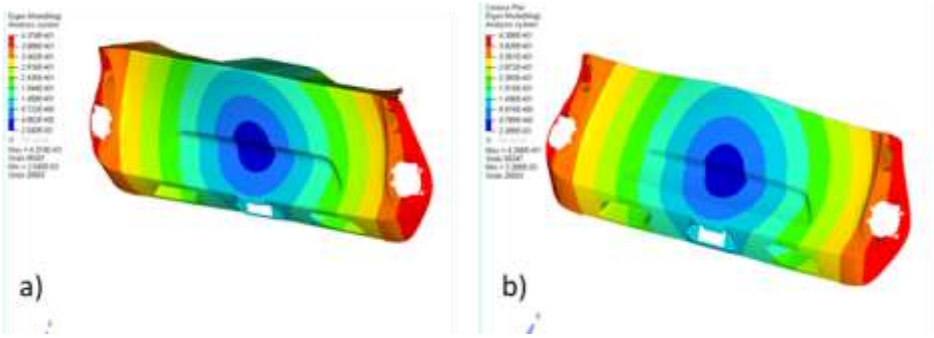


Figure 7. a) Original material in first mode b) PP+Jüte composite in first mode

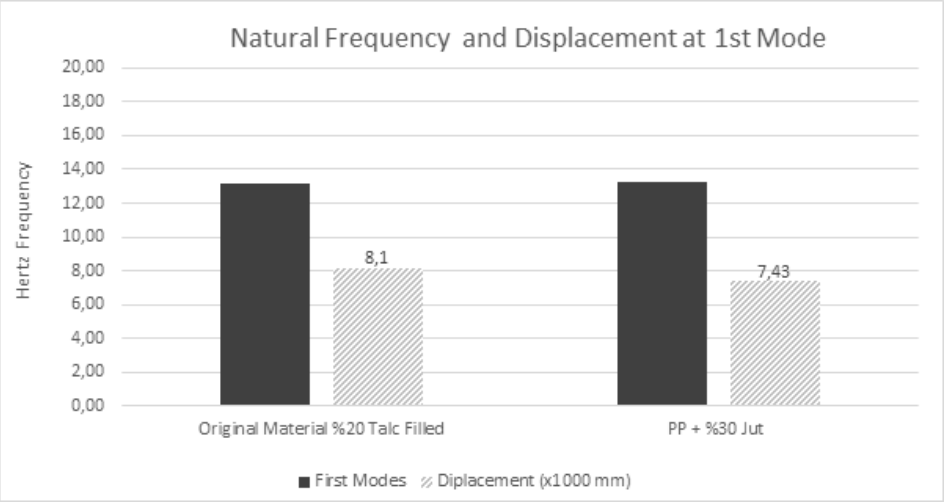


Figure 8. 1st natural modes of the selected materials and relative displacement in 1st mode

Physical tests have also been performed. 15K km aging durability test has been performed with prototype parts. Test results showed conformity to Renault Test specs, and parts have been signed off. Road Load Noise (RLN) measurements have been taken from reference locations of the part under certain testing conditions. As shown in Figure 9, RLNs give similar results in the Cartesian axis for driving conditions at high speed. Both materials have similar behavior from an acoustic perspective. Subjective evaluation of the part performance is rated to conform the Renault's specs.

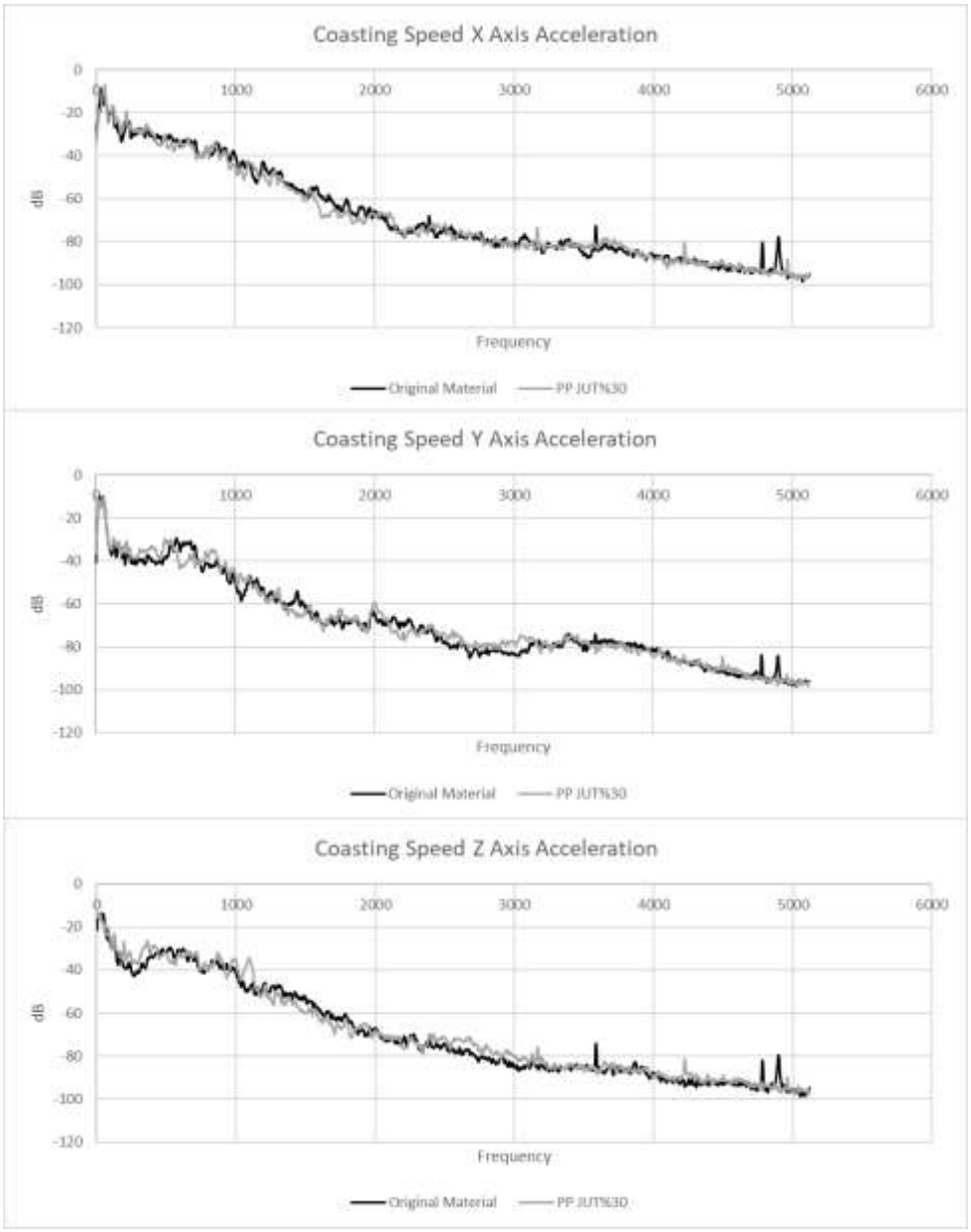


Figure 9. Coasting Speed condition acceleration values

3. CONCLUSION AND RECOMMENDATIONS

With the development of a PP composite material with long natural fiber additives with the impregnation method, the fiber/matrix interface is improved, suitable for injection molding, the weight has been reduced by 12%, a composite that can reduce carbon emission and has better mechanical values has been obtained. The mechanical values of the composites produced by the impregnation method were found to be much higher; thus, the mechanical values could be improved with the use of natural fibers. With the mitigation, besides the fuel-saving and the economic gain it will bring, positive contributions will be made to the ecological balance by reducing the CO_2 emission to be achieved at the same time.

ACKNOWLEDGEMENTS

The study of this paper was supported by 1511 Priority Areas/R&D Support Program of TUBITAK with 1511-OTO-MALZ- 2016-2 call code.

REFERENCES

[1] J. Holbery, D. Houston. (2006), Journal of Materials, Vol. 11, pp. 80–86.

[2] A.K. Bledzki, O. Faruk, and V.E. Sperber (2006), Macromolecular Material Engineering, Vol. 291, pp. 449–457.

[3] A.K. Mohanty, M. Misra, and G. Hinrichsen (2000), Macromolecular Materials and Engineering, Vol. 276/277, pp. 1–24.

[4] S. Jeyanthi and J. Janci Rani (2012) ''Improving Mechanical Properties by KENAF Natural Long Fiber Reinforced Composite for Automotive Structures'', Journal of Applied Science and Engineering, Vol. 15, No. 3, pp. 275280.

[5] Osorio L, Trujillo E, Van Vuure AW, Verpoest I. Morphological aspects and mechanical properties of single bamboo fibres and flexural characterization of bamboo/ epoxy composites. J Reinf Plast Compos 2011; 30 :396–408.

[6] Tan Minh Le, Kim Louise Pickering, (2015) ''The potential of harakeke fibre as reinforcement in polymer matrix composites including modelling of long harakeke fibre composite strength'', Composites Part A: Applied Science and Manufacturing Volume 76, Pages 44-53.

[7] Yi Zou, Shah Huda, Yiqi Yang, (2010) ''Lightweight composites from long wheat straw and polypropylene web'', Bioresource Technology 101, 2026–2033.

[8] Langhorst AE, Burkholder J, Long J, Thomas R, Kiziltas A, Mielewski D., (2017) ''Blue-agave fiber-reinforced polypropylene composites for automotive applications'', BioResources, 13(1):820–35.

[9] Yoshihiko Arao, Takayasu Fujiura , Satoshi Itani , Tatsuya Tanaka, (2015) ''Strength improvement in injection-molded jute-fiber-reinforced polylactide green-composites, Composites Part B: Engineering, Volume 68, Pages 200-206.

TIMER CONTROLLER: RELIABILITY AND PERFORMANCE ANALYSIS OF TIME TRIGGERED SCHEDULER SPECIFIC USE CASE

Yağızcan Sezgin, Mustafa Cem Orhan

TTTech Auto Turkey Yazılım A.Ş. Alsancak R&D Center, İzmir, Turkey
Corresponding Author: Yağızcan Sezgin, yagizcan.sezgin@tttech-auto.com

ABSTRACT

Advanced driver-assistance systems (ADAS) are becoming more and more complex day by day. To solve this complexity, existing architectures must be changed or re-designed according to needs. Since re-designing existing architectures is a time-consuming and financially expensive activity, most of the time it is aimed to meet new needs with small additions to existing architectures. ADAS can be classified as safety-critical systems since any malfunction or failure can cause death or severe injury. In safety-critical real time systems, handling precise timing of the periodic tasks is one of the most important challenging part for time-triggered scheduler architectural design procedure. Each design approach has several advantages among others by taking into consideration of reliability and performance. In this paper, it is aimed to offer new design approach for resource limited specific use-case for ensuring critical activation timing of periodic tasks with minimal impact on reliability of timing deviation.

Keywords: Advanced Driver-Assistance Systems, Time Triggered Scheduling, Real Time Operating Systems, Safety Critical architecture, Performance and Reliability Analysis

1. INTRODUCTION

The complexity of autonomous driving platforms has increased day by day, with the development of cutting-edge technology for advanced driving assistance systems such as adaptive cruise control and pedestrian detection which serves the higher level of self-driving cars. To achieve level 4 or 5 autonomous driving standards [1], it is necessary to develop, improve and increase the number of sensor technologies in the vehicle. As there are more inputs introduced, the system load increases and it affects performance. For example, LiDAR sensors are becoming more and more popular as never before which helps identification, modelling and 3D mapping of environment. Until recently, these sensors, which were not preferred due to its high-cost, [2] and complexity it brings together, are becoming one of the most important technologies for autonomous driving day by day. In addition to being usable, it may cause some changes in the designs of autonomous driving platforms to provide robustness, reliability and performance. The work required to process sensor data requires high computing power and consumes system resources, causing a challenge in terms of reliability and performance. In such complex structures, controlling the synchronization and scheduling of the works often becomes very complex task. Architectural decisions to handle complex structure should be taken considering safety requirements. ISO 26262 introduces the international functional safety standarts in automotive applications. Potential hazardous risks can be minimized to acceptable levels by applying these standarts.

To accommodate the requirements of different systems and classes of applications and to offer flexibility and choice for the system integrator, we implement different scheduling methods and paradigms such as data-driven and event-driven in our platform products. Nevertheless, we see that time-triggered scheduling as the solution of choice for the tasks of the highest safety and real-time demands. In our work, it is offered new design approach in addition to existing time triggered scheduler architecture for resource limited fully utilized multi-core SoCs on a real-time operating system. We analysed consequences of new architecture in terms of performance, reliability, and safety to predict potential harm risk of periodic tasks.

2. TIME TRIGGERED ARCHITECTURE

In real time systems, scheduler is responsible for determining which task will be executed on the central processing unit (CPU). Scheduling algorithms can be divided into two main parts by considering architecture: static and dynamic. In

dynamic scheduling, algorithm decides the task scheduling during runtime. In static scheduling approach, task characteristics such as start and finish time, worst case execution, period are already modelled before the runtime. This approach would be beneficial since it provides less runtime overhead on the CPU and deterministic system behavior [3]. Static scheduling is used to achieve predictable timing of tasks and a deterministic system behavior, which is an important concern for safety-critical domains such as automotive and avionics industry. Time triggered architecture is based on the static schedule table [4] which is available before runtime. Activation time, deadline, period, core affinity and worst-case execution time for each task are adjusted during the compilation process. Schedule table consists of several time slices that are defined for executable runnable with parameters explained above. Time slices not only exist for runnable activation, but also for synchronization slot at specific time in hyper period, which is generally used at the beginning of each hyper period. In this specific synchronization slot, lag between expected and actual activation of hyper period beginning is calculated, and according to this calculated difference and synchronized time, activation of all runnable entities in hyper period can be adjusted by considering global time.

During runtime operations, scheduler component uses a static schedule table, executes the tasks, and monitors the safety violation in terms of period and worst-case execution time. This architecture provides less system utilization compared to dynamic scheduling since static scheduling is determined before the runtime, there is no flexibility regarding the execution of tasks. Considering all these data, it still makes this architecture preferable because it is the best solution for determinism. Schedule table creation is complicated process since all the activation times and worst-case execution times should be perfectly estimated with static-analysis tools considering computation chain requirements between tasks and monitoring each task for foreseen parameters. In this work, visualization of the static schedule table (**Figure 1**) is done by taking advantage of the methods mentioned in [5] which is helpful to identify potential worst-case execution time or computation chain violations in early time before deploying actual scheduling table on runtime.

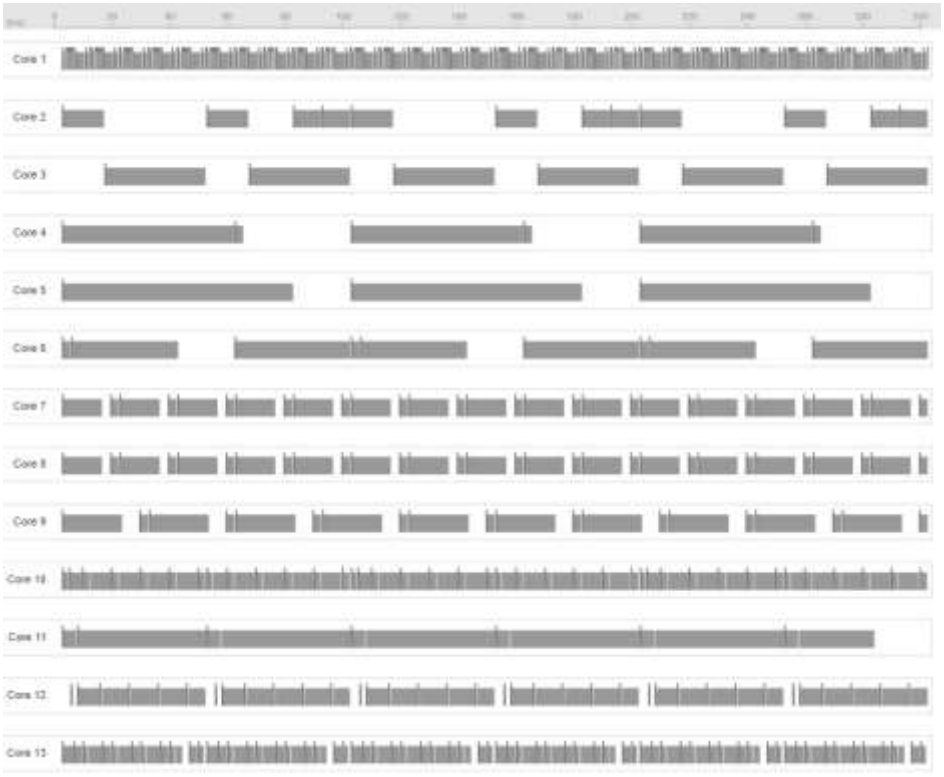


Figure 1. Schedule Visualization

3. TIME SYNCHRONIZATION

In real time systems, task processing should be handled in precise timing to fulfil hard real-time requirements. Most of the time, system architecture consists of multiple system on a chip (SoC) and electronic control unit (ECU) that needs to be synchronized in time manner to ensure each task is scheduled according to predefined schedule tables. Due to nature of microprocessor architecture, synchronization between hosts should be performed continuously with respect to master and slave architecture. Slave host timing should be corrected periodically according to master host timing. Time synchronization protocols are introduced to achieve this goal. In this work, IEEE 802.11AS gPTP standard is used to

provide time synchronization between several components (**Figure 2**). Protocol explains architectural information to achieve accurate time synchronization between nodes connected to the same network. It aims to determine propagation delay and time offset between hosts to correct timing of slave host. After the synchronization between components is established, the global time information in each component is used for synchronization of time-triggered scheduler.

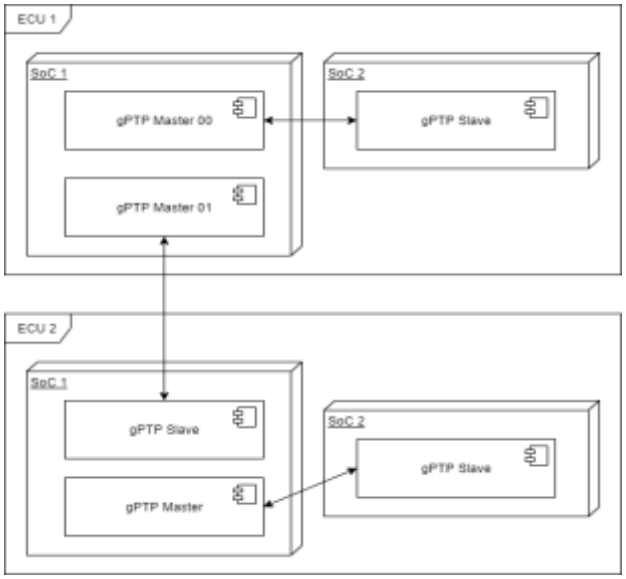


Figure 2. Time Synchronization between Multiple ECUs and SoCs

4. EXISTING ARCHITECTURE AND IMPLEMENTATION

Implementation of existing architecture is based on timer interrupts for controlling the execution of periodic tasks by obeying configured time slice parameters. Time triggered controlling of scheduling is performed on user-space level in addition to kernel space scheduler. In accordance with the multi-core architecture, one scheduler process is deployed on each CPU core, it is responsible to control tasks in the same core that is configured with core affinity parameter for each task. Each scheduler process operates the decision of which task will be executed on the core according to the schedule table which is defined statically. Each scheduler process is responsible for maintaining adjustment of the table that belongs to itself at the beginning of hyper period by considering synchronized time with gPTP protocol.

One process for each core architectural decision would be beneficial to enable POSIX-conformant signal handling since the signals can be only sent to specific process (**Figure 3**). This approach also helps to increase robustness during runtime. Scheduling operation continues even if single scheduler process on specific core terminates because of unexpected reasons. There is only one Local Advanced Programmable Interrupt Controller (LAPIC) timer available per CPU core. Each process uses LAPIC timer interrupt to control timing operations on the core that it belongs. LAPIC timer supports three different modes: Periodic, One-Shot and TSC-Deadline. In this implementation, TSC-Deadline mode is preferred since it uses CPU's time stamp counter instead of using the CPU's external/bus frequency, it gives higher precision compared to One-Shot mode because time stamp counter is controlled by CPU's nominal frequency.

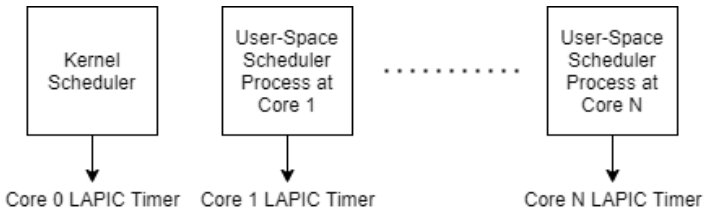


Figure 3. Existing Time Triggered Architecture

User-space scheduler processes should use high precision timer to achieve precise timing of periodic tasks. Only LAPIC timers are available to fulfil desired precise timing for user-space scheduler operation. Also, the kernel of operating system must use LAPIC timer to operate kernel related tasks. Considering all these requirements, LAPIC timer is decided to be used by both kernel and user-space scheduler as clock source. In this situation, it is not possible to run user-space scheduler on core 0 with LAPIC timer because it is already occupied by kernel scheduler as clock source. In

this case, core utilization loss is observed in the use of the system since one of the cores cannot be used for controlling periodic execution of runnable entities.

5. TIMER CONTROLLER ARCHITECTURE

Previous implementation is not eligible to run LAPIC timer under control of user-space scheduler process on core 0 means that operations cannot be performed on this core. To overcome this problem, timer controller feature is introduced. It is based on controlling specific LAPIC timer on desired core for operating more than one scheduler processes on different cores (**Figure 4)**. Timer controller module is designed to handle incoming timer requests from scheduler processes and reply interested core with non-blocking communication when the timer expires for this event.

Design criteria is mainly based on minimum impact on current implementation and provide backward compatibility. During initialization, timer controller core affinity is limited with specific core that is selected for running by thread affinity set function from POSIX thread library. LAPIC timer initialization is performed to operate with TSC-Deadline mode which offers precise timing with the usage of CPU frequency which is 2 GHz. Desired tick value for timer request is written into deadline compare register of LAPIC timer. When the timer expires, LAPIC timer generates a hardware interrupt, and it is attached to event notification mechanism provided by operating system. This event is sent to timer controller internal communication channel to detect timer expiration.

Timer controller initiates communication channels that will be used for communication between controlled scheduler process and timer controller. This channel is used for the synchronization and notification between timer controller and scheduler processes.

Proposed timer controller architecture requires collecting of ticks from controlled cores into timer controller process since it oversees all the timer operations. Ticks are 64-byte values, it needs to be transferred from controlled scheduler process to timer controller as soon as possible. Shared memory is the best solution for this problem, it offers low latency and highest bandwidth IPC available. During the initialization of timer controller process, it initiates the shared memory object, then truncates it with desired size. Processes with access to the shared memory object can read and write with using pointers without any control mechanism that can cause inconsistent results during the operations, it needs to be synchronized. Shared memory with notification event is preferred in proposed architecture to ensure synchronization with the usage of blocking communication feature provided by operating system. To establish synchronization, receiver waits in blocked state until the sender transmits the notification event. In our case, timer controller listens the channel in infinite loop, when the controlled core finishes its write operation into shared memory object, it notifies timer controller process which immediately sets LAPIC timer after reading tick value from shared memory object.

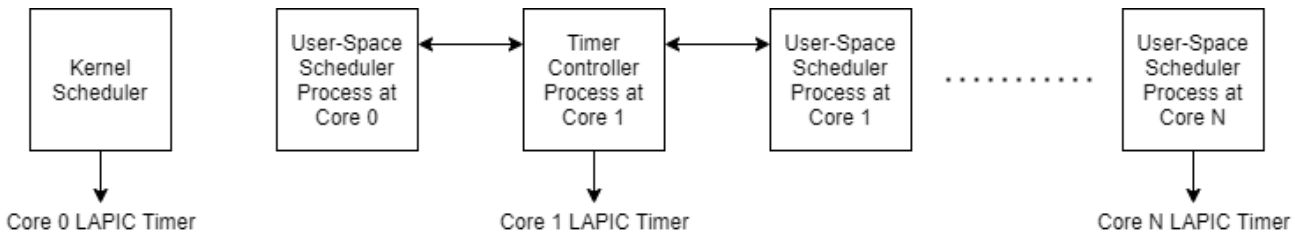


Figure 4. Proposed Timer Controller Architecture

When the LAPIC timer expires, interrupt creates a notification event and timer controller captures the notification, decides which controlled scheduler process should be notified by checking origin of current expired timer request and sends this event to related process with related mechanism provided by operating system.

On the scheduler process side, sync slot is placed at the beginning of each hyper-period in static schedule table for each scheduler process to apply synchronized time into scheduler operation by adjusting the reference start time of hyper-period. In this slot, it is also measured overall lag between theoretical hyper-period beginning and actual beginning time. It is important since first activation of the periodic task in each hyper-period should be scheduled right after the sync slot is completed at the earliest, first runnable activation can be also set to any desired time, but sync slot length decides about boundary of earliest activation of runnable. If worst-case sync slot length should not be selected properly, it may seriously affect the runnable activation time if it is planned to be scheduled right after the sync slot execution finish in schedule table. Sync slot latency and periodicity of runnable entities should be measured properly according to determine potential security impact after the implementation of timer controller architecture to handle limited resources.

6. MEASUREMENT RESULTS AND ENVIRONMENT DETAILS

Intel x86_64 architecture based SoC with 16 CPU cores, 2 GHz CPU frequency and POSIX compliant real-time operating system are selected as development environment. Sync slot latency and periodicity drift of runnable measurements are performed for 17 hours, it was observed that taking the measurements more than this time do not give any further insights. Hyper period is defined as 300 ms on each core. Static schedule table consists of 13 cores only whereas SoC supports 16 cores. First measurement was taken without timer controller, so core 0 is not allocated for any scheduler process. In second experiment, core 13 schedule process and core affinities in static schedule table were shifted to core 0 and timer controller is activated on core 1 to control core 0 and core 1 scheduler processes. It is aimed to observe performance and reliability impact under timer controller usage, so the overall schedule table load is kept as the same, only migration from core 13 to core 0 is performed. All the measurements are performed under full load, runnable entities are stubbed to perform time consuming operation as considering worst-case execution times. Runnable periodicity measurements are based on taking the global time at the beginning of the runnable activation. Runnable periodicity drift calculation is performed by subtracting consecutive activation times.

6.1. Sync Slot Latency Measurements

Table 1. Sync Slot Latency without Timer Controller

Without Timer Controller	Core 1	Core 2	Core 3	Core 4	Core 5	Core 6	Core 7	Core 8	Core 9	Core 10	Core 11	Core 12	Core 13
Maximum (us)	**142**	148	168	169	143	142	146	144	137	137	148	145	**139**
Average (us)	92	96	98	91	88	96	92	99	98	95	99	92	90

Table 2. Sync Slot Latency with Timer Controller

Without Timer Controller	Core 0 (formerly 13)	Core 1	Core 2	Core 3	Core 4	Core 5	Core 6	Core 7	Core 8	Core 9	Core 10	Core 11	Core 12
Maximum (us)	**170**	**228**	141	169	173	144	143	145	145	137	137	149	146
Average (us)	124	172	97	99	90	88	96	93	100	99	96	99	93

6.2. Periodicity Drift Measurements

Table 3. Periodicity Drift without Timer Controller

Runnable	Period Defined in Static Schedule Table (us)	Core	Maximum Difference between Consecutive Activation (us)	Minimum Difference between Consecutive Activation (us)
Runnable_Entity_0	100000	1	100052	99943
Runnable_Entity_1	100000	13	100036	99972

Table 4. Periodicity Drift with Timer Controller

Runnable	Period Defined in Static Schedule Table (us)	Core	Maximum Difference between Consecutive Activation (us)	Minimum Difference between Consecutive Activation (us)
Runnable_Entity_0	100000	1	100179	99824
Runnable_Entity_1	100000	0	100169	99826

		(formerly 13)		

7. CONCLUSION

It is observed that timer controller implementation can increase maximum sync slot latency for significant amount of time on controlled cores, especially in the core that timer controller is operating. Both scheduler and timer controller have the highest priority in the system which causes these two entities to share system resources at the same core. The results of our tests show that timer controller core affinity should be selected properly by considering CPU core that have minimum core utilization in static schedule table. Sync slot latency can be decreased if core affinity selection recommendation is applied. According to test results, sync slot latency increases at core 1 from 142 ns (**Table 1**) to 228 ns (**Table 2**) which can introduce 86 us overhead in each hyper period (300 ms) which causes 0.0286% CPU core utilization loss on each core since sync slot maximum latency should be defined as the same value on each core. Activation time of first periodic runnable in schedule table entity should be selected neatly to prevent activation time drift. Timer controller implementation can significantly affect the periodicity drift of runnable entities on controlled cores. For Runnable_Entity_0 and Runnable_Entity_1, timer controller implementation affects the periodicity drift more than 100 us (**Table 3, 4**) for maximum difference between consecutive activations. System integrator should properly select maximum periodicity drift as requirement before implementing this solution. If runnable entities are required to fit hard real time restrictions, integrator should consider potential side effects like sync slot latency and periodicity drift increase, otherwise timer controller implementation can harm the reliability of the system.

8. CURRENT LIMITATIONS AND FUTURE WORKS

Architecture is based on collecting timer requests from controlled scheduler processes and control them on a single timer controller process. Shared memory is selected as inter-process communication method to get best performance, however it still takes some amount of time. Each controlled process has its own static schedule table for time-triggered events, it would be better to merge all the separate tables into a big table in timer controller itself, inter-process communication overhead can be eliminated in this way. Even if table merge happens, simultaneous timer requests on controlled cores should not be allowed during the static schedule table generation, because non-blocking notification mechanism between timer controller and scheduler process still takes a while and it cannot be eliminated. In our case runnable activation time in schedule tables are already separated, meaning that no simultaneous events exist but minimum gap between consecutive requests should be selected properly to prevent possible time drift for periodic runnable activation because of the delayed notification.

REFERENCES

[1] SAE International. (2018). Taxonomy and definitions for terms related to driving automation systems for on-road motor vehicles (SAE Standard J3016, Report No. J3016-201806). Warrendale, PA

[2] J. Kocic, N. Jovicic, and V. Drndarevic, “Sensors and sensor fusion in autonomous vehicles,” in TELFOR 2018. Belgrade: Telecommunications Society and Academic Mind, 2018, pp. 420-425

[3] Hermann, K. (2011). Real-time systems - design principles for distributed embedded application. Berlin, Germany: Springer.

[4] Craciunas, S.S., Serna Oliver, R., Ecker, V.: Optimal static scheduling of realtime tasks on distributed time-triggered networked systems. In: Proc. ETFA. IEEE Computer Society (2014)

[5] Saydam, B., Orhan, C., Toker, N. and Turasan, M. (2020) “Optimisation of scheduled tasks by real-time measurement and correlation”, New Trends and Issues Proceedings on Advances in Pure and Applied Sciences, (12), pp. 36–43. doi: 10.18844/gjpaas.v0i12.4984.

DETERMINATION THE EFFECT OF INJECTION MOLDING PROCESS PARAMETERS ON EPDM-TPE BONDING PERFORMANCE

Eylül Ezgi Günindi[1,3], Erdem Aydın[2], Elif Uzun[2], Ali Erkin Kutlu[2]
[1]Standard Profil Ege Automotive A.S, R&D Center, Manisa, TR
[2]Standard Profil Automotive A.S, R&D Center, Düzce, TR
[3] Eylül Ezgi Günindi, eegunindi@standardprofil.com

ABSTRACT

Weather seals provide dust, noise, water, and heat isolation of the vehicle. There are two kinds of sealing; dynamic and static seals which are EPDM or Thermoplastic elastomer (TPE) based. Dynamic profiles are used on the moving mechanism of the vehicle and EPDM rubber is the main raw material, with its elastic and sealing performance. TPE materials are generally preferred for static seals which are inner or outer-waist belts. These two materials have been used as a hybrid in corner moldings of glass run channel which can be classified as a semi-dynamic seal and they are bonded with injection molding process. To obtain efficient bonding performance, there are two critical parameters to analyze: material compatibility & process conditions.

The study aims to investigate the injection process parameters that affect the bonding of TPE materials to EPDM in order to eliminate split and delamination in the bonding area. For this purpose, injection speed, holding pressure, gate-joint distance, mold temperature, injection temperature, holding time parameters were investigated. The effect of these factors on the bonding performance was determined by using a fractional factorial experimental design on Minitab statistical program. In conclusion, it is found that the holding time does not have a significant effect on bonding, nevertheless, injection temperature, mold temperature, and injection speed have positive effects and holding pressure has negative effects. Gate to joint distance results were not reliable in this study. In addition, the best and worst injection process parameters were obtained.

Keywords: injection molding, weather-strip seal, hybrid application, bonding performance, design of experiment

1. INTRODUCTION

Automotive weather-strip seals are mainly produced by using EPDM (ethylene propylene diene monomer) with its excellent elasticity & sealing performance and ozone resistance. However, with increasing concern about the environment, thermoplastic elastomers have gained importance over thermoset rubbers, and the usage of thermoplastic elastomers (TPE) in sealing strips is increasing day by day thanks to its properties such as easy processability, low cost, and recyclability. Nevertheless, it is not possible to complete conversion to EPDM materials due to its compression set performance, which is critical for sealing performance, is still better than the TPE materials. [5] That's why thermoplastic elastomers are mostly used in static seals which are inner & outer-waist belts and end welding operations as well as the hybrid applications such as corner molding area of glass run channels shown in Figure 1.



Figure 1. Corner molding - example of EPDM TPE hybrid application in sealing system

The efficient bonding performance of two different materials used in hybrid applications is essential for product quality. This is an actual and important topic in the sector with sustainability demands. In order to ensure successful

manufacturing and eliminate the split and delamination problems in the future, a corresponding working group is also founded by WDK (German Rubber Manufacturers Association) that consists of members from the process chain. [2]
Material combination, design and extrusion process of the EPDM compound affecting the bonding quality are considered as constant and out of scope of this study. Only the injection molding process parameters are evaluated by using WDK 2701 mold created for EPDM-TPE bonding performance tests, shown in Figure 2.

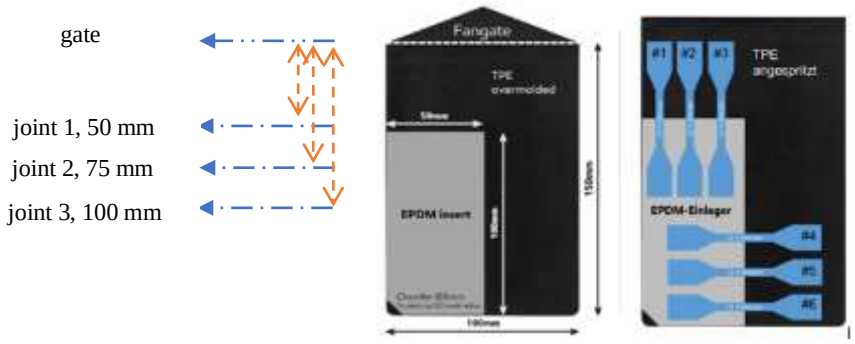


Figure 2. WDK 2701 Mold Design [1]

The physical bonding is obtained during the injection molding process with the penetration of the melted TPE into the microstructure of the cold EPDM surface and co-crystallization at the interface shown in Figure 3. [2] To achieve high bonding performance, it is important to adjust the optimum injection process parameters affect the bonding. Before the application, the EPDM substrate surface quality should be checked in order to ensure that there is no contamination at the interface coming from the cutting operation or compound ingredients. [2] Therefore, the EPDM compound is required to be fresh-cut and cleaned with IPA.

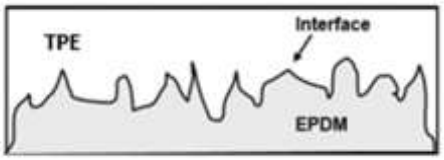


Figure 3. EPDM – TPE interface

In DoE method, screening to identify important factors on the response, various factors that affect the bonding performance are investigated with a statistical approach and the effects of main and interactions are determined. Then, process variables are first screened to determine the best and the worst settings. For this purpose, the following inputs on the bonding performance were studied by using the fractional factorial experimental design on Minitab 17;

A. injection speed – cm3/sec
B. holding pressure – bar
C. gate-joint distance* – mm
D. mold temperature – °C
E. injection temperature – °C
F. holding time – s

*(EPDM sample is cut to adjust the distance, shown in Figure 2)

Cooling time is kept at constant and is adjusted as 40 sec. Tensile strength and elongation at break were selected as response variables. Tensile strength was evaluated in the first order which is directly linked with the bonding performance. Injection pressure and injection time were also recorded as covariates during the experiments.
65 ShrA EPDM compound and 65 ShrA styrene based TPE materials were selected for the study.

TPE-s materials, the styrenic block copolymers are seldom used as pure. Like conventional thermosetting (vulcanizable) elastomers, they can be formulated to meet required processing behavior, and mechanical and physical properties. They can be blended and with other polymers, including conventional elastomers, and compounded with fillers, plasticizers (e.g., oils), processing aids, resins, colorants, and other compounding ingredients and modified according to customer expectations. [1]

In the literature, numerous researches are carried out to identify and understand critical factors and optimum process parameters. Pareek and Bhamniya determined the effect of temperature, pressure, and cooling time on tensile strength of polycarbonate plastic material. It is found that the best combination of process parameters in terms of the tensile strength is 260 °C melting temperature which has the most significant effect (%65.55), 150 bar injection temperature and followed by 7.5 seconds cooling time. [6]
Hexpol TPE company suggests the optimum process parameters for TPE-s materials injection molding as 190 °C-245°C, 260°C for large parts injection temperature, 35-150 MPa injection pressure, high injection speed, 25-75 rpm injection speed, and short holding time and pressure. [3]

2. EXPERIMENTAL PROCEDURE

Process trials are performed in LWB Steinl Injection Molding Machinery, which has 38 tonnes clamping force, given in Figure 3.



Figure 4. A: Injection Molding Machine B: WDK 2701 Mold- Right & Left with same design

The experimental steps carried out in this study are listed as follows;

- Design of Experiments (DoE) plan is created with selected parameters.
- Injection molding process parameters are set according to design of experiment runs.
- Test sample plates in Figure 4 are prepared in which the TPE is injected onto EPDM insert in WDK 2701 mold in Figure 3B and 2 samples are taken from the left & right side of the mold in each run.
- Mechanical tests such as tensile strength and elongation at break are performed on these plates and evaluated.
- EPDM inserts are fresh cut and their surfaces are cleaned with IPA before each run.



Figure 5. Images of EPDM-TPE plates (5 of 35 samples)

Fractional factorial DoE plan is created using Minitab statistical program with the determined low and high values for each factor given in Table 1. Centre points are added to the design by the program and study is performed with 5 factors, 35 runs, 1 blocks and 3 center points.

Table 1. DoE plan - Factors and levels

Factor	Name	Low level	Mean level	High level
A	injection speed – cm3/sec	25	62,5	100
B	holding pressure – bar	100	200	300
C	gate-joint distance – mm	50	75	100
D	mold temperature – °C	40	50	60
E	injection temperature – °C	200	230	260
F	holding time – s	2	3,5	5

Higher bonding energy is related to higher tensile strength. [4] Therefore the process parameters given maximum tensile strength values are defined as the best parameters and the minimum values are taken as worst parameters. The elongation at break results are also evaluated which reduce the risk of breakage when handling the weather-seal after molding. [4] The outputs of the study are considered as the first screened analysis for the further process parameter evaluation and optimization.

3. MEASUREMENTS AND EQUIPMENT USED

Mechanical tests are performed for EPDM and TPE bonding performance evaluation. Tensile strength and elongation at break results are measured with Zwick/Roell Dynamometer referring to ISO 37-Type S2 in flow direction 200 mm/min test speed. Results are analyzed with using Minitab 17.

4. RESULTS AND DISCUSSION

Tensile strength and elongation at break tests are performed and evaluated. Three samples in flow direction are obtained from each set parameters and analyzed with Minitab.

The findings are listed as follows;

- There is not significant difference between the right and left mold results according to T-tests (P-Value is calculated as 0,219, higher than 0.05). Therefore, factors effect analysis is done on the right mold tensile strength results which R2 is 87,60%, in a confident level.

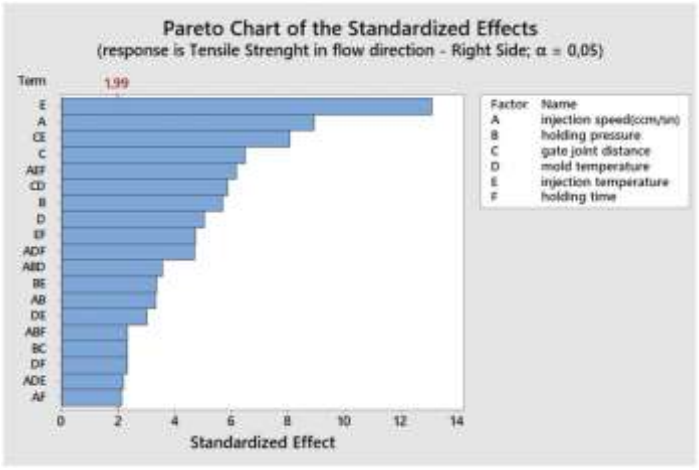


Figure 6. Pareto Chart of Flow Direction Tensile Strength - Right Mold

As it is seen in the Figure 6, injection temperature and injection speed have the highest impact on bonding performance. Except for holding time, each parameter affects the bonding quality by itself. There are also double and triple interactions between the parameters that affect the bonding quality. Please check Figure 6 to see all interactions.

As a result of DoE study, it was obtained that the injection speed, injection temperature, and mold temperature have positive effects on bonding quality (single effect coefficients; 0,7829, 1,1455 and 0,4400 respectively) whereas the distance between the EPDM (joint) – gate, and holding pressure have negative effects (-0,5684, -0,4969). Holding time has no significant effect on bonding performance (-0,0498) Contour plot in Figure 7 also shows that the bonding performance increases with increased injection speed and injection temperature.

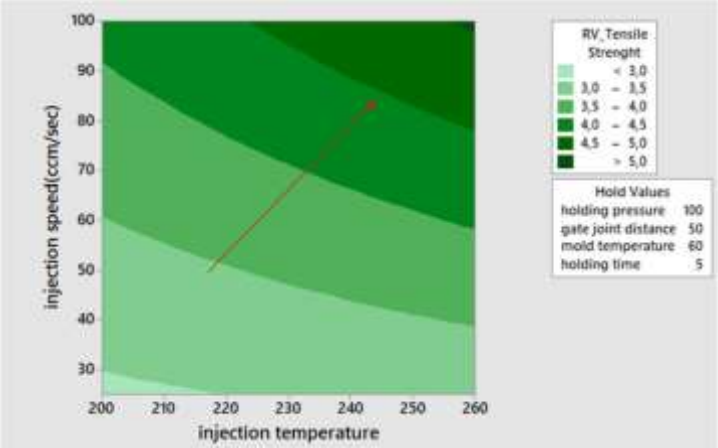


Figure 7. Contour plot of injection speed vs injection temperature

As a result of DoE study, it was obtained process conditions for the best and the worst bonding performances, determined by using DOE response optimizer tool, shown in Figure 8 and Figure 9.

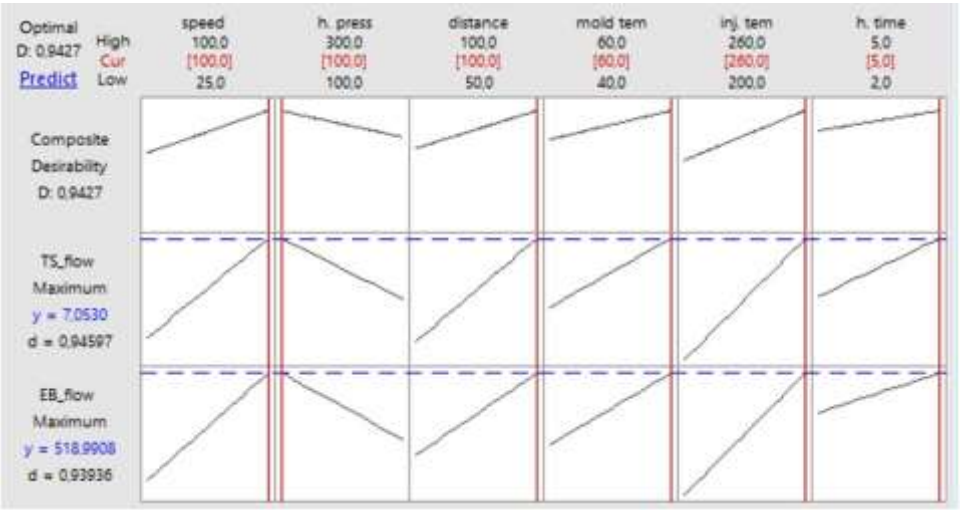


Figure 8. Best process conditions

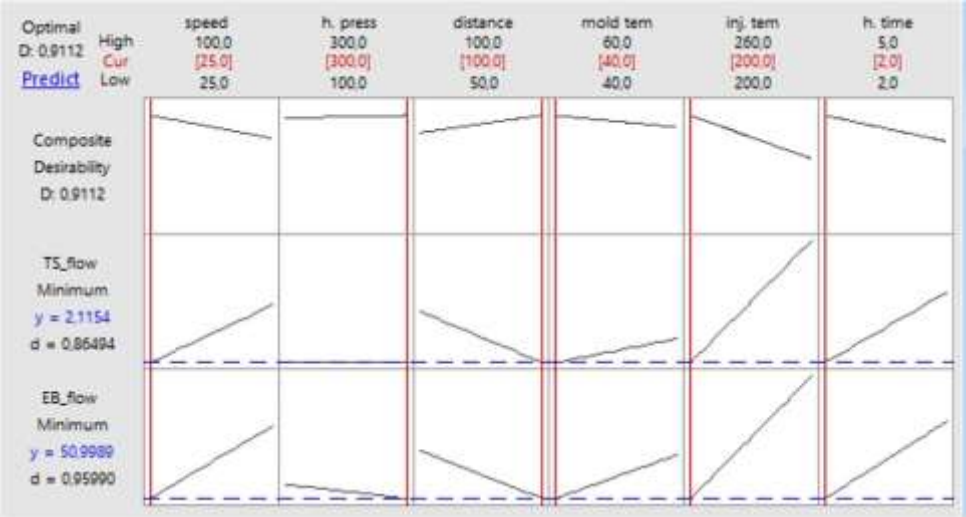


Figure 9. Worst process conditions

5. CONCLUSIONS AND RECOMMENDATIONS

In this study, the effects of injection molding process conditions on the bonding performance by using design of experiment method were investigated. As a result of DoE studies, best process values for bonding application was obtained as follows;

A. Injection speed : 100 cm^3/sec
B. holding pressure : 100 bar
C. gate-joint distance : not reliable result obtained*
D. mold temperature. : 60 °C
E. injection temperature : 260 °C
F. holding time : 5 sec. - no significant effect

* it is obtained that the minimum distance provides the better bonding performance. However, it is not seen in the optimization part of the DOE study.

Above the optimum conditions are determined shows that, the bonding performance is enhanced dramatically with the process parameters. When the thermoplastic elastomer is injected with high temperature, high speed, and low holding pressure to the system, bonding performance is achieved in a high level. High holding pressure causes the material orientation in the mold and deteriorates the bonding quality.

As a further study, gate-joint distance will be kept as constant to be sure the findings and decrease the variations. A new DOE plan will be created by adding cooling time instead of holding time and optimum process parameters will be obtained for different kind of TPE materials.

REFERENCES

1. Drobny, J.G. (2014) Handbook of Thermoplastic Elastomers, Second Edition, Elsevier, United States, 441 pages.
2. German Rubber Industry Association (2020), “EPDM-TPE Hybrid Components for Vehicle Body Sealing Systems”, WDK Guideline, Germany, Frankfurt, 1-11 pp
3. Hexpol TPE, TPE Processing Guide. https://www.hexpol.com/tpe/resources/tpe-academy/tpe-processing/tpe-injection-moulding-guide/, 27.07.2021
4. Jourdain E.P., and Kenens L., Santoprene TPV Corner Molding for EPDM Weatherseal: New Approach for Optimum Adhesion Performance, ExxonMobil Chemical.
5. Kenens, L. (2015) “Thermoplastic elastomers: how properties meet application requirements”, Educational symposium im Rahmen der DKT, Nürnberg, pp.18-24
6. Pareek R. and Bhamniya J., (2013) Optimization of Injection Molding Process using Taguchi and ANOVA. International Journal of Scientific and Engineering Research 4, pp.2229-5518

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF METAMATERIAL ACOUSTIC EFFICIENCY

Tunahan Doğru[1,3], Can Bilir[1], Yusuf Üngören[1], Aytekin Özkan[1], Tarık Küçük[1], Mehdi Yıldız[1], Hasan Ağaoğlu[2], Serdar Eken[2], Zahide Öztaş[2]

[1] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası, Bursa, Turkey
[2]A-Plas Genel Otomotiv Ltd. Sti., Bursa, Turkey
[3]Corresponding Author: Tunahan Doğru, tunahan.dogru@tofas.com.tr

ABSTRACT

Lightweight designs are frequently used in the automotive industry, depending on environmental impacts. Design and NVH engineers constantly search for new, as traditionally produced insulators reach their natural limits on efficiency increase. To closely follow the developments in insulation materials and to contribute, design changes and measurements are made accordingly. With insulators reinforced with new designs, it is possible to intervene locally against vibroacoustic sources. There are some limitations in these studies, as seen in the literature. The suitability of the insulator to be produced with serial production is one of the critical points. In addition, the resonance frequency that will occur depending on the shape, fixation points, and weight of the insulator formed determines the frequency band in which the insulator will be efficient. If an increase in the efficiency of the isolator is expected in specific frequency ranges, generalizing this study will give a positive result. This study is research on the acoustic effects of metamaterial applications in the automotive industry. NVH engineers decide on material selection by comparing the efficiency of prototype parts created using impedance tubes or reverberation cabin at the material level using the materials in the current state. In this study, the comparison of square pyramid-shaped insulation components with improved sound absorption area compared to traditional solutions in vehicles has been provided. The efficiency of the new generation insulators is presented by measuring the sound absorption coefficient and sound transmission loss values in the measurements made in the reverberation cabin. It is found that better sound absorption coefficients are obtained in the high-frequency range beyond 1250 Hz. Besides, up to 7 dB improvement has been obtained in the sound transmission loss in the range of 2000 - 6300 Hz.

Keywords: Metamaterial; Reverberation Cabin, Anechoic Chamber, Sound Absorption Coefficient, Sound Transmission Loss

1. INTRODUCTION

NVH and design engineers in the automotive industry constantly progress their development activities to provide acoustic comfort on the vehicle. When an acoustic package is to be developed with conventional solutions (Lucas et al, 2021), methods such as increasing the thickness or weight of the insulation material are generally used (Doğru & Pulat, 2020). Performance increase of conventional insulators realized in different configurations such as elastic layer and air gap layer has been examined in the literature (Meriç et al, 2016). However, the improvements made in this way do not comply with the lightweight design logic. For this reason, lightweight designs are directed to increase acoustic efficiency by reducing the weight of the insulators (Kyoung et al, 2019). If newly developed applications are examined, it is known that metamaterials with increased acoustic efficiency with resonance are effective (Claeys et al, 2013). Especially in electric vehicle applications, directly increasing the weight of the material will create a big difference in terms of cost since acoustic effects occur in a different frequency range compared to internal combustion vehicles (Goetchius, 2013). For this reason, an innovative isolator design different from conventional development methods should be investigated. Metamaterial applications are being developed to replace conventional insulation materials (Krushynska et al, 2014). Since these materials show the local effect, they also show the same effect of sound transmission loss in NVH performance efficiency used (Ma & Sheng, 2016). In a study performed with the impedance tube, local improvements in sound transmission loss have been determined using elastic metamaterial as a single layer (Liu et al, 2000). In the automotive industry, acoustic research studies have been performed on the use of metamaterials in the floor carpet section of vehicles (Wu et al, 2019), on ceiling coverings (Zhang et al, 2019), on the dash panel (Chang et al, 2018). Important computational processes are carried out in the development of these parts on the vehicle (Erol et al, 2016). In these studies, it has been observed that metamaterials work similar to the mass-spring system, reducing vibrations and local improvements in sound transmission loss (Sangiuliano et al, 2019).

In this study, a material has been designed to create resonance effects. The efficiency of this structure was tested in associated chambers, composed of two reverberation chambers with a common wall on which the sample part is placed together with the dash panel. Within the scope of the study, sound absorption coefficient and sound transmission loss values were obtained. Approaches such as weight gain or material addition were followed in updating the insulation package with conventional methods. Different conventional material compositions were created to simulate this. In addition to the newly developed design, measurements of conventional materials were also carried out in parallel. Thus, a preliminary study on the necessity of material applications is provided. When metamaterials are applied to the vehicle, a critical prototyping stage should be carried out. This study aims to determine the efficient structure using flat samples before proceeding with the measurements on the vehicle. It will be informative for use on the vehicle dash panel.

2. REVERBERATION CABIN RESULTS

2.1. Sound Absorption Coefficient and Sound Transmission Loss

The reverberation cabin is a device frequently used in the automotive industry to measure the efficiency of sound reducing materials (Duval et al, 2010). An artificial diffuse-field sound is created in the reverberation cabin for sound absorption coefficient measurement. Measurements are made consecutively for the case with and without samples in the cabin. Then, the time required for the attenuation of this sound is calculated by the Sabine Eq. (1) and converted into an absorption coefficient (URL1: 2021). The configuration setup for the measurement of the sound absorption coefficient is shown in Fig. 1a.

$$T_{60} = 0{,}049\ \frac{\cdot}{\cdot\cdot} \tag{1}$$

Where, T_{60} is the time in seconds required for 60 dB damping of a sound generated from the sound source, V is the volume of the room where it is measured, S is the area of the boundary surfaces, and $\bar{\alpha}$ is the average sound absorption coefficient.

Sound transmission loss is expressed by Eq. (2). While measurements are carried out with reverberation-source rooms, the equation takes the form of Eq. (3) because the incoming sound power is measured by a microphone moving over the average sound level of the source room. The transmitted power of the anechoic receiving room is calculated with Eq. (4) to emerge from the surfaces (Piollet et al, 2016). The configuration setup of the sound absorption coefficient is shown in Fig. 1b.

$$TL = 10\ log_{10}\left(\frac{\cdot\cdot 1}{\cdot\cdot\cdot}\right) \tag{2}$$

$$W_i = S_s I_i = S_s\left(\frac{\cdot\cdot\ \cdot}{\cdot}\right) \tag{3}$$

$$W_t = S_m \overline{I_n} \tag{4}$$

Where W_t is the transmitted sound power, W_i is the incident sound power, S_s is the surface area of the sample, I_i is the sound intensity of the source cabin, $\langle \overline{p^2} \rangle$ is the pressure in the reverberation cabin, ρ_0 is the air density and c the speed of sound in the air, S_m is the measurement surface area and $\overline{I_n}$ is the measured normal intensity (Piollet et al, 2016).

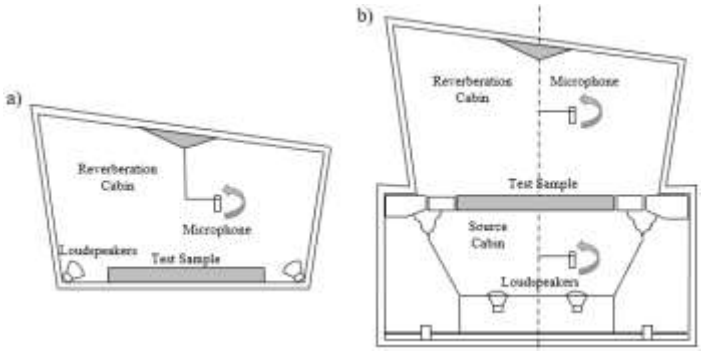


Figure 1. Reverberation cabin configuration a) sound absorption coefficient b) sound transmission loss (Aydın, 2008)

2.2. Materials Used in Study

In this study, a square pyramid-shaped test sample was produced to provide input parameters for a new isolator design. The dimensions of the sample produced according to the reverberation cabin sample sizes are 1x1.2m. On the back of the new design, a polyester fibrous fabric layer is used. In turn, reference configurations frequently used in the automotive industry were preferred in layers and turned into samples. These configurations were added to the study, and the efficiency of the solution to be evaluated in the newly proposed metamaterial class was evaluated compared to other solutions.

. **Table 1.** Sample table

Sample No	Layer Configuration
S 1	Proposed Square Pyramid Solution + Polyester Fabric
S 2	Polyurethane 50 kg/m^3
S 3	Polyurethane 50 kg/m^3 + EPDM 3000 g/m^2
S 4	Polyurethane 50 kg/m^3 + EPDM 5000 g/m^2
S 5	Polyurethane 50 kg/m^3 + Foil 30 g/m^2 + Felt 1500 g/m^2
S 6	Polyurethane 50 kg/m^3 + Thin Fabric 100 g/m^2 + Felt 1500 g/m^2

In the proposed solution, a polyurethane injection mold was created to form a square pyramid. The first layer was obtained by forming a 50 kg/m^3 polyurethane material in this mold. Then, a single-layer polyester fiber-based fabric was added to this layer with double-sided tape application.



Figure 2. Proposed square pyramid type metamaterial solution

2.3. Results

The sound absorption coefficient measurements made in the reverberation cabin are shown in Fig. 3. If the measurement results are examined in detail, it is seen that the proposed square pyramid solution has a superior performance in terms of sound absorption coefficient at frequencies of 1250 Hz and above. S3 and S4 solutions made of polyurethane and EPDM layers have higher sound absorption coefficients between 630 and 1250 Hz. Felt solutions, S5 and S6, presented effective results in the low-frequency range up to 630 Hz. Application of a single layer of polyurethane, S2, has the worst results in the mid-high frequency range starting from 630 Hz

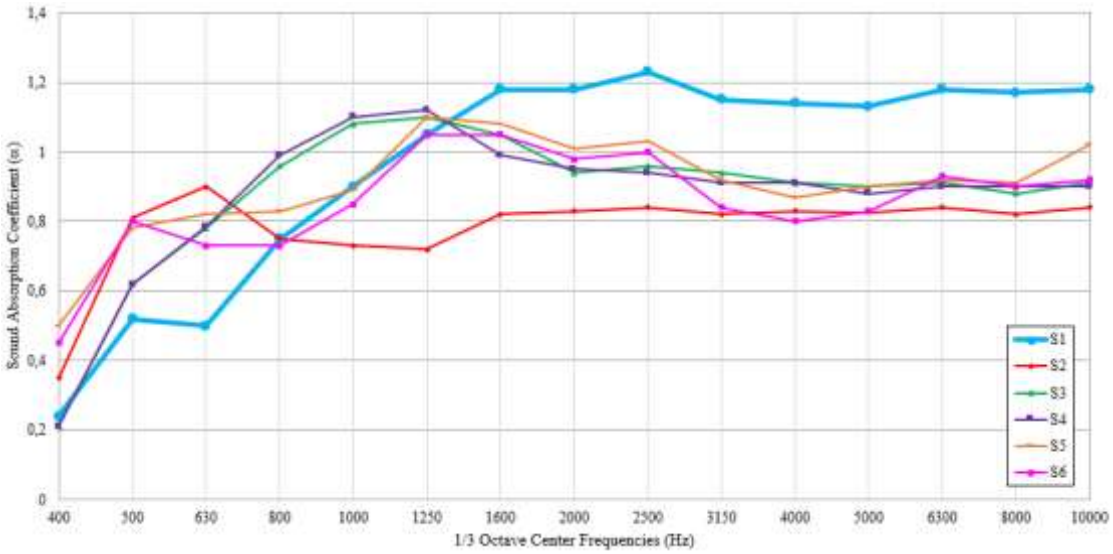


Figure 3. Sound absorption coefficient results with reverberation cabin

The reason for getting negative results on a single polyurethane layer is the lack of the mass layer in the solution. Instead, a mass-spring mechanism should be created to provide better insulation. In the proposed square pyramid shaped S1 solution, the pyramids have a mass effect due to their shape and provide a high sound absorption coefficient.

Fig. 4 shows the sound transmission loss values of the solutions measured within the associated chambers. Since the S1 solution does not show a mass-spring effect in a single layer, it has been the solution with the lowest sound transmission loss. S3 and S4 curves present high sound transmission loss with the help of the mass effect of a heavy layer in EPDM. However, if the figure is examined in detail, the metamaterial solution proposed in this study has the highest sound transmission loss in the 2000-6300 Hz range. In this way, this solution can be preferred when it is necessary to provide a solution within this frequency band.

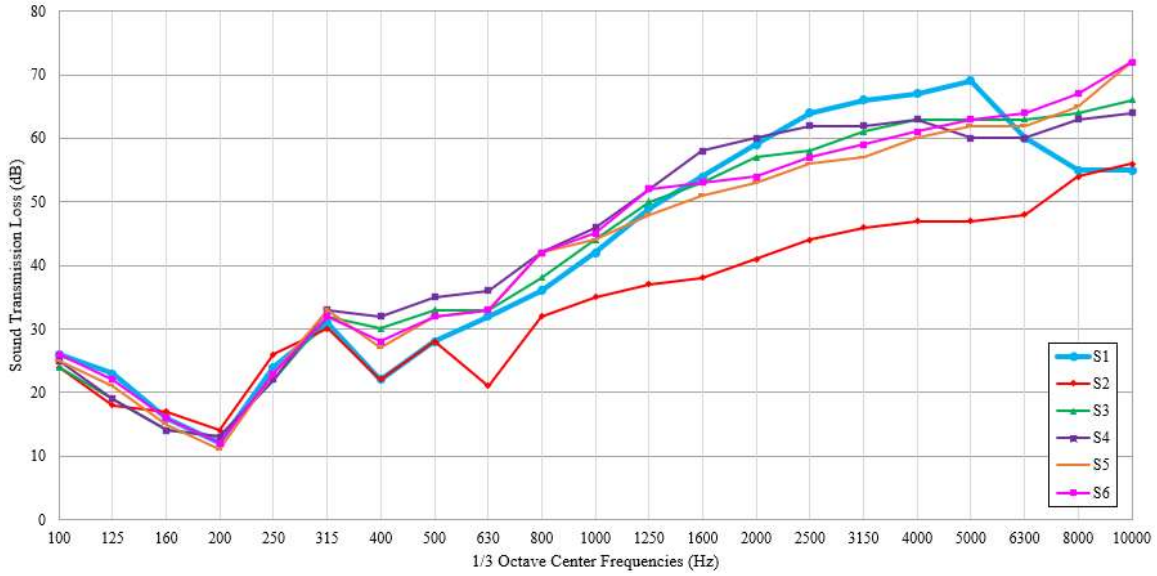


Figure 4. Sound transmission loss results with reverberation cabin

It has been observed that the square pyramid solution providing the mass-spring system provides local improvement. Due to the resonance effect, a high level of sound transmission loss has been achieved in a certain frequency range. The isolator material designed in this study provides damping by activating in the indicated frequency band range due to the resonance. For metamaterial application to perform damping in the desired frequency band, it is necessary to tune the resonance frequencies accordingly [8].

2.3. Potential Usage Areas

Potential areas where the developed insulator can be applied to the vehicle are shown in Fig. 5a. The desired frequency range for the application can be determined by the help of acoustic tests for specific issues like engine noise or road noise. An application is proposed as a remedy to engine noise issues by improving isolation performance. The solution is foreseen as a local patch on the firewall panel, leading to no increase in the total weight of the related parts. Patch of insulation material may provide a local improvement in the frequency band. However, the transfer path of the higher noise should be determined, and acoustic analysis should be performed with prototype applications.

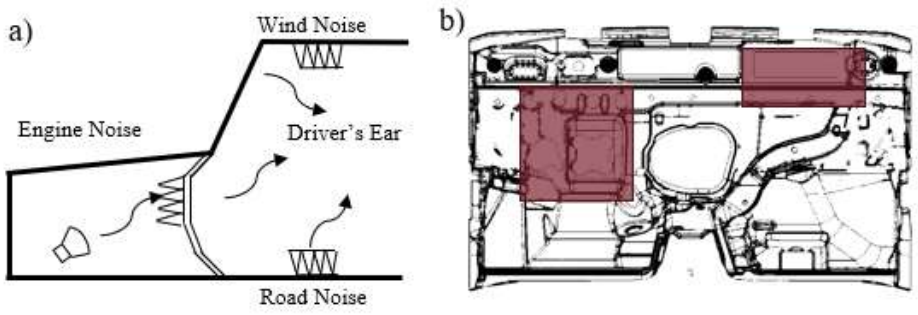


Figure 5. Potential areas b) on vehicle b) on firewall steel

In this section, the acoustic advantages of the proposed application are mentioned. The solution should still be investigated technically for packaging requirements and mass production. In addition, attention should be paid to the cost analysis of the solution since it differs much from conventional designs. A detailed study should be carried out for situations that require application on the vehicle due to these aspects open to development.

3. CONCLUSIONS

This study includes research for the use of a new metamaterial. Metamaterials, as can be seen from the literature, are developing fields of work in the automotive industry. In this study, an application example was carried out with a square-type pyramid.

The solution was tested within the reverberation chamber for sound absorption coefficients and associated chambers for sound transmission loss characteristics. It is observed that better sound absorption coefficients are obtained in the high-frequency range beyond 1250 Hz. Besides, up to 7 dB improvement has been obtained in the sound transmission loss in the range of 2000 - 6300 Hz.

There are disturbing sound sources in vehicles that can be active in specific frequency ranges. In this way, it has been proven that effective damping can be achieved using metamaterials to dampen a sound source. Instead of changing the weight across the part, a significant change can be achieved with a small patch.
This study provided detailed research prior to application on the vehicle. Detailed design for proper metamaterial application is to be made by the NVH findings on the vehicle in development. In such an application, the resonance frequencies of the design to be produced should be determined. However, design space requirements, mass production process, investments, and total cost of the application need to be considered.

ACKNOWLEDGEMENTS

We would like to thank DTA engineering for sound transmission loss measurements. We also would like to thank A-PLAS company for the procurement of metamaterial component samples.

REFERENCES

[1] Lucas, V.B., (2021) “Vibro-Acoustic Metamaterials for Improved Interior NVH Performance in Vehicles”, In: Fuchs A, Brandstätter B. Future Interior Concepts. Springer Briefs in Applied Sciences and Technology. Springer, Cham.

[2] Dogru, T., Pulat, E. (2020) “Investigation of Acoustic Properties in Automotive Fibrous Materials”, Uludağ Uni. J. Fac. Eng., 25, 2, pp.889-902.

[3] Meriç C, Erol H, Özkan A. (2016) “On the Sound Absorption Performance of a Felt Sound Absorber”, Appl. Acous., 114, pp.275-280.

[4] Kyoung-Jin, C., Filho, R.M., Geraldo, N., Lucas, V.B., Claus, C., Wim, D.A. (2019) “Study on the Application of Locally Resonant Acoustic Metamaterial for Reducing a Vehicle's Engine Noise”, Inter-Noise 2019, June 2019, Madrid/Spain.

[5] Claeys, C., Vergote, K., Sas, P., Desmet, W. (2013) “On the Potential of Tuned Resonators to Obtain Low-Frequency Vibrational Stop Bands in Periodic Panels”, J. Sound. Vib., 332, pp.1418-1436.

[6] Goetchius, G. (2011) “Leading the Charge the Future of Electric Vehicle Noise Control”, J. Sound. Vib., 45, 4, pp.5-8.

[7] Krushynska, O., Kouznetsova, V., Geers, M. (2014) “Towards Optimal Design of Locally Resonant Acoustic Metamaterials”, J. Mech. Phys. Solids, 71, pp.179–196.

[8] Ma, G., Sheng, P. (2016) “Acoustic Metamaterials: From Local Resonances to Broad Horizons”, Sci .Adv., 2, 2, pp.1501-1595.

[9] Liu, Z., Zhang, X., Mao, Y., Zhu, YY., Yang, Z., Chan, C.T., Sheng, P. (2000) “Locally Resonant Sonic Materials”, Phys. Sci. Eng., 289, 5485, pp. 1734–1736.

[10] Wu, X., Sun, L., Zuo, S., Liu, P., Huang, H. (2019) “Vibration Reduction of Car Body Based on 2D Dual-Base Locally Resonant Phononic Crystal”, Appl. Acoust., 151, pp.1–9.

[11] Zhang, M., Wu, X., Zuo, S., Huang, H., Wu, H. (2019) “An Investigation on Interior Noise Reduction Using 2D Locally Resonant Phononic Crystal With Point Defect on Car Ceiling”, J. Vibr. Cont., 25, 2, pp.386–396.

[12] Chang, K.J., Jung, J., Kim, H.G., Choi, D.R., Wang, S. (2018) "An Application of Acoustic Metamaterial for Reducing Noise Transfer Through Car Body Panels", SAE Technical Paper. 2018-01-1566.

[13] Erol, H., Meriç, C., Özkan, A. (2016) "Noise Contribution Analysis of a Vehicle Passenger Compartment", Noise Cont. Eng. J., 64, 5 pp.646-657.

[14] Sangiuliano, L., Claeys, C., Deckers, E., De Smet, J., Pluymers, B., Desmet, W. (2019) "Reducing Vehicle Interior NVH By Means of Locally Resonant Metamaterial Patches on Rear Shock Towers", SAE Technical Paper. 2019-01-1502.

[15] Duval, A., Rondeau, J.F., Dejaeger, L., Sgard, F., Atalla, N. (2010) "Diffuse Field Absorption Coefficient Simulation of Porous Materials in Small Reverberant Rooms: Finite Size and Diffusivity", 10`eme Congr`es Francais d'Acoustique, April 2010, Lyon/France.

[16] URL1: ISO 354:2003. "Acoustics- Measurement of Sound Absorption in a Reverberation Room. International Organization for Standardization. Switzerland. 2003. Access: https://www.iso.org/standard/34545.html

[17] Piollet, E., Laroche, S., Bianki, M.A., Ross, A. (2016) "A Mobile Reverberation Cabin for Acoustic Measurements in an Existing Anechoic Room", Inter-Noise 2016, August 2016, Hambourg/Germany.

[18] Aydın, İ. (2008) "Measurement of Sound Absorption Coefficients on the Automotive Isolation Materials and Determining the Optimum Material Thickness", Gazi University, MSc Thesis.

KANO MODEL IN THE R&D DEPARTMENT OF THE AUTOMOTIVE SECTOR

Elif Burcu Çetin, Özgür Mesut

Tofaş Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., R&D, Bursa, Türkiye
Elif.burcuyalcinkaya@tofas.com.tr, Ozgur.mesut@tofas.com.tr

ABSTRACT

Nowadays, customer expectations have started to shape the automotive sector. To respond to rapidly changing customer expectations in this sector; is a must for being competitive in the sector.

These expectations should be spread not only to salespeople but also to all employees who affect vehicle design. Considering this situation, we tried to understand customer expectations by using the KANO method with our R&D colleagues. With this method, we can understand which features are exciting or unnecessary in the vehicle that the customer will buy.

In this study, it is aimed to develop the optimum solution alternatives for the customer by using "customer-oriented design" approach. Teams were formed for the areas to be focused on, and interviews were made with real customers. In these studies, interviewed with 200 people and 13 different areas and customer expectations were evaluated.

As a result of this study, based on the pain points of the customer, feedback was collected on which features should be added or which unwanted features should be removed to a vehicle to be designed or development

Keywords: Kano Method, R&D, Customer Expectations, Automotive, Customer-oriented design

1. INTRODUCTION

It is estimated there are about 1.4 billion drivers in the world, but the number may be higher and closer to 2 billion. And also the Turkish Statistical Institute announced the "Motor Vehicles Statistics" for December 2019. Accordingly, as of the end of last year, the total number of vehicles in Turkey registered to traffic reached 23 million [1]. In a world where there are so many vehicles and drivers, customer expectations also different and in this situation, car manufacturers ought to respond to these expectations to become competitive.

In the automotive industry, many departments have been established to understand customer expectations and to respond to these requests. The main task of these departments is to understand and analyze customer expectations. They use different methods to understand and analyze these expectations. After understanding these expectations, studies are carried out to determine the features that should be in the vehicle by meeting with the relevant departments. But these expectations are changing very rapidly and all requirement and exiting features shows difference according to different for people using different models of vehicles. Since these expectations take a long time to be transferred to the designer team, customer expectations are faced with the past and not the actual situation.

As TOFAŞ R&D, we realized the project of Kano Model in the R&D Department of the Automotive Sector to quickly interpret customer expectations and directly meet the customer and the designer. It is planned to collect customer expectations directly by the designers by conducting face-to-face interviews with the vehicle owners in the model determined with this study. With the Kano model studies, we wanted to shape our designs by trying to learn the effect that features on the vehicle will have on the customer.

The Kano model is briefly explained as;

Noriaki Kano, a Japanese researcher and consultant published a paper in 1984 with a set of ideas and techniques that help us determine our customers satisfaction with product features. These ideas are commonly called the Kano Model and are based upon the following premises:[2]

Customer's Satisfaction with our product's features depends on the level of Functionality that is provided (how much or how well they're implemented);

You can determine how customers feel about a feature through a questionnaire

Features can be classified into five categories; These categories are determined according to the questionnaire answers. (Figure: 1)

The Kano model of customer satisfaction is a useful tool to classify and prioritize customer needs based on how they affect customer satisfaction (Kano et al., 1984). It captures the nonlinear relationship between product performance and customer satisfaction. In practice, four types of product attributes are identified: (1) must-be attributes are expected by the customers and they lead to extreme customer dissatisfaction if they are absent or poorly satisfied, (2) one-dimensional attributes are those for which better fulfillment leads to linear increment of customer satisfaction, (3) attractive attributes are usually unexpected by the customers and can result in great satisfaction if they are available, and (4) indifferent attributes are those that the customer is not interested in the level of their performance (5) The reverse features are the situation where the customer does not want these features but in the product given by the company. [3,4]

Functional		Dysfunctional		Category
I expect it	+	I dislike it	→	Must-be
I like it	+	I dislike it	→	One-dimensional
I like it	+	I am neutral	→	Attractive
I am neutral	+	I am neutral	→	Indifferent
I dislike it	+	I expect it	→	Reverse

Figure 1: Kano Evaluation

2. MAIN SECTIONS

The Study's aim is to understand the needs of the customers and to determine effects on the customer and decide which functions ought to be added/developed/optimized. By these studies, for the first time, R&D designers have met with customers to get their expectations on the final product. Normally, this expectation is gotten by The Customer Experience and Product Planning Department and they are shared with the R&D Designer. First-time Designers faced and saw customer's problems and pain points in the first place by interviewing with the real customers.

Customer feedbacks has taken 13 different areas by designer, these are; parcel shelf, central console, front door panel, PLS door panel, roof shelf, button group, color & material, PLS door handle, trunk area, dashboard, tailgate, air vent & buttons.

Before starting customer interviews, benchmark studies have been done to understand competitor vehicle situations. Working principles, positive/negative aspects, and whether competing products can provide customer needs were questioned. At this stage, existing competing products were examined both as physics and previous studies were examined. it was seen that there were no components that fully meet the customer needs. The information obtained as a result benchmarking study has guided designers in the customer interview period.



VW CADDY		FORD CONNECT		FIAT DOBLO		PEUGEOT PARTNER TEPEE	
Specific Area Satisfaction	%	Specific Area Satisfaction	%	Specific Area Satisfaction	%	Specific Area Satisfaction	%
Ceiling Area	79	Ceiling Area	69	Ceiling Area	58	Ceiling Area	47
Ceiling Material	84	Ceiling Material	78	Ceiling Material	66	Ceiling Material	52
Ceiling Colors	82	Ceiling Colors	83	Ceiling Colors	62	Ceiling Colors	58
Shelf Width	79	Shelf Width	62	Shelf Width	59	Shelf Width	43
Ease Of Accessing	71	Ease Of Accessing	60	Ease Of Accessing	60	Ease Of Accessing	47
OBSERVATIONS		OBSERVATIONS		OBSERVATIONS		OBSERVATIONS	
Structure	Without Support	Structure	Without Support	Structure	With Support	Structure	Without Support
Style	Simple and Smooth	Style	Simple	Style	Curvy Design on Front	Style	Not continuous forms
Color	Light Grey	Color	Light Grey	Color	Dark Grey	Color	Light - Dark Grey (Bi-Color)
Features	Lighting / Integr. Grabhandle	Features	Lighting / Integr. Grabhandle / Sunglasses Box	Features	Only Lighting	Features	Only Lighting

Figure 2: Benchmark Results

According to customer expectation and benchmark study results, the questions were prepared for each determined, area and then vehicle services were visited for real vehicle drivers. Prepared questions asked them to get their expectations on these components. After the customer interviews, the main problems were determined for each component. For example, the main problems of roof shelf are;

- Falling the objects during acceleration
- Sliding the objects during driving
- Missing sunglasses box
- No easy access to roof shelf
- Noise problem on storage objects
- Color tones
- Less volume
- Visibility problem of the object

After determining customer main problems, designers have made Kano analysis by using customer insights and pain points.

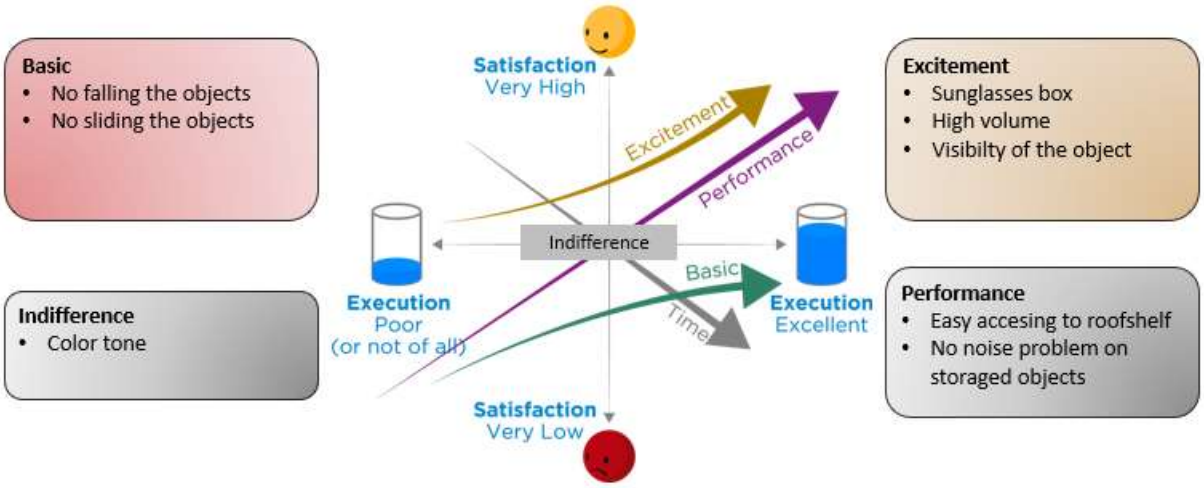


Figure 3: Kano results

The aim is to develop the optimum design which matches with customer needs especially the subjects above. While designers were developing the optimum design, they considered manufacturability and quality parameters, because of that, they did not answer all customer expectations. for this reason, they created different alternatives and showed their mock-ups to customers.

The aim was to find out how much of the customer's expectations were met, and if there were any points to be improved, it was determined. As a result of all this studies, one design was determined as optimum design at all points.

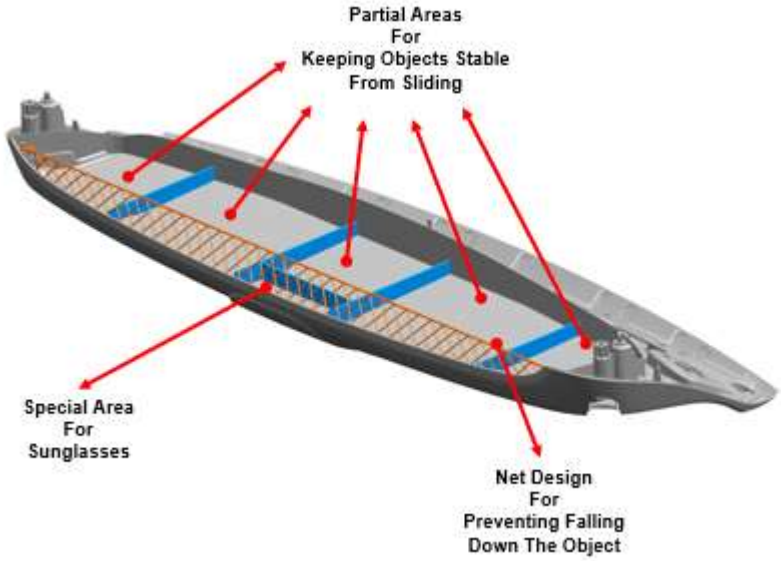


Figure 4: Final roof shelf design

The defined design was not met all customer expectations that defined customer-oriented design studies. However, the most optimum design was in terms of cost, producibility, and quality parameters. And more user friendly than serial production roof shelf.

3. CONCLUSION

In this study, the problems of commercial vehicle users regarding 13 different components in the vehicle were determined by the Kano Method and new customer-friendly designs were introduced. Mock-ups of new designs have been prepared and tested by users.

The optimum designs revealed at the end of the study do not meet all the expectations of the customer. Because of optimum designs; it was created by considering the whole of cost, producibility, and quality parameters. However, all new designs are more user-friendly than designs that find on serial production vehicles. With these new designs, customer satisfaction will increase.

REFERENCES

[1] TURKISH STATISTICAL INSTITUTE – PRESS RELEASE No: 33648 / 30 Jan. 2020

https://turkstatweb.tuik.gov.tr/PreHaberBultenleri.do;jsessionid=3MyvfjGQkyXYl8VyWgqTcHQRFnLQhgvdGnjxh9qWtZ7248bnM2Hn!-751037176?id=33648

[2] Noriaki Kano et al., “Attractive Quality and Must-be Quality,” research summary of a presentation given at Nippon QC Gakka: 12th Annual Meeting (1982), January 18, 1984

[3] Qianli Xu , Roger J , Jiao Xi Yang , Martin Helander Halimahtun M. Khalid /2008 /An analytical Kano model for customer need analysis / Design Studies volume:30 issue:1 Pages: 87/110

[4] The Complete Guide to the Kano Model http://foldingburritos.com/kano-model/

OTOMOTİV INFOTAINMENT TESTLERİNDE GÖRÜNTÜ İŞLEME TEKNİKLERİNİN KULLANIMI

Muhammed Doruk Çapraz, Seyhan Mutlu, Ayberk Tekin, Anıl Onur Canbaz
[1]TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., Ar-Ge, Bursa, Türkiye

Özet

2000'li yılların ilk çeyreğini geçerken otomotivde bilgi-eğlence sistemleri yerini pekiştirdi. Gösterge panelleri dijitalleşirken, klima ayarları, geri görüş sistemleri, telefon bilgileri ve dikiz aynaları da bu ekranlarda kendilerine yer buluyor. Kullanıcının birebir temas halinde olduğu bu sistemlerin üzerinde görsel hataların olması durumunda ise müşteri memnuniyeti oldukça etkilenmektedir. Bu tip hataların müşteriye ulaşmadan çözülmesi adına test sistemleri de yıllar içinde gelişmiştir. Bu sistemlerin başlıcaları olan HIL (Hardware In the Loop) ve SIL (Software In the Loop) sistemlerini kullanarak bilgisayarla görme teknolojisi ile yeni test metotları kendine yer bulmaktadır. Bu çalışmada otomotivde, bilgi eğlence sistemlerinde, görüntü işleme teknolojisi ile gerçekleştirilen testler ve bu alanda geliştirilen test senaryolarından bahsedilecektir.

Anahtar Kelimeler: Otomotiv, Bilgi-Eğlence Sistemleri, Test, HIL (Hardware In the Loop), Görüntü İşleme

USAGE OF IMAGE PROCESSING TECHNOLOGY IN VALIDATION OF VEHICLE INFOTAINMENT SYSTEMS

Abstract

Over the first quarter of 21st century, the content and the popularity of Infotainment Systems in vehicles has increased a lot. While the instrument panels are digitalized, new features such as HVAC controls, rear view cameras and cell phone menus have found a place on these screens. These systems, which are in front of the customer and used in every driving experience, will highly affect the customer satisfaction in case of an error. In parallel to E&E content increase in the automotive industry, new validation methods have been developed too in order to detect and solve such misbehaviors before they reach the final customer. By using HIL & SIL Systems, image processing technology create quick and robust ways to check the digital panels in terms of validation. In this study, infotainment tests and scenarios developed with image processing technology in automotive industry will be mentioned.

Keywords: Automotive, Infotainment, Validation, HIL (Hardware in Loop), Image Processing

1. Giriş

Gelişen teknoloji ve değişen müşteri beklentileri doğrultusunda araçlar ve araçlarda kullanılan parçalar sürekli olarak kendilerini yenilemektedir. Geçmişte otomobiller yalnızca bir noktadan başka bir noktaya ulaşım aracı olarak görülürken günümüzde güvenlik, konfor ve performans beklentileri ağır basmaktadır. Otomobillerle yapılan yolculukları daha keyifli hale getirmek için de Bilgi Eğlence (Infotainment) sistemleri araçlarda yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Araçlarda kullanılan Bilgi Eğlence Sistemlerinin içeriği giderek artarken, bu sistemlerin müşteri memnuniyetine doğrudan etki ettiği gözlenmektedir. Araç seçiminde de kullanıcılar tarafından bu sistemler değerlendirme kriterleri arasında yer almaktadır.

Ürün geliştirme süreçlerinde, üretilecek ürünler için çeşitli regülasyon ve tasarım gerekliliklerinin sağlanması beklenir. Otomotiv sektöründe tasarlanan ve üretilen bu ürünler standartları yüksek ve ülkelerce kabul gören birçok norm onayından geçer. Bu onayların sağlanması için üretilecek araç ve ekipmanlar Elektrik ve Mekanik anlamda üreticiler ve yan sanayi kuruluşları tarafından çeşitli testlere tabi tutulmaktadır.

Endüstri 4.0 ile Bilgi Eğlence sistemlerinin testlerinde de otomatize edilmiş testler tercih edilmektedir. Görüntü işleme teknolojisi ile Döngüdeki Donanım - HIL (Hardware In the Loop) test sistemlerinin beraber kullanıldığı yeni test metotları ile kullanıcıya hatasız komponentler ulaştırmak üzere çalışmalar sürdürülmektedir (Çapraz, 2019). Bu

çalışmada da örnek olarak "KM hesaplama stratejisi" ve "Yakıt Dolum Stratejisi" test metotları incelenmiş, geleneksel metotlar ile kıyaslama yapılmış ve bilgisayarla görme ile yapılan testlerin avantaj ve dezavantajları sunulmuştur.

2. Otomotiv Testleri

Otomotiv sektöründe gerek kullanıcı güvenliği gerekse müşteri memnuniyeti için araçta bulunan tüm parçalar yüksek güvenlik standartları altında testlerden geçmektedir. ISO 16750 normu ile otomotivde bir standart sağlanmış ve üreticiler bu normun gerekliliklerine sadık kalarak tasarımlarına yön vermeye başlamışlardır. ISO 16750 normu alt başlıklar altında,

- ISO 16750-1: Genel kurallar ve terminoloji
- ISO 16750-2: Elektriksel testler
- ISO 16750-3: Mekanik testler
- ISO 16750-4: Klimatik testler
- ISO 16750-5: Kimyasal testler

olarak sınıflandırılmıştır (URL 1). Üreticiler ise bu normlardan faydalanarak kendi test normlarını geliştirirken bazı üreticiler ise doğrudan ISO normlarını kullanmaktadır. Bu çalışmada Elektriksel Testler başlığı altında incelenen testlerden Infotainment Testleri ve bu testlerin görüntü işleme teknikleri ile otomatikleştirilmesi incelenmiştir.

2.1 Otomotiv Infotainment Sistemleri

Infotainment sistemleri görsel ve işitsel anlamda müşterinin sürüşünü kolaylaştırma ve daha eğlenceli bir hale getirmek için araçlarda yer almaktadır (Macario, 2009). Otomotiv Gösterge Panelleri, Radyolar, Sanal Gösterge Paneli (Head Up Display) bu sistemlerden bazılarıdır. Geçmişte gösterge panelleri mekanik, radyolar ise analog iken; günümüzde gösterge panelleri dijitalleşiyor ve radyolar da dijital yayın çağına ayak uyduruyor (Kumar, 2012). Geniş ekranları sayesinde kullanıcının araç ile ilgili çok fazla bilgiye ulaşabildiği, ayarları değiştirip kişiselleştirebildiği, telefon ekranını yansıtarak dinlemek istediği müziği rahatça seçebildiği İnsan Makine Arayüzü olarak sürüş deneyiminde çok önemli bir rol oynuyorlar.

Geçmiş yıllarda navigasyon gibi özellikler araç üreticileri tarafından müşterilere sunulmazken, günümüzde bu özellikler standart olarak birçok araçta mevcuttur. Navigasyon ünitesi araçlara entegre olurken ilk zamanlarda yalnızca radyo ekranlarında kendine yer bulurken günümüzde sürücünün gözünü yoldan ayırmamasını sağlamak ve sürüş güvenliğini artırmak adına gösterge panellerine de bu bilgiler taşınmaktadır (Han, 2016). Hatta son geliştirilen araçlarda 3 boyutlu yeni çözümler de sunulmaktadır (Nurminen, 2006). Navigasyon gibi son teknolojinin yanı sıra gösterge panellerinin otomobillere ilk entegre edilme amacı olan hız gösterimi, devir gösterimi, motor suyu sıcaklığı gösterimi, yakıt durumu gösterimi gibi birçok özellik günümüzde halen müşteriye iletilmektedir. Bunların yanı sıra gösterge panelleri araçların kullanıcı ile görsel olarak iletişim odağı olması sebebiyle araç ile ilgili kullanıcıya görsel ve işitsel uyarılar verme görevlerini de sürdürmektedir.

İlk yıllarda oldukça az sayıda olan bu sistemlerin fonksiyonlarına günden güne yeni özellikler gelmektedir. 5G teknolojisinin gelişimiyle beraber V2X (Vehicle to X) olarak isimlendirilen ve aşağıdaki gibi dallara ayrılan bir haberleşme sistemi bütününe geçilecektir (Kawser, 2019).

- V2V – Vehicle to Vehicle (Araçtan-Araca)
- V2I – Vehicle to Infrastucture (Araçtan-Altyapıya)
- V2P – Vehicle to Pedestrian (Araçtan-Yolcuya)
- V2N – Vehicle to Network (Araçtan-Ağa)

Tüm bu sistemler araç içindeki komponent çeşitliliğini artıracak ve fonksiyonlar daha karmaşık bir hale gelecektir. İlerleyen dönemlerde tüm bu sistemlerin ülkelerin regülasyon zorunluluğu haline geleceği, kullanıcının can ve mal güvenliğinin emanet edileceği göz önünde bulundurulursa bu sistemler üzerindeki komponentlerin daha önce belirtilen regülasyon ve tasarım kriterlerine göre detaylıca testlerden geçirilmesi her zamankinden daha fazla önem kazanacaktır.

2.2 Otomotiv Infotainment Testleri

Araçlarda bulunan tüm komponentler yukarıda bahsedildiği gibi ISO normları ışığında testlere tabi tutulmaktadır. Elektriksel testlerde de bu normlar altında farklı standartları vardır. Bu test alanları,

- Telematik Testleri
- Network Testleri
- Diagnostik Testler

- Fonksiyonel Testler
- EMU (Elektro Manyetik Uyumluluk) – EMC (Electro Magnetic Compatibility)

ana başlıkları altında toplanabilir. Telematik testleri için ISO 22902-1:2006 Kara Araçları – Otomotiv Multimedya Ara yüzü (Road Vehicle – Automotive Multimedia Interface) (URL 2) normu referans alınarak testler gerçekleştirilmektedir.

Araç üzerindeki sistemlerin test gereksinimleri belirlenirken etkileşimde olduğu çevre birimler ve dış etmenler göz önünde bulundurulmaktadır. Komponentin çevresinde bulunan üniteler ile haberleşme ihtiyacı var ise Network, kendi iç hata yönetimi var ise diyagnostik testi, manyetik alandan etkilenmeye müsait ise EMU testi (Tamilarasu, 2014), komponent özelinde ve sistem özelinde performans testi ve kendisine has fonksiyonlar ve algoritmalar barındırıyor ise fonksiyonel anlamda testlere tabi tutulması gerekmektedir. Ayrıca sürücüye görsel geri bildirimler veren bir komponent ise üzerinde barındırdığı göstergeler ve indikatörlerin kontrollerden geçirilmesi gerekmektedir.

Infotainment sistemleri araç üzerinde bulunan birçok ünite ile haberleşmesinin yanı sıra müşterinin de odak noktasında bulunan komponentlerdir. Diğer ünitelerden gelen verileri işleyerek görsel çıktılar vermektedir. Bu çıktıların doğruluğu için fonksiyonel doğrulamanın yapılması ve indikasyonların da ayrıca doğrulanması gerekmektedir.

Fonksiyonel doğrulama işlemleri için komponentin içinde koşan yazılım test edilmektedir. Her fonksiyon için yazılım içinde birtakım algoritmalar barındırmaktadır. Bu algoritmalara örnek vermek gerekirse, Yol Bilgisayarı Hesaplama Algoritması aşağıdaki matematiksel bağıntıya uygun olarak çalışmaktadır.

$$X = V \times t \tag{1}$$

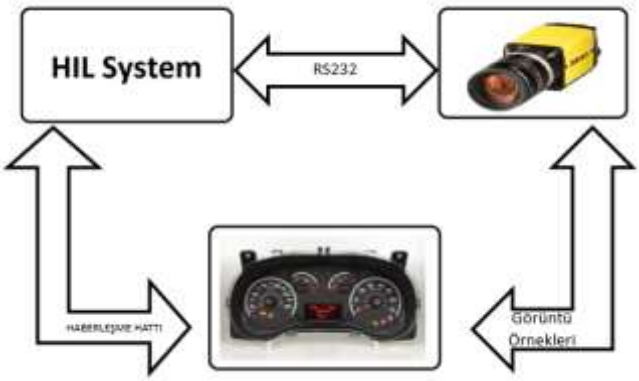
Bu denklemde “X” alınan yol, “V” hız ve “t” ise geçen zamandır. Tüm bu bilgiler gösterge paneline haberleşme mesajları aracılığıyla iletilmekte ve bu bilgiler ile gösterge paneli ilgili hesaplamayı yapmaktadır. Bu hesaplamalar sonucunda ortaya çıkan değer kullanıcıya gösterge panelinin “TRIP” ekranında gösterilmektedir.

Değerin doğruluğunu denemek için test normu ışığında binlerce km değer ölçümü yapılması gerekmektedir. Bu doğrulamalar esnasında sisteme farklı girdiler ile bozucu girişler de uygulanarak yazılım zorlanmalıdır. Bu işlem için çalışacak bir test görevlisi saatlerce ekranı takip etmekte ve fiziksel olarak çaba harcamak durumundadır. Erken geliştirme faaliyetlerinde de bu denemeleri yapma imkânı bulamamaktadır. Bundan dolayı yazılım ve algoritma doğrulama aşamalarında SIL (Software in the Loop) sistemleri ile bu algoritmalar otomatik olarak test edilebilir ve ürün aşamasına gelmeden olası hatalar erken teşhis edilebilir (Castro, Santos, 2016). Aynı zamanda donanım aşamasına geçildiği zaman da doğrulma faaliyetlerinin yapılması gerekmektedir. Tıpkı SIL sistemlerinde olduğu gibi donanımsal olarak da sistemler otomatik olarak test edilebilmektedir. Bu testlerde HIL (Hardware in the Loop) sistemlerinden faydalanılmaktadır.



Şekil 1. Örnek bir HIL Sistemi

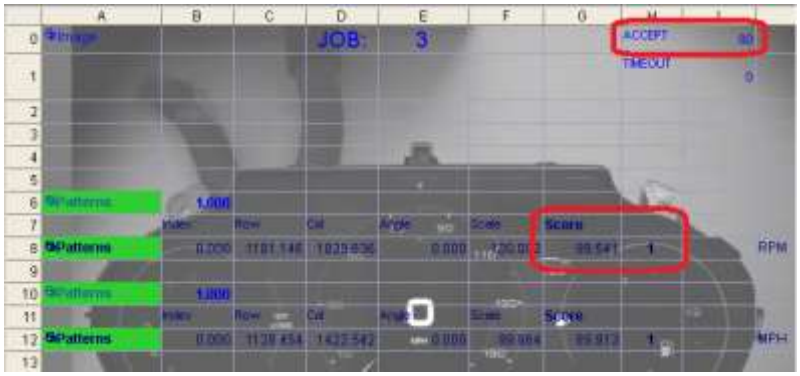
HIL sistemlerine araç üstünde bulunan tüm komponentler gerektiği durumlarda sanal olarak, gerektiği durumlarda ise gerçek olarak eklenerek tüm sistem etkileri statik ve dinamik olarak test edilebilmektedir. HIL sistemi ile sistem üzerinde haberleşme hattı yoluyla veya Analog-Dijital Girişler uygulanarak komponent davranışları gözlenebilmektedir. “TRIP” örneğinden yola çıkarak inceleme yapacak olursak, Araç hız bilgisi ve süre haberleşme yolları aracılığı ile gösterge paneline gelmektedir. Bu veriler işlenerek ekrana yansımakta ve diğer üniteler ile de haberleşme hattı üzerinden işlenen veri paylaşılmaktadır (Sharmila, Venkadesan, 2015).



Şekil 2. Infotainment HIL Sistem Topolojisi

Haberleşme hattından gelen mesajlar doğrulandıktan sonra ekranda da doğrulamanın yapılması gerekmektedir. Bu işlem için HIL sistemleri ile çalışan görüntü işleme sistemleri devreye girmektedir. Test adımlarında belirlenen hız ve belirli zaman aralıkları ile öngörülen değerler sisteme öğretilerek kontroller gerçekleştirilir. Manuel olarak yapılan bir teste kıyasla, otomatik yapılan bir test 3 kat daha hızlı olarak sonuçlanmaktadır.

Görüntü işleme tekniklerinden "metin algılama" tekniğinden faydalanılmaktadır. Bu tekniği uygulamadan önce tüm karakter ve görseller net ve çeşitli görseller ile sisteme öğretilmektedir. Önceden öğretilen karakterler puanlandırılarak tespiti yapılacak metin veya görsel algılandığı anda kıyaslama süreci başlamaktadır.

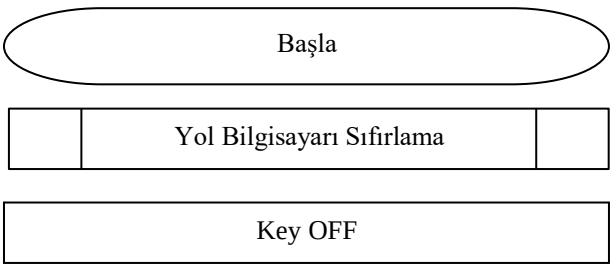


Şekil 3. Metin algılama Skorlama

Yukarıdaki örnek görüldüğü üzere kabul edilebilir puan %80 olarak belirlenmiştir. Kamera ile elde edilen görüntü ile eğitilen görüntüler beklenen sonuçlar açısından kıyaslandığı zaman bu değer 80 üzerinde ise kabul edilir ve test olumlu olarak sonuçlanır. 80 altında bir değer alması halinde ise gerek şart sağlanmadığı için test hatalı olarak sonuçlandırılmaktadır.

3. Otomatize Infotainment Testlerinin Gerçeklenmesi

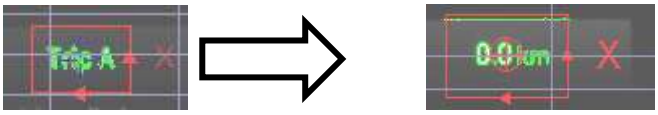
Önceki bölümde belirtildiği üzere sistemlerin testleri için manuel ve otomatik olmak üzere 2 metot vardır. Testlerin otomatize edilmesi için ön hazırlık süreci gerekmektedir. Test koşullarının oluşturulması ve bilgisayarla görme işlemleri için ilgili adımların tanıtımı bu hazırlık aşamalarının parçasıdır. Toplam kat edilen yol (TRIP) hesaplaması için aşağıdaki akışta bir test kurgulanır.



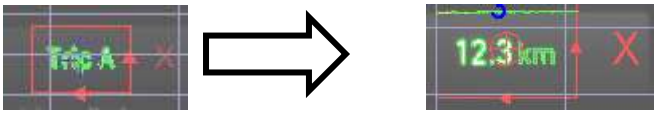
Key ON
Gösterge ekranı kontrolü
Motor On konuma alınır
Gösterge ekranı kontrolü
Yakıt tüketimi= Min değer set edilir
Gösterge ekranı kontrolü
Yolculuk 100km/h olarak set edilir.
Gösterge ekranı kontrolü
Hesaplama için Min süre beklenir.
Gösterge panelinin tanımlı menzil değeri kontrolü yapılır.
SON

Tablo 1. TRIP Test Akış Diyagramı

Yukarıda belirtilen diyagrama göre test, ilgili test stüdyosunda yazıldıktan sonra bilgisayarla görme işlemleri için gerekli öğretmeler yapılmaktadır. Bu test için TRIP ekranında meydana gelecek 'karakter' değişimleri ve bu karakterlerin konumu kontrol edileceği için metin tanıtımı yapılarak ilerlenir (Reddy, 2016).



Şekil 4. TRIP Karakter Tanıtımı



Şekil 5. TRIP Test Sonu Ölçüm

Test esnasında hata ile karşılaşılması durumunda hata anı kayıt altına alınarak test raporu otomatik olarak oluşturulmaktadır.

Gösterge paneli üzerinde bir diğer fonksiyon olan anlık yakıt tüketimi algoritmasının da doğrulanması için test koşulu oluşturularak sistemde haberleşme mesajları takip edilmektedir. Yakıt miktarı ölçümü basit şamandıra sistemi ile

yapılmaktadır. Şamandıranın yüksekliği değiştikçe direnç değerinde meydana gelen değişim takip edilerek sistemlere yakıt durum bilgisi verilmektedir. Gösterge paneli ölçümden sorumlu değil, bu değerin görselleştirilmesinden sorumlu komponenttir. Ölçümü yapan komponent haberleşme yolları aracılığı ile bu bilgiyi gösterge paneline taşımaktadır. Sistem doğrulama testlerinde ilgili yakıt değeri gösterge paneline girdi olarak gönderilmektedir. Buna göre ekrandaki değişim son değer ile kıyaslanarak göstergede yakıt seviyesini gösterecek, kritik eşik değerine ulaştığı anda ise "Düşük Yakıt Seviyesi" ikonunu yakarak kullanıcıyı uyaracaktır. Bu ikonun yanma ve sönme süreleri ise testler sırasında ayrıca ölçülmelidir.

Yakıt seviye göstergesi bar tipi ise kenar tanıma işlemi ile, hareketli çubuk ise konum bazlı nesne tanıma işlemi ile seviye tespiti yapılabilmektedir. Yakıt kritik eşik ölçümü sonucunu da ekranda görmek için ilgili ikon kenar tanıtma ile öğretilerek tepkileri ölçülmektedir.



Şekil 6. Düşük Seviye Yakıt Tespiti

Algoritmaya göre anahtar-açık konumunda iken yakıt deposu ölçüm değeri haberleşme yolu aracılığı ile gösterge paneline iletilmektedir. Bu değer, eşik değerin altında ise ilgili ikon yakılır (Şekil 4). Yanma süresi sistem tarafından ölçülerek, test gereklilikleri ile uygunluğu kontrol edilmektedir. Yanma süresi limitler arasında ise sonuç pozitif olarak raporlanmaktadır. Değil ise hatalı durumun ölçümleri test raporuna aktarılarak negatif sonuç vermektedir.

4. Sonuçlar

Bu çalışmada otomotiv sektöründe Infotainment komponentlerinin doğrulanmasında HIL sistemleri ve Görüntü İşleme tekniklerinin kullanımı incelenmiş, avantaj ve dezavantajları aşağıda açıklanmıştır.

Sayısı artan Infotainment komponentlerinin karmaşıklığı günden güne artmaktadır. Bu artış daha fazla test senaryosu oluşturmayı gerektirmektedir. HIL sistemleri ve görüntü işleme tekniklerinin birlikte kullanımı ile bu komponentler çok daha hızlı test edilebilmekte ve insana bağımlılık azaldığı için hata oranı azalmaktadır. Bu da daha güvenilir test sonuçları elde edilmesini sağlamaktadır. (Kluge, 2013). Görüntü işleme teknikleri ile insan gözü ve yardımcı enstrümanlar ile yapılamayacak ölçümler yüksek hassasiyetle yapılarak kusursuz testler gerçekleştirilmektedir. Bununla beraber sistematik raporlama özellikleri sayesinde geçmişe dönük bir arşiv oluşturma imkânı vermektedir. Bu sistemlerin dezavantajlarını inceleyecek olursak, dijital ekranların daha da yaygınlaşması ile ekran içerikleri de her güncellemede değişebilir bir hale gelmiştir. Bu değişimlerin testleri için tüm görüntü işleme senaryolarının tekrar tanıtılması gerekliliği ortaya çıkacaktır (Benchamardimath, 2014). Ancak zaman ve maliyet tasarrufu, test doğruluğu, raporlama kolaylığı gibi avantajların burada öngörülen dezavantajlardan çok daha ağır bastığını görüyoruz. Bu durum, gelecekte test alanında bu sistemlerin çok daha geniş yer bulacağını göstermektedir.

5. Teşekkür

Bu çalışma TOFAŞ Ar-Ge EE Sistemler Müdürlüğü bünyesinde yürütülmüştür.

6. Kaynakça

[1] Muhammed Doruk ÇAPRAZ, Anıl Onur CANBAZ, Seyhan MUTLU, Nuri GÜNEY, Semih SEZGİN, Burcu KILIÇ, "Otomotiv Elektrik Elektronik Komponent Testlerinde HIL Sistemlerinin Kullanımı", Elektrik-Elektronik Mühendisliği Kongresi EEMKON 2019, 227-233, 2019

[2] ISO 16750-1:2018 Road vehicles — Environmental conditions and testing for electrical and electronic equipment — Part 1: General, https://www.iso.org/standard/69568.html

[3] Gianpaolo Macario, Marco Torchiano, Massimo Violante, "An In-Vehicle Infotainment Software Architecture Based on Google Android", Industrial Embedded Systems, 2009. SIES '09. IEEE International Symposium on, August 2009

[4] Mayur Kumar, Anil Kumar, Santosh Tripathi, Tripuresh Joshi, Dr. Chandrakant Shukla, "Performance Analysis of Digital Audio Broadcasting System through AWGN and Rayleigh Channels", International Journal of Scientific and Research Publications, Volume 2, Issue 7, 1 ISSN 2250-3153, July 2012

[5] Ru Han, Min Pei, Sibasish Mukherjee, Milena Vujosevic, Kenneth Darschewski, Robert Kwasnick, "In Vehicle Infotainment and Advanced Driver Assistance Systems: Advantages of Knowledge-based Qualification over Standard-based Qualification for Solder Joint Reliability", IEEE Electronic Components and Technology ConferenceAt: Las Vegas, NevadaVolume: 66, May 2016

[6] Antti Nurminen, "A Platform for Mobile 3D Map Navigation Development", January 2006

[7] Mohammad T. Kawser, Md. Saymon Fahad, Sakib Ahmed, S. Safwan Sajjad, and Hasib A. Rafi, "The Perspective of Vehicle-to-Everything(V2X) Communication towards 5G", IJCSNS International Journal of Computer Science and Network Security, VOL.19 No.4, April 2019

[8] ISO 22902-1:2006 Road vehicles — Automotive multimedia interface — Part 1: General technical overview, https://www.iso.org/standard/41208.html

[9] Tamilarasu., P. Thirunavukkarasu, N. Sethupathi, (2014) "Electromagnetic compatibility - electrostatic discharge tests for automotive", International Journal of Automotive Engineering and Technologies Vol. 3, Issue 1, pp. 32 – 39, 2014

[10] Davi Ferreira de Castro, Davi Antônio dos Santos, "A Software-in-the-Loop Simulation Scheme for Position Formation Flight of Multicopters", Journal of Aerospace Technology and Management ISSN: 1984-9648 (2016)

[11] Dr. B. Sharmila, P. Venkadesan, (2015) "Automation for Instrument Cluster Panel Testing Using Machine Vision and NI-PXI Hardware-In-the-Loop" , International Journal of Advanced Research in Electrical, Electronics and Instrumentation Engineering (An ISO 3297: 2007 Certified Organization) Vol. 4, Issue 4, April 2015

[12] R. Pradeep Kumar Reddy, Dr. C. Nagaraju, I. Rajasekhar Reddy, "CANNY SCALE EDGE DETECTION", International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT) – January 2016

[13] Torsten Kluge, Jace Allen, Amanjot Dhaliwal, "Advantages and Challenges of Closed-Loop HIL Testing for Commercial and Off-Highway Vehicles", SAE 2009 Commercial Vehicle Engineering Congress & Exhibition, October 2009

[14] Basavaprasad Benchamardimath, "A STUDY ON THE IMPORTANCE OF IMAGE PROCESSING AND ITS APPLICATIONS", International Journal of Research in Engineering and Technology 03(15):155-160, May 2014

OTOMOBİL YAN SİNYAL LAMBASININ LED SÜRÜCÜ KARTINA AİT İLETİLEN EMİSYON TESTİNİN MODELLENMESİ VE BENZETİMİ

Oğuzhan COŞKUN[1,3], Özgür ÇEVİK[2,3], Emirhan SAĞ[3], Güneş YILMAZ[3]

[1] EMKO Elektronik A.Ş. TÜBİTAK 2244 Sanayi Doktora Programı Bursiyeri, Bursa, Türkiye
[2] FEKA Otomotiv Mamulleri Sanayi ve Ticaret A.Ş., Bursa, Türkiye
[3] Bursa Uludağ Üniversitesi, Elektrik – Elektronik Mühendisliği Bölümü, Bursa, Türkiye
[1] Sorumlu Yazar: Oğuzhan COŞKUN, oguzhancoskun@uludag.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada, bir otomobil yan sinyal lambasının LED sürücüsü için tasarlanan elektronik karttan iletilen emisyon (CE) seviyesini tahmin etmek amacıyla CISPR 25 test kurulumunun zaman bölgesinde SPICE benzetiminin gerçekleştirilmesi hedeflenmiştir. Bu kapsamda, öncelikle, otomotiv sektöründe EMC testlerinden iletilen emisyon testi incelenmiştir. Daha sonra, elektronik karta ait test düzeneğinin, sadece devre elemanlarının yer aldığı ve ek olarak PCB yollarının yer aldığı iki farklı SPICE modeli oluşturulmuştur. Her iki modelin zaman bölgesinde benzetimleri gerçekleştirilmiştir. En yüksek iletilen emisyon (CE) değeri 150 kHz – 30 MHz frekans aralığında sadece devre elemanlarının yer aldığı modelde 250 kHz'de, 14,48 dBnV olarak bulunurken, PCB yollarının dahil edildiği modelde 173,16 kHz'de 35,75 dBnV olarak elde edilmiştir. 30 MHz – 108 MHz frekans aralığında her iki model için CE değerleri, sırasıyla, 32,50 MHz'de -47,30 dBnV ve 70,91 MHz'de 15,31 dBnV olarak bulunmuştur. Bunlara ilaveten, bu elektronik kartın iletim yollu emisyon testi yarı yankısız odada gerçekleştirilmiştir. Ölçüm sonuçlarına göre en yüksek CE değerleri, 150 kHz ile 30 MHz frekans aralığında 213,13 kHz'de 32,24 dBµV olarak elde edilmişken, 30 MHz ile 108 MHz frekans aralığında 53,39 MHz'de 27,60 dBµV olarak bulunmuştur.

Anahtar kelimeler: LED sürücü kartı, elektromanyetik uyumluluk, iletilen emisyon testi, SPICE model, benzetim

MODELING AND SIMULATION OF THE CONDUCTED EMISSION TEST FOR THE LED DRIVER BOARD OF THE CAR SIDE MARKER LAMP

ABSTRACT

In this study, it has been aimed to perform the SPICE simulation in time domain of the CISPR 25 test setup for estimating the level of conducted emission (CE) from the electronic board designed for the LED driver of the side marker lamp of a car. In this sense, firstly, the conducted emission (CE) test, which is one of the EMC tests in automotive industry, has been examined. Afterward, two different SPICE models related to the test configurations of electronic board involving both the circuit elements solely and the one with PCB traces, have been constructed. Simulations of both models have been performed in the time domain. The highest CE values for the model including circuit elements have been obtained as 14.48 dBnV at 250 kHz and for the model including PCB traces have been acquired as 35.75 dBnV at 173.16 kHz in the frequency range of 150 kHz – 30 MHz, respectively. For the frequency range of 30 MHz – 108 MHz, for both models CE values have been found as -47.30 dBnV at 32.50 MHz and 15.31 dBnV at 70.91 MHz, respectively. In addition to these, the conduction path emission test for this electronic board has been carried out in a semi-anechoic chamber. According to the measurement results, whilst the highest CE values have been obtained as 32.24 dBµV at 213.13 kHz in the frequency range of 150 kHz - 30 MHz, they have been found as 27.60 dBµV at 53.39 MHz in the frequency range of 30 MHz - 108 MHz.respectively.

Keywords: LED driver board, electromagnetic compatibility, conducted emission test, SPICE model, simulation

1. GİRİŞ

Son yıllarda otomotiv sektöründe elektronik sistemlerin karmaşıklığı ve işlevselliği artmaktadır. Bu artışın tüketicilerin talebine yanıt olarak gelecekte de devam etmesi beklenmektedir. Modern otomobillerdeki yeni sistemler veya mevcut olanların yenilenmesi ile araç içerisindeki ortamda elektromanyetik bozucu sinyal seviyesinin artışına bağlı olarak

elektromanyetik uyumlulukla ilgili karmaşık mühendislik sorunları ortaya çıkmaktadır [1]. Elektromanyetik uyumluluk (EMC), elektromanyetik ortam içeresinde bir cihaz veya sistemin hatasız çalışması ve aynı zamanda bu cihaz veya sistemin çevredeki cihazların çalışmasında hata oluşturacak bir girişime neden olmaması olarak tanımlanmaktadır [2].

Otomotiv aydınlatma sistemlerinde kullanılan elektronik elemanlardan birisi olan ışık yayan diyotlardaki (LED) son gelişmeler, farklı uygulamalar için yeni ufuklar açmıştır. LED'lerin yüksek verimliliğe ve dayanıklılığa sahip, küçük boyutlarda ve farklı özelliklerde üretilebiliyor olması geleneksel aydınlatma teknolojilerine göre önemli avantajlar sunmaktadır. Özellikle elektrikli araçların günümüzde yaygınlaşmasından dolayı, aydınlatma ürünlerinde halojen ampul yerine LED kullanımı elektrikli araç menzillerini arttırmaktadır. Ancak otomotivde LED'lerin sürülmesi için kullanılan elektronik devrelerin önemli özelliklere sahip olması gerekmektedir. Tasarımcılar tarafından ele alınması gereken temel gereksinimlerden biri sürücü devrelerinin standartlarca belirtilen EMC testlerinden başarıyla geçmesidir. Yasal regülasyonları sağlayan LED seçimi ve LED'in çalışması için optimum düzeydeki gerekli akımın belirlenmesi, elektronik sistemde yer alan kapasite ve bobin gibi pasif elemanlar, diyot gibi aktif elemanlar, baskılı devre kartında (PCB) yer alan yollar, kuplaj mekanizmaları ve sürücü modülündeki kablo ve konektörler bu gereksinimlerin karşılanması için kritik hale gelmektedir [3].

EMC testleri yüksek maliyetli ve zaman alan süreçlerdir. Maliyeti düşürmek ve zaman kazanmak için testten önce ya da testte başarısız olan PCB'lerdeki kusurları belirlemek amacıyla tasarım mühendisleri benzetimlere başvurur [4]. Elektronik sistemlerin EMC seviyelerini tahmin etmek için benzetimler giderek daha çok kullanılan bir yöntem haline gelmektedir. Bu eğilim, sayısal çözüm yöntemlerinin ve modelleme metodolojisi yaklaşımlarının geliştirilmesiyle desteklenmektedir [5].

PCB'ler elektronik sistemlerin temel birimini oluşturur. Devredeki herhangi bir elemanın veya yolların yapısının değiştirilmesi sistem düzeyinde elektromanyetik girişim (EMI) seviyelerinin değişmesine yol açabilir. Sisteme ait benzetim modeline sahip olmak, bu değişikliklerin elektromanyetik uyumluluğa etkisini tahmin etmek için zaman ve maliyet açısından verimli bir çözüm yöntemidir. Model, kartı oluşturan tüm bileşenlerin ve ara bağlantıların yer alacağı şekilde oluşturulmalı ve yakın çevre ile etkileşimini içermelidir.

Elektronik devreler, SPICE (Simulation Package with Integrated Circuit Emphasis) gibi paket programlar kullanılarak tasarlanmaktadır. Devrenin, gerilim ve akım değerlerini hesaplanması, zaman ve frekans bölgesindeki cevaplarının incelenmesi için benzetimleri yapılır. Aynı şekilde gürültü gerilim ve akımlarının benzetimlerinin yapılması EMC testleri öncesi uygulanabilir bir yöntemdir. Benzetim ile analiz yöntemi için üretici firmalar aktif elemanların elektriksel davranışlarını karakterize eden SPICE modellerini paylaşmaktadırlar. PCB üzerindeki yollar için iletim hat modelleri kullanılırken, pasif elemanlar, via, kablo ve konektörler için ise elektriksel eşdeğer devrelere başvurulur.

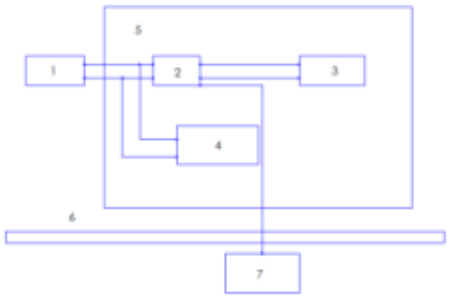
Bu çalışmada, bir otomobil yan sinyal lambasının LED sürücüsü için tasarlanan elektronik karttan iletilen emisyon seviyesini tahmin etmek amacıyla CISPR 25 test kurulumunun zaman bölgesinde SPICE benzetimi gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, öncelikle, otomotiv sektöründe EMC testlerinden iletilen emisyon testi incelenmiştir. Daha sonra, elektronik karta ait test düzeneğinin, sadece devre elemanlarının yer aldığı ve ek olarak PCB yollarının yer aldığı iki farklı SPICE modeli oluşturulmuştur. Her iki modelin zaman bölgesinde benzetimleri gerçekleştirilmiştir. Bunlara ilaveten yan sinyal lambasının LED sürücü elektronik kartına ait iletim yollu emisyon testi yarı yankısız odada gerçekleştirilmiştir. Benzetim sonuçları ile EMC test sonuçları karşılaştırılarak oluşturulan modellerde yer alan devre elemanları ve PCB yollarının etkisi incelenmiştir.

2. İLETİLEN EMİSYON (CE) TESTİ

Otomotivde uygulanan elektromanyetik uyumluluk testleri PCB ve araç düzeyinde olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. PCB düzeyinde olan testlerde, tasarımı yapılan elektronik sistemin tek başına çevreye yaydığı elektromanyetik gürültü seviyesi ve çevrede bulunan diğer elektronik sistemlerin yaydığı gürültüden etkilenme seviyesi tespit edilir. Elde edilen ölçüm sonuçlarının uluslararası standartlar ve üretici firmaların kendi belirledikleri değerlerin altında kalması esastır. Ölçüm sonuçlarında tek bir frekansta dahi belirlenen seviyenin üzerinde bir değer gözlemlenirse test başarısız sayılır. Elektronik sistem üzerinde emisyonu azaltıcı ve bağışıklığı arttırıcı değişiklikler gerçekleştirilerek sistem tekrar teste tabi tutulur. Araç düzeyinde olan testte ise tüm fonksiyonları çalışır vaziyette olan araca, ilgili standartların limitleri çerçevesinde bağışıklık ve emisyon testleri uygulanmaktadır. Tüm testler yarı yankısız ya da üretici firmanın standartları gereği tam yankısız odalarda gerçekleştirilmektedir [6-8].

Çalışmada bir yan sinyal lambasının LED sürücü kartına ait iletilen emisyon testi incelendiğinden bu bölümde iletilen emisyon testi ve test düzeneği açıklanmıştır.

İletilen emisyon testi, test altındaki elektronik sistemin çalışması sırasında bağlı olduğu şebeke veya telekomünikasyon ağı gibi noktalara iletim yoluyla aktardığı elektromanyetik gürültüyü tespit etmek amacıyla yapılmaktadır [9]. Test, Şekil 1'de verilen düzenek kullanılarak gerçekleştirilmektedir.



Şekil 1. İletilen emisyon test düzeneği

Ölçüm frekans aralığı 150 kHz-108 MHz olup, testlerde 150 kHz-30 MHz ve 30 MHz-108 MHz aralığında her bir ürüne ait bütün kablolar üzerinden iletilen elektromanyetik seviyelere bakılmaktadır. Ölçüm sonuçlarında standartlarda belirtilen sınır değerlere 6 dB ve daha yakın olan frekanslar tespit edilmektedir.

Şekil 1'deki deney düzeneğinde bulunan bileşenler 1; güç kaynağı, 2; hat stabilizasyon ağı (LISN), 3; test altındaki cihaz (DUT), 4; yük simülatörü, 5; toprak düzlemi, 6; ekranlı muhafaza, 7; ölçüm ekipmanları şeklindedir. DUT'un üzerinde bulunduğu toprak düzleminin kenarlara olan uzaklığı minimum 100 mm'dir. LISN ile DUT arasındaki mesafe ise 200 mm olmalıdır. Bununla birlikte DUT ile toprak düzlemi arasında, bağıl dielektrik sabiti $\varepsilon_r \leq 1.4$ olan 50 mm kalınlığa sahip bir düzlem vardır [10].

3. YAN SİNYAL LAMBASININ LED SÜRÜCÜ KARTINA AİT İLETİLEN EMİSYON TESTİ BENZETİMİ VE EMC TESTİ

Bu bölümde ilk olarak incelenen yan sinyal lambasının LED sürücü kartına ait iletilen emisyon test düzeneğinin, sürücüye ait elektronik kartta yer alan aktif ve pasif devre elemanlarının ve PCB yollarının SPICE modellerinin oluşturulma yöntemleri açıklanacaktır. Sonrasında bu modeller kullanılarak test düzeneğinin SPICE devre modelleri oluşturulacak ve benzetimler yapılacaktır. Daha sonra bu elektronik karta ait CISPR 25 standartında tanımlanan iletilen emisyon test düzeneği ve ölçüm sonuçları incelenecektir. Son olarak ise benzetim sonuçları ile EMC test sonuçları karşılaştırılıp yorumlanacaktır.

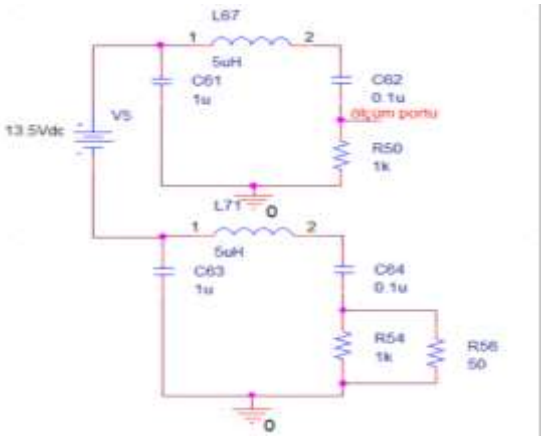
3.1. İletilen Emisyon Testi Benzetimi

Yapılan benzetim çalışmasında testte yer alan farklı türden bileşenlerin iletilen emisyon seviyesine etkisini incelemek amacıyla oluşturulan SPICE modeller en basitten daha karmaşığa gidecek konfigürasyonlarda oluşturulmuştur. SPICE modeller, benzetim yapan programlar için o elemanın değişen koşullar altında davranışını matematiksel olarak tahmin etmek amacıyla kullanılan bir devre bileşeninin metin açıklamasıdır. SPICE modelleri, direnç gibi pasif bir devre elemanının en basit tek satırlık açıklamalarından yüzlerce satır uzunluğunda olabilen son derece karmaşık alt devrelere kadar çeşitlilik gösterir. Bu modeller kullanılarak benzetim uygulamalarında devre elemanları oluşturulup analizler gerçekleştirilmektedir.

İki farklı SPICE model oluşturulmuştur. İlk model sadece devre elemanlarının bulunduğu, PCB yollarının yer almadığı, ikincisi ise devre elemanlarına ek olarak PCB yollarının yer aldığı modeldir. Oluşturulan modeller kullanılarak iletilen emisyon test düzeneğine ait SPICE devre modeli oluşturulmuş ve zaman bölgesinde benzetimi gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler, daha sonra frekans bölgesine aktarılmıştır. SPICE modeller ve yapılan benzetimler, Cadence firmasına ait OrCAD PSpice programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

3.1.1. Hat Stabilizasyon Ağı (LISN) SPICE Modelinin Oluşturulması

Otomotiv sektöründeki elektronik ürünler için EMC testlerinin tamamında LISN (Line Impedance Stabilization Network) adı verilen üç kapılı bir düzenleyici devre kullanılır. Kullanılan LISN cihazı CISPR 25 standartında tanımlanmıştır. Bu tanımlama kullanılarak benzetim programında SPICE model oluşturulmuş ve Şekil 2'de gösterildiği gibi batarya ile bağlantısı sağlanmıştır. Elektronik devrenin giriş gerilimi, araç merkez motor kontrol ünitesinden (ECU) gelmektedir ve değeri 12 V'dur. Ancak, EMC testlerinde toleranslar da dikkate alındığından giriş gerilimi 13,5 V olarak ayarlanmıştır.



Şekil 2. Benzetim ortamında oluşturulan LISN SPICE modelleri

İletilen emisyon ölçümleri hem bataryanın pozitif hattı hem de negatif hattı için gerçekleştirilir. Bu nedenle ölçümlerde iki LISN cihazı kullanılır. Belirli bir hatta ölçüm yapıldığında, o hat ile ilişkili LISN'in ölçüm portlarından analiz yapılır ve diğer LISN'nin ölçüm portu 50 Ω yükle sonlandırılır.

3.1.2. Devre Elemanlarının SPICE Modellerinin Oluşturulması

Aktif devre elemanlarının modellerinin oluşturulmasında üretici firmalardan temin edilen SPICE model dosyaları kullanılmıştır. İncelenen yan sinyal lambasının LED sürücü elektronik kartında aktif devre elemanı olarak diyot, TVS diyot ve LED bulunmaktadır. Diyot olarak Taiwan Semiconductor firmasına ait 1A 600V S1J modeli kullanılmıştır [11]. TVS diyot olarak ST Microelectronics firmasına ait 24V 600W SM6T24CA modeli kullanılmıştır [12]. LED olarak ise Nichia Corporation firmasına ait NFSA172CT modeli kullanılmıştır. Kullanılan LED'in ileri yön gerilimi 3V ve ileri yön akımı 150 mA'dir. Ayrıca LED'in merkez dalga boyu 600 nm ve spektral genişliği 100 nm olup yasal regülasyonlara uymaktadır. LED'in lümen çıkışı ise 50 lm olup yine regülasyonların gerekliliklerini sağlamaktadır [13]. Benzetimde kullanılan aktif devre elemanlarına ait modeller Şekil 3'te gösterilmiştir.



(a) (b) (c)

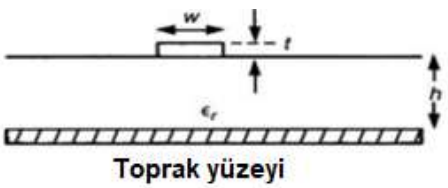
Şekil 3. Aktif devre elemanlarının SPICE modelleri (a) S1J diyot (b) SM6T24CA TVS diyot (c) NFSA172CT LED

Pasif devre elemanlarının eşdeğer elektriksel modellerinde, iletkenin kendi özelliklerinden kaynaklı olarak omik, endüktif ve kapasitif etkiler de yer almaktadır. DC çalışmada bu etkiler ihmal edilirken frekans yükseldikçe devre elemanlarının eşdeğer empedansları değiştiğinden bahsedilen etkilerin dikkate alınması gerekmektedir. Bu çalışmada kullanılan devrenin giriş gerilimi DC olduğundan pasif devre elemanlarındaki etkiler dikkate alınmayıp benzetim programı kütüphanesinde yer alan devre elemanları kullanılmıştır.

3.1.3. PCB Yollarının SPICE Modellerinin Oluşturulması

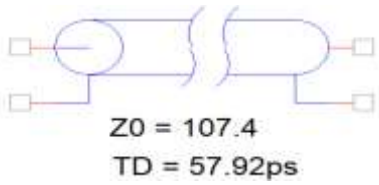
PCB' de yer alan yolların SPICE modelleri iletim hattı modelleri ve iletken eşdeğer devre modelleri kullanılarak oluşturulmuştur. Modellerde yer alan parametreler yolların özelliklerine göre değişiklik göstermektedir. Yan sinyal lambasının LED sürücü kartının PCB'sinde yer alan yollar sahip oldukları özelliklere göre mikroşerit hat ve PCB bakır iletken hat modeli ile modellenmiştir.

Mikroşerit hat Şekil 4'te gösterildiği gibi substrat olarak bilinen bir dielektrik katman kullanılarak toprak düzleminden ayrılmış bir iletken şeritten oluşmaktadır [14].



Şekil 4. Mikroşerit hat yapısı

Burada w yol genişliğini, t yol kalınlığını ve h toprak düzlemi ile iletken yol arasındaki mesafeyi temsil etmektedir. Benzetim programında mikroşerit hattın SPICE modeli için Şekil 5'te verilen TLINE isimli kayıpsız iletim hat modelini temsil eden devre elemanı kullanılmıştır [15]. Burada kayıpsız iletim hattı modeli kullanılmasının sebebi hattın direnç ve kondüktans değerlerinin ihmal edilebilecek seviyede küçük ve DC giriş gerilimi sebebiyle deri kalınlığının oldukça büyük olmasıdır.



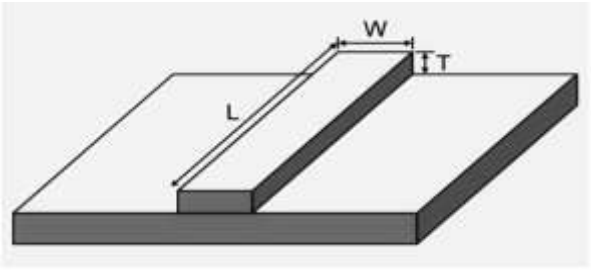
Şekil 5. Mikroşerit hat için kullanılan kayıpsız iletim hattı SPICE modeli

Şekil 5'te verilen TLINE devre elemanı, Z_0 karakteristik empedans ve T_D yayılım gecikmesi olmak üzere iki parametreye sahiptir. Mikroşerit hatlar için karakteristik empedans eşitlik (1), yayılım gecikmesi ise eşitlik (2) kullanılarak hesaplanmaktadır [14].

$$Z_0 = \frac{87}{\sqrt{\varepsilon_r + 1{,}41}} \ln\left(\frac{5{,}98.h}{0{,}8.w + t}\right) [\Omega] \quad (1)$$

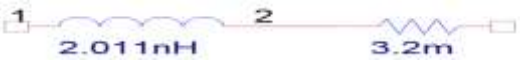
$$T_D = 3{,}333\sqrt{0{,}475.\varepsilon_r + 0{,}67}\ [ns/m] \quad (2)$$

İncelenen PCB'de yer alan bazı yollar mikroşerit iletim hattı modeline uymadığından Şekil 6'da gösterilen PCB bakır iletken hat modeli ile modellenmiştir [16].



Şekil 6. PCB bakır iletken hat yapısı

Burada W yol genişliği, T yol kalınlığını ve L'de yol uzunluğunu ifade etmektedir. Bakır yolların iletken özelliklerinden dolayı sahip olduğu direnç ve endüktans değerleri (3) ve (4) eşitlikleri kullanılarak hesaplanmış ve Şekil 7'de gösterildiği gibi birbirlerine seri bağlanarak modellenmiştir.



Şekil 7. PCB bakır yolu SPICE model örneği

Bakır yolun direnç değeri eşitlik (3) ile hesaplanmıştır [16].

$$R = \rho.\frac{L}{T.W}.[1 + \alpha(temp - 25)]\ [\Omega] \quad (3)$$

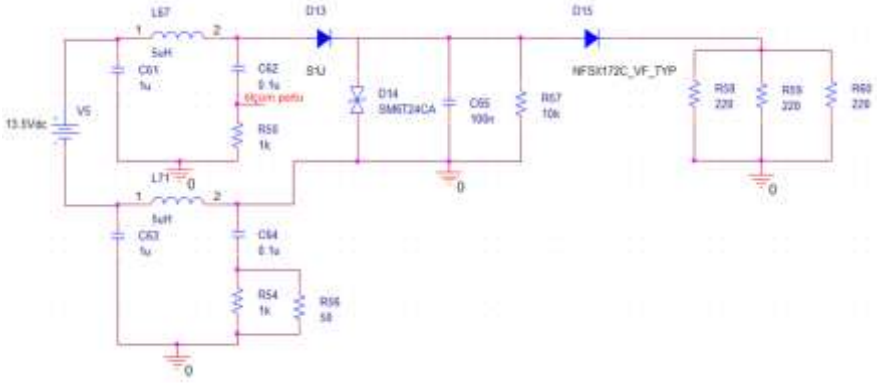
Burada ρ özdirenç, α ise sıcaklık katsayısını ifade etmektedir. Bu çalışmada direnç değerleri 25 °C sıcaklık değeri için hesaplamıştır. Bakır yolun endüktans değeri ise eşitlik (4) hesaplanmıştır [16].

$$L = 0{,}2.len\left(\ln\left(\frac{2.len}{W + T}\right) + \frac{0{,}223(W + T)}{len} + 0{,}5\right)\ [H] \quad (4)$$

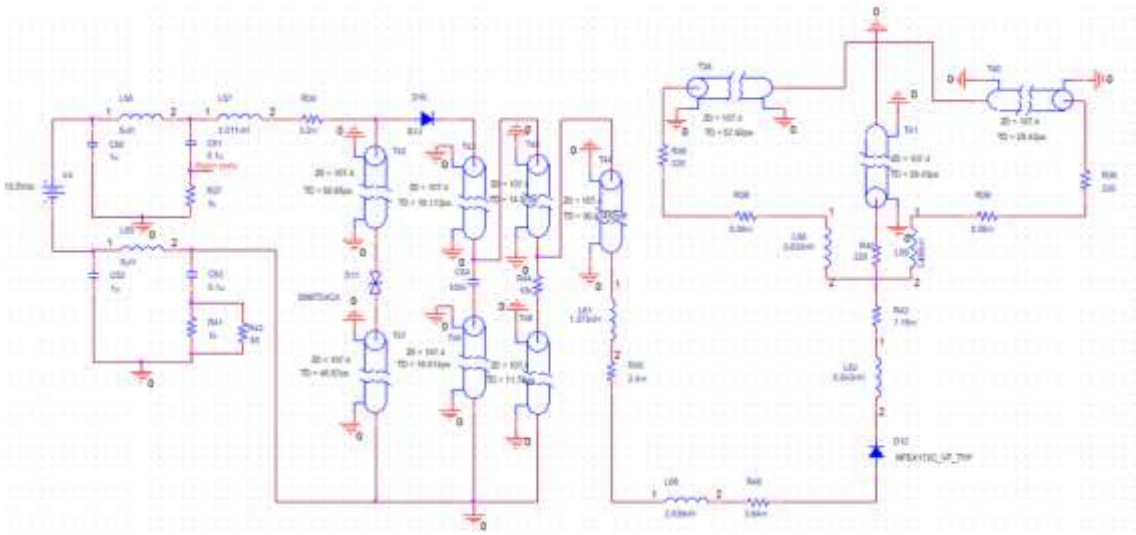
Burada, len yol uzunluğunu ifade etmektedir.

3.1.4. İletilen Emisyon Test Düzeneğine Ait SPICE Modelin Oluşturulması

İletilen emisyon test düzeneği, batarya, LISN cihazı ve PCB SPICE modelleri bağlantısı sağlanarak modellenmiştir. Burada PCB'nin SPICE modelinin oluşturulmasında iki farklı konfigürasyon belirlenmiş ve bunlar önceki bölümlerde anlatılan modeller ve hesaplamalar kullanılarak Şekil 8 ve Şekil 9'da gösterildiği gibi oluşturulmuştur. Şekil 8'de, sadece devre elemanlarının yer aldığı, iletilen emisyon testi SPICE modeli, Şekil 9'da ise devre elemanlarına ek olarak PCB yollarının yer aldığı, iletilen emisyon testi SPICE modeli verilmektedir.



Şekil 8. Sadece devre elemanlarının yer aldığı iletilen emisyon testi SPICE modeli



Şekil 9. Devre elemanlarına ek olarak PCB yollarının yer aldığı iletilen emisyon testi SPICE modeli

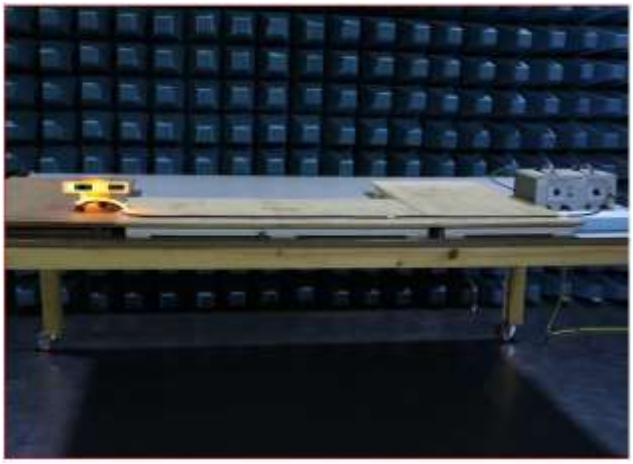
3.1.5. İletilen Emisyon Testi SPICE Benzetim Adımları ve Sonuçları

Kullanılan paket programda hazırlanan modellerin geçici hal (transient) analizi ile zaman bölgesinde benzetimleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen veriler hızlı Fourier dönüşümü (FFT) aracılığı ile frekans bölgesine aktarılmıştır. Benzetim süresi 2 µs seçilmiş ve sık örnek alarak doğruluğun artırılması amacıyla adım aralığı 2 ns olarak ayarlanmıştır. Benzetimler, kullanılan paket programın toprak konfigürasyonları ile ilgili kısıtlı imkâna sahip olması nedeniyle negatif güç hattı için gerçekleştirilmeyip sadece pozitif güç hattı için gerçekleştirilmiştir.

Ölçüm sonuçları incelendiğinde en yüksek iletilen emisyon (CE) değeri 150 kHz – 30 MHz frekans aralığında sadece devre elemanlarının yer aldığı modelde 250 kHz'de, 14,48 dBnV olarak bulunurken, PCB yollarının dahil edildiği modelde 173,16 kHz'de 35,75 dBnV olarak elde edilmiştir. 30 MHz – 108 MHz frekans aralığında her iki model için CE değerleri, sırasıyla, 32,50 MHz'de -47,30 dBnV ve 70,91 MHz'de 15,31 dBnV olarak bulunmuştur.

3.2. İletilen Emisyon Test Düzeneği ve EMC Test Sonuçları

İncelenen sistem için iletilen emisyon testi, CISPR 25 standartında belirtilen deney düzeneğinde 150 kHz-30 MHz ve 30 MHz-108 MHz frekans aralıklarında Şekil 10'da gösterilmiş olan yarı yankısız odada gerçekleştirilmiştir. Ölçümler güç hattının pozitif ve negatif uçları için ayrı ayrı yapılmıştır.



Şekil 10. Yarı yankısız odada gerçekleştirilen iletilen emisyon testi

Ölçümlerde daha doğru sonuçlar tepe gibi (QP) detektörlerle alınmakla birlikte süreler uzun olduğundan öncelikle tepe (PK) detektörü ile hızlı tarama uygulanır. Cihazın emisyon limitlerine yaklaştığı ya da geçtiği frekanslarda QP detektörü ile ölçümler tekrarlanır. PK ile yapılan hızlı taramalar en kötü hali yansıtır. Bu nedenle PK detektörü ile yapılan ölçümlerde sonuçlar limitlerin 6-10 dB altında kaldığı takdirde QP detektörü ile ölçüm yapmadan cihazın testleri geçtiği kabul edilir [7]. CISPR 25 standartlarında iletilen emisyon testi için belirtilen sınır değerler Tablo 1'de verilmiştir [8].

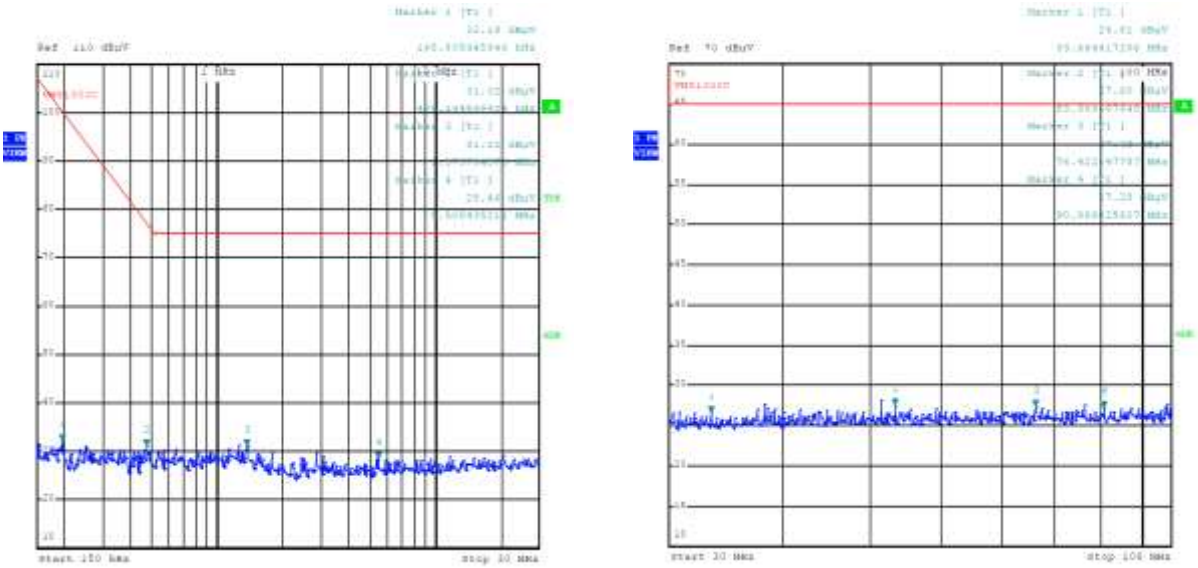
Tablo 1. CISPR 25 standartlarında iletilen emisyon testi sınır değerleri

Frekans (MHz)	**PK Limiti (dBµV)**			**QP Limiti (dBµV)**			**Ortalama Limit (dBµV)**		
	Sınıf			**Sınıf**			**Sınıf**		
	3	**4**	**5**	**3**	**4**	**5**	**3**	**4**	**5**
0,15 – 0,52	107 – 59,51 x log(f/0.15)[a]			-			97 – 59,51 x log(f/0.15)[a]		
0,52 – 30	75			-			65		
30 – 108	65			-			55		

Tablo 1'de a, formüllerde frekansın MHz olarak girilmesi gerektiğini ve log ifadesinin 10 tabanına göre logaritmayı temsil ettiğini belirtmektedir.

Elektronik kartın içerisinde bulunduğu tüm aydınlatma modülüne testler uygulanmaktadır. Ölçüm sonuçlarında emisyon değeri mavi çizgi ile gösterilmekte olup standardın belirttiği limit değer ise kırmızı çizgi ile belirtilmektedir. Sonuçlar Şekil 12'de gösterilmiştir.

150 kHz ile 30 MHz frekans aralığında pozitif güç hattı için gerçekleştirilen ölçüm sonucu Şekil 12 (a)'da gösterilmiştir. Sonuç incelendiğinde referans değer 110 dBµV'dur ve 6 dB sınırı 55 olup bu değere en yakın nokta 213,13 kHz'de 32,24 dBµV 'dir. 30 MHz ile 108 MHz frekans aralığında pozitif güç hattı için gerçekleştirilen ölçüm sonucu şekil 12 (b)'de gösterilmiştir. Sonuç incelendiğinde referans değer 70 dBµV'dur ve 6 dB sınırı 36 olup bu değere en yakın nokta 53.39 MHz'de 27.60 dBµV 'dir. Bu çalışmada sadece pozitif güç hattı için benzetimler gerçekleştirildiğinden negatif güç hattı için yapılan ölçüm sonuçları dikkate alınmamıştır.

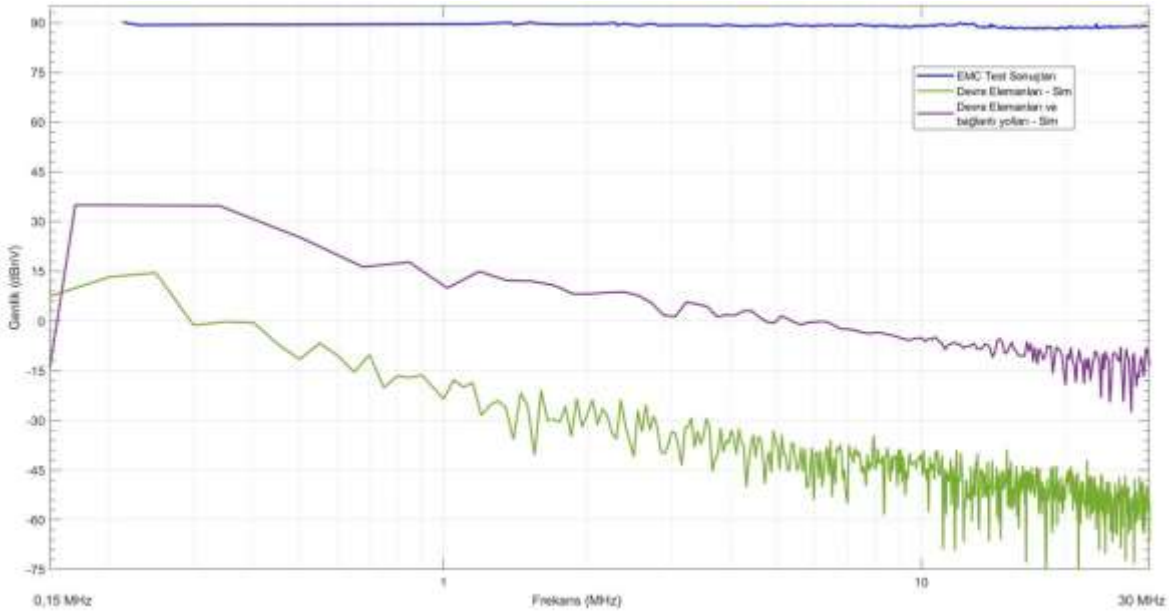


(a) (b)

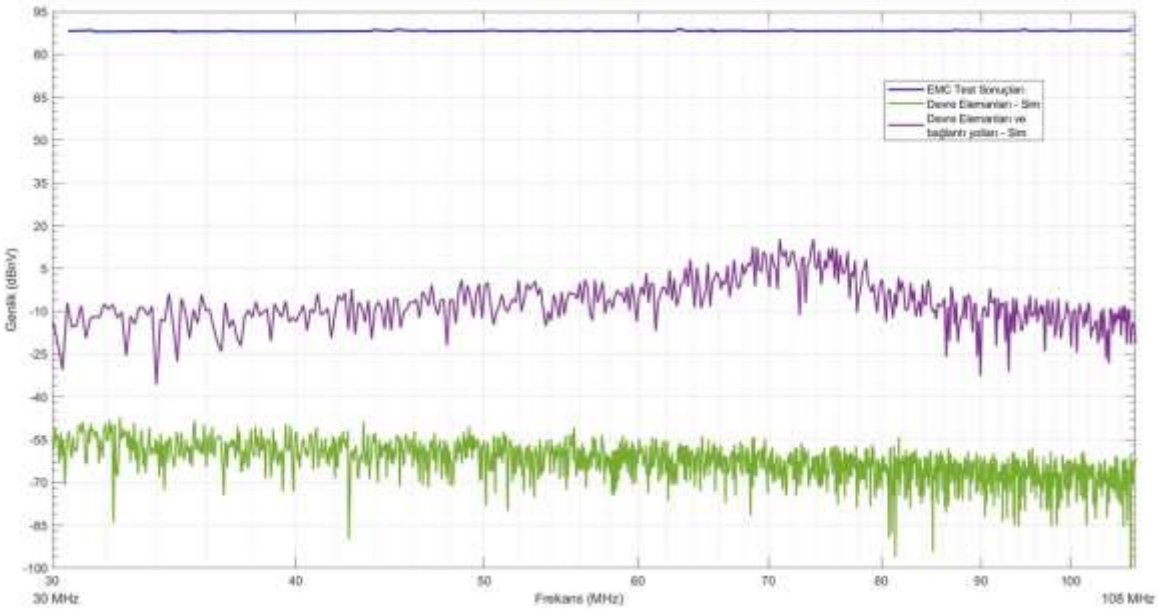
Şekil 12. Pozitif güç hattı için iletilen emisyon testi ölçüm sonuçları. (a) 150 kHz – 30 MHz ölçüm sonucu (b) 30 MHz – 108 MHz ölçüm sonucu

3.3. Benzetim Sonuçları ile EMC Test Sonuçlarının Karşılaştırılması

Şekil 8 ve 9'da verilen modeller için 150 kHz – 30 MHz ve 30 MHz – 108 MHz aralıklarında frekans değerlerine ait pozitif güç hattı için yapılan iletilen emisyon testi benzetim sonuçları ve sisteme ilişkin gerçek test sonuçları, sırasıyla, Şekil 13 ve Şekil 14'te verilmiştir.



Şekil 13. 150 kHZ – 30 MHz frekans aralığında sadece devre elemanlarının yer aldığı ve ek olarak PCB yollarının yer aldığı modellerin iletilen emisyon testi SPICE benzetim sonuçları



Şekil 14. 30 MHZ – 108 MHz frekans aralığında sadece devre elemanlarının yer aldığı ve ek olarak PCB yollarının yer aldığı modellerin iletilen emisyon testi SPICE benzetim sonuçları

Şekil 13 ve Şekil 14'te görüldüğü üzere sadece devre elemanlarının yer aldığı modele PCB yollarının dahil edilmesiyle her iki frekans aralığı için iletilen emisyon seviyeleri yükselmiştir. Ancak benzetim sonuçlarındaki iletilen emisyon seviyelerinin gerçek test sonuçlarına göre düşük kaldığı gözlemlenmiştir. Bu durum PCB'de yer alan elektriksel davranışları lineer olmayan etkilere sahip bileşenler, vialar, konektörler ve kuplaj mekanizmalarının modellere dahil edilmemesinden kaynaklanmıştır.

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada bir otomobil yan sinyal lambasının LED sürücüsü için tasarlanan elektronik karttan iletilen emisyon seviyesini tahmin etmek amacıyla CISPR 25 test kurulumunun zaman bölgesinde SPICE benzetiminin gerçekleştirilmesi hedeflenmiştir. Bu amaçla ilk olarak otomotiv sektöründe uygulanan EMC testlerinden iletilen emisyon testi incelenmiştir. Sonrasında sürücü kartına ait iletilen emisyon test düzeneğinin SPICE modeli oluşturulmuştur. Testte yer alan farklı türden bileşenlerin emisyon seviyesine etkisini incelemek amacıyla sadece devre elemanlarının yer aldığı ve ek olarak PCB yollarının yer aldığı iki farklı SPICE model oluşturulmuştur.

Birinci ve ikinci model için ilk olarak test düzeneğinde yer alan hat stabilizasyon ağı (LISN) cihazının CISPR 25 standartında verilen eşdeğer devre modeli referans alınarak SPICE modeli oluşturulmuştur. Daha sonra elektronik kartta yer alan devre elemanları için SPICE modeller oluşturulmuştur. Aktif devre elemanları için üretici firmalar tarafından paylaşılan SPICE model dosyaları kullanılmıştır. Pasif devre elemanları için ise benzetim programının kütüphanesinden faydalanılmıştır. Sonrasında ikinci model için PCB yollarının SPICE modelleri oluşturulmuştur. Burada yolun özelliklerine göre mikroşerit iletim hat ve PCB bakır iletken hat modelinden faydalanılmıştır. Mikroşerit iletim hat modeli için program kütüphanesinde yer alan kayıpsız iletim hattı modeli kullanılmış ve bu model için parametre olarak karakteristik empedans ve yayılım gecikmesi hesaplanmıştır. PCB bakır iletken hat modelinde ise yolun direnç ve endüktansı hesaplanıp seri bağlanarak modellenmiştir.

Daha sonra planlanan iki konfigürasyon için de SPICE devre modelleri oluşturulmuş ve kullanılan paket programında geçici hal (transient) analizi ile zaman bölgesinde benzetimler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler hızlı Fourier dönüşümü (FFT) aracılığı ile frekans bölgesine aktarılmıştır. Benzetimler, kullanılan paket programın toprak konfigürasyonları ile ilgili kısıtlı imkana sahip olması nedeniyle negatif güç hattı için gerçekleştirilmeyip sadece pozitif güç hattı için gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde en yüksek iletilen emisyon (CE) değeri 150 kHz – 30 MHz frekans aralığında sadece devre elemanlarının yer aldığı modelde 250 kHz'de, 14,48 dBnV olarak bulunurken, PCB yollarının dahil edildiği modelde 173,16 kHz'de 35,75 dBnV olarak elde edilmiştir. 30 MHz – 108 MHz frekans aralığında her iki model için iletilen emisyon değerleri, sırasıyla, 32,50 MHz'de -47,30 dBnV ve 70,91 MHz'de 15,31 dBnV olarak bulunmuştur. Sadece devre elemanlarının yer aldığı modele PCB yollarının dahil edilmesiyle iletilen emisyon seviyeleri yükselmiştir.

Son olarak yan sinyal lambasının LED sürücü kartına ait iletim yollu EMC testi yarı yankısız odada gerçekleştirilmiştir. Pozitif güç hattı için gerçekleştirilen ölçüm sonuçlarında en yüksek iletilen emisyon değeri 150 kHz ile 30 MHz frekans aralığında 213,13 kHz'de 32,24 dBµV olarak bulunurken. 30 MHz ile 108 MHz frekans aralığında 53,39 MHz'de 27,60 dBµV olarak bulunmuştur. Benzetim sonuçları ile EMC test sonuçları karşılaştırıldığında benzetim sonuçlarındaki iletilen emisyon seviyelerinin gerçek test sonuçlarına göre düşük kaldığı gözlemlenmiştir. Bu durum PCB'de yer alan elektriksel davranışları lineer olmayan etkilere sahip bileşenler, vialar, konektörler ve kuplaj mekanizmalarının modellere dahil edilmemesinden kaynaklanmıştır.

Gelecekte, bilgisayar ortamında yapılması hedeflenen baskılı devre kartlarının elektromanyetik uyumluluk analizi ve modellenmesi için bu çalışma bir altyapı oluşturmaktadır. Bu bağlamda, oluşturulmuş olan modellere, elektronik kart üzerindeki diğer bileşenler de dâhil edilerek gerçek test düzeneklerine daha yakın kurulumlar gerçekleştirilip bu durumun analiz sonuçlarına etkisinin incelenmesi hedeflenmektedir. Ayrıca, elde edilecek analizlerin doğruluğunu artırmak adına 3D elektromanyetik tam dalga benzetim programları aracılığı ile testlerin tekrarlanması ve sonuçlarla karşılaştırılarak yorumlanması planlanmaktadır.

KAYNAKLAR

[1] Silaghi, A. M., De Sabata, A. (2020) "Analysis of Radiated Immunity of an Automotive Display by Means of Testing and Simulation", 2020 43rd International Conference on Telecommunications and Signal Processing, TSP, pp. 73–76.

[2] Rybak, T., Mark, S. (2004) "Automotive Electromagnetic Compatibility(EMC)", Kluver Academic Publishers, Boston.

[3] Oganezova, I., Khvitia, B., Gheonjian A., Jobava R. (2016) " Simulation of LED Lighting System Under BCI Test Setup", 2016 IEEE International Symposium on Electromagnetic Compatibility (EMC), pp. 110-115.

[4] Wang, L, Ma, L., Koh, E. (2018) "Analyzing The EMC Performance of an Automotive Display Module through 3D Simulations Electromagnetic Simulation", 2018 IEEE International Symposium on Electromagnetic Compatibility and 2018 IEEE Asia-Pacific Symposium on Electromagnetic Compatibility (EMC/APEMC), pp. 827-830.

[5] Johns, D., Mee, S. (2010) "EMC Simulation of an Automotive Display System", 2010 Asia-Pacific International Symposium on Electromagnetic Compatibility, pp. 904-907.

[6] Sevgi, L. (2015) "Tasarımdan Piyasaya Elektromanyetik Uyumluluk", Okan Universitesi Yayınları, İstanbul.

[7] Ford Motor Company (2016) "Electromagnetic Compatibility Specification for Electrical/Electronic Components and Subsystems".

[8] Volkswagen Aktiengesellschaft (2016) "TL81000 – Electromagnetic Compatibility of Electronic Components for Motor Vehicles".

[9] CISPR 25 (2008) "Vehicles, boats and internal combustion engines – Radio disturbance characteristics - Limits and methods of measurement for the protection of on-board receivers", IEC.

[10] Bakcan,M. R., Mantar, S. (2018) " Otomotiv Sektöründe EMU Testlerinin Gerçekleştirilmesi ve Işınım Yollu Yayılım Simülasyon Karakteristiğinin Karşılaştırılması", ELECO 2018 Elektrik-Elektronik ve Biyomedikal Mühendisliği Konferansı, pp. 427–432.

[11] URL 1: TSC (2021), Taiwan Semiconductor, Part Number: S1J 1A, 600V, Standard Recovery Rectifier, https://www.taiwansemi.com/en/products/details/S1J.

[12] URL 2: ST (2021), ST Microelectronics, SM6T24CA 600 W, 20.5 V TVS in SMB, https://www.st.com/en/protection-devices/sm6t24ca.html#overview

[13] URL 3: Nichia Corporation (2021), Specifications of Amber LED NFSA172CT, http://www.nichia.co.jp/specification/products/led_spec/NFSA172CT-E(5464C).pdf

[14] Paul, C.R., (2006), "Introduction to Electromagnetic Compatibility", Wiley Series in Microwave and Optical Engineering; Second Edition.

[15] OrCAD PSpice v. 2019, www.orcad.com.

[16] Montrose, M. I. (2000) "Printed Circuit Board Design Techniques for EMC Compliance: A Handbook for Designers", Second Edition.

ÜÇÜNCÜ NESİL ÇELİKLERİN NOKTA DİRENÇ KAYNAĞINDA SIVI METAL KIRILGANLIĞI

Mehtap HIDIROĞLU[1], Tanya A. BAŞER[1], Orkun TEKELİOĞLU[1], Nizamettin KAHRAMAN[2]
[1] Coşkunöz Kalıp Makina A,Ş., Bursa, Türkiye
[2] Karabük Üniversitesi, İmalat Mühendisliği, Karabük, Türkiye
[1]Correponding Author: Mehtap HIDIROĞLU, mhidiroglu@coskunoz.com.tr

ÖZET

Farklı kimyasal ve mekanik özellikleri bir arada bulunduran 3. nesil çeliklerin otomotiv endüstrisinde kullanımı hızla artmaktadır. Çinko kaplı bu çeliklerin nokta direnç kaynağı (RSW) sırasında sıvı metal gevrekliği (SMK) meydana gelebilmekte ve kaynak bölgesinde meydana gelen SMK hassasiyeti mikro çatlaklara sebebiyet verebilmektedir. Bu nedenle kaynaklı malzemelerin kaynak bölgesi mukavemet özellikleri kötüleşmektedir.

Bu çalışma kapsamında, nokta direnç kaynak esnasında punta bölgesinde meydana gelen, mekanik özelliklerin azalmasıyla ilişkilendirilen SMK fenomeni ve olası etkilerinin anlaşılması amaçlanmıştır. Bu amaçla, 1200 MPa kopma mukavemetine sahip çelik malzemeler 3 farklı parametrede nokta direnç kaynağı ile birleştirilmiştir. Kaynak bölgesinde meydana gelen mikro çatlak oluşumları, konumları, yoğunlukları ve derinlikleri optik mikroskop yardımıyla incelenmiştir. ITAB'da (Isı tesiri altında kalan bölge) SMK hassasiyetinin yüksek olduğu ve ergime bölgesine oranla SMK çatlaklarının punta çevresinde yoğunlaştığı tespit edilmiştir. Mikro çatlak çevresine EDS analizleri gerçekleştirilmiş olup punta yüzeyinden tane sınırları boyunca ilerleyerek ergime merkezine doğru yönlenen SMK çatlaklarının ara yüzeyinde Zn varlığı tespit edilerek çatlakların SMK çatlağı olduğu kanıtlanmıştır. Son olarak numunelere çekme-makaslama testi uygulanmış ve kopma mukavemeti ile çatlak yoğunluğu arasında bağlantı kurulmaya çalışılmıştır.

Anahtar kelimeler: 3. Nesil Çelikler, Galvaniz kaplama, Nokta direnç kaynağı, Sıvı metal kırılganlığı (SMK).

LIQUID METAL EMBRITTLEMENT IN RESISTANCE SPOT WELDING OF THIRD GENERATION STEELS

ABSTRACT

The use of 3rd generation steels, which have different chemical and mechanical properties, is rapidly increasing in the automotive industry. Liquid metal embrittlement (LME) can occur during resistance spot welding (RSW) of these zinc-coated steels, and the sensitivity of LME in the weld area can cause microcracks. Therefore, the weld zone strength properties of welded materials can deteriorate.

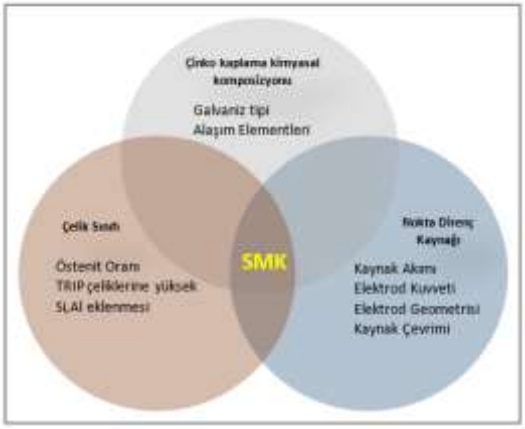
Within the scope of this study, it is aimed to understand the LME phenomenon and its possible effects, which occur in the spot region during resistance spot welding and are associated with the decrease of mechanical properties. For this purpose, steel sheet materials with a tensile strength of 1200 MPa were joined by resistance spot welding in 3 different parameters. Micro crack formations, locations, densities and depths in the weld area were examined with the optical and electron microscope. It has been determined that the sensitivity of LME is high in HAZ (heat affected zone) and LME cracks are concentrated around the spot compared to the melting zone. EDS analyzes were carried out around the microcrack and the presence of Zn was detected at the interface of the LME cracks starting from the spot surface and continuing along the grain boundaries towards the melting center. The detected cracks are proven to be LME cracks. Finally, the tensile-shear test was applied to the welded samples and the relationship between the breaking strength and the crack density was tried to be established.

Keywords: 3rd Generation Steels, Galvanized coating, Resistance spot welding, Liquid metal embrittlement (LME).

1. GİRİŞ

Otomotiv endüstrisinde garanti sürelerinin artması, korozyon koruması gerekliliğini beraberinde getirmiş ve galvanizli çelik uygulaması önemli ölçüde artmıştır. Müşterilere daha güvenilir ürünler sunmak için araç gövdesinin %30 ila 100'ünün galvanizli çelikten imal edilmesi tavsiye edilmektedir (Chung, Wang, Durandet, 2019). Bu nedenle son günlerde, sadece kaplamasız çelikler değil, aynı zamanda galvanizli ve yüksek dayanımlı çelikler de geliştirilmektedir.

Galvanizleme ile korozyon koruması için çeliğe ince bir çinko tabakası uygulanır. Çoğunlukla galvanizleme, sıcak daldırma galvanizleme işlemi ile gerçekleştirilir. Çünkü en basit ve ekonomik olanı sıcak daldırma galvanizlemedir. RSW sırasında, ergimiş Zn, çelik yüzeyinde tane sınırlarına kolaylıkla sızar. Katılaşma ile çatlaklar ve gevrek kırılmalar meydana gelir. SMK'nın sıvı Zn, kaynak parametreleri, SMK'ya duyarlı alaşımlar gibi çeşitli faktörler nedeniyle geliştiği yaygın olarak bilinmektedir. Şekil 1'de, galvanizli çelikleri SMK'ya duyarlı hale getiren birleşik faktörler görülmektedir (Wook-Sang, Ashutosh Jae Pil, 2020). Otomotiv montajında en yaygın birleştirme işlemi halen nokta direnç kaynağıdır. Nokta direnç kaynağı (RSW) sırasında SMK'nın meydana gelmesi son birkaç yılda dikkat çekmiştir ve bu alandaki araştırmalar halen devam etmektedir. SMK mekanizmalarını açıklamak için literatürde çeşitli araştırmalara rastlanmıştır (Glickman, 2011). Shunk et al. çelik (katı)/Zn (sıvı), Al alaşımı (katı)/Zn (sıvı) ve Ti alaşımı (katı)/Cd (sıvı) gibi çeşitli metaller arasında SMK'ya duyarlılığını analiz etmiştir (Ling, Wang, Kong, 2018). Kaynak parametrelerinin SMK şiddeti üzerindeki etkisini belirlemek için bir dizi çalışma yapılmıştır ve sonuçlar daha büyük bir ısı girdisinin daha şiddetli SMK çatlamasına karşılık geldiğini göstermektedir (Kim, Kim, Kim, Chung, Choi, 2014), (Barthelmie, Schram, Wesling, 2016) (Ashiri, Shamanian, Salimijazi, Haque, Bae, Ji, Chin, Park, 2016). SMK'nın oluşması için Ashiri ve arkadaşları üç faktörün mevcut olması gerektiğini bulmuştur: bir sıvı gevrekleştirici katı metal ile doğrudan temas halinde olmalıdır, alt tabaka hassas bir mikro yapıya sahip olmalıdır ve alt tabaka çekme gerilmeleri altında olmalıdır (Ashiri, Shamanian, Salimijazi, Haque, Bae, Ji, Chin, Park, 2016).



Şekil 1. Sıvı metal kırılganlığı (SMK) oluşumu şartları (Wook-Sang, Ashutosh Jae Pil, 2020).

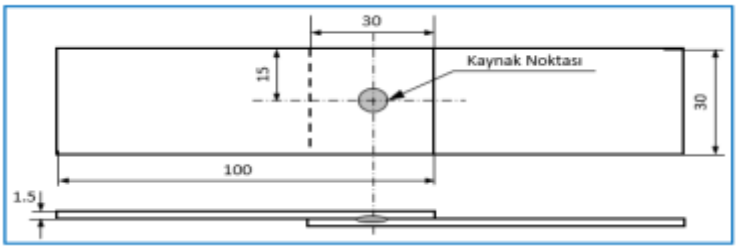
Son yıllarda, sıvı çinko ile temas halinde olan belirli bileşim ve mikro yapılara sahip geliştirilmiş yüksek mukavemetli çeliklerin (AHSS) SMK'ya karşı oldukça duyarlı olduğu belirlenmiştir. Cho ve arkadaşları ile Lee ve arkadaşları sıcak presleme gibi yüksek sıcaklıkta malzeme işleme proseslerinde sıvı çinko ile temas halindeki çeliklerde SMK gözlemlemişlerdir (Cho, Kang, Lee, De Cooman, 2014) (Lee, Fan, Sohn, Lee, De Cooman, 2012). Ark kaynağı ve lazer kaynağı gibi diğer kaynak yöntemlerinde SMK çatlağına rastlanmamıştır (Razmpoosh, Macwan, Biro, Chen, Peng, Goodwin, and Zhou, 2018). Araştırmacılar bu durumu çatlakların oluşması için ek stres gerektiğine yormuşlardır. Tolf ve arkadaşları DP1000 çeliklerinde direnç nokta kaynaklı bağlantılarında görülen yüzey çatlaklarını incelediklerinde sıcak daldırma galvaniz kaplamalı çeliklerin SMK'ya elektrogalvanizli çeliklerden daha duyarlı olduğunu tespit etmişler (Tolf, Hedegard, Melander, 2013). Kim ve arkadaşları ise kaynak parametrelerinin galvanizli TRIP590 dirençli nokta kaynaklarında çatlama oranı üzerinde etkisi olduğunu gözlemlemişlerdir (Kim, Kim, Ji, Chung, and Du, 2014). Lee ve diğerleri çinko kaplı TWIP (Twinning incuded plasticity) çeliklerinde bir direnç nokta kaynağındaki SMK çatlaklarının, östenit tane sınırları boyunca sıvı Zn'nin sızması ile oluştuğunu öne sürmüştür (Lee, Jo, Sohn, Kim, Song, Kim, Kim, Kim, and Lee, 2019). Genelde nokta direnç kaynaklarında SMK mekanizması olarak Zn difüzyon modeli tercih edilir. Kaynağın en başında sıcaklık düşüktür. Ana metal ve kaplama orijinal hallerinde korunur. Punta merkezine elektrot ile baskı kuvveti uygulanır. Kaynak zamanı ilerledikçe sıcaklık yükselir. Ana malzeme ostenite dönüşür ve kaplama yüksek sıcaklıkta ergir. Puntanın merkezindeki kaplama elektrot ile reaksiyona girer ve sıvı faz elektrot kuvveti altında dışarı atılır, bu durum önemli bir Zn kaybıyla sonuçlanır. Mekanik veya termal gerilimlerden kaynaklanan bir çekme geriliminin varlığı nedeniyle, difüzyon hızı çok hızlı olduğu için Zn atomları ostenit tane sınırları boyunca çeliğe yayılır (Kang, Cho, Lee, and De Cooman, 2016). Ve sonuç olarak yayılan Zn tane sınırlarının zayıflamasına neden olur. Tane sınırları çekme gerilmesi altında açılabilir ve çatlaklar oluşabilir. Çatlaklar oluştuktan sonra punta merkezine yakın yüzeyde sıvı Zn yeterli olduğundan kılcal etki ile çatlaklar dolabilmektedir. Bu çalışmada SMK'ya duyarlı çelik bir malzeme üzerine farklı kaynak parametrelerinde nokta direnç kaynağı uygulanmış ve kaynaklı bağlantının kaynak bölgesi bazı tahribatlı ve tahribatsız test yöntemleri ile karakterize edilmeye çalışılmıştır.

2. MALZEME, KAYNAK METODU VE DENEYSEL PROSEDÜR

Bu çalışmada, 1.2 mm kalınlığında akma dayanımı 774 (± 4,7) MPa, çekme dayanımı 1104 (±3,78) MPa ve % uzaması 16,3 (±0,5) olan, galvaniz kaplamalı TBF (Dönüşüm etkili plastisite katkılı beynitik ferritik) çeliği kullanılmıştır. Çelik saclar 30x100 mm boyutlarında lazer kesim makinesinde kesilerek ve etonol ile yüzeyleri temizlenerek kaynağa hazırlanmıştır. Kaynak operasyonu 200 kVA, 50 Hz frekansta alternatif akım ile çalışan bir elektrik direç nokta kaynak makinesinde bakır alaşımlı 6.0 mm çapında elektrodlar ile saclar 30 mm üstüste bindirilerek gerçekleştirilmiştir. Numunelere ait kaynak parametreleri Tablo 1'de, çekme-makaslama test numune ölçüleri ise Şekil 2'de verilmiştir. Kaynaklı numunelere manyetik parçacık testi yapılarak SMK nedeniyle oluşan çatlaklar tespit edilmiş, METACUT 302 metalografik numune kesme cihazı ile kaynak bölgeleri, çatlak oluşum yerlerinden kesilmiştir. Kaynaklı numuneler kaynağın kesit bölgesinden ECOPRESS 52, otomatik kalıplama presi ile bakalite alınarak, numune yüzeylerine FORCIPOL 202 zımparalama ve parlatma cihazı ile standart metalografik yöntemle zımparalama ve parlatma işlemleri yapılmıştır. Numune yüzeyleri Nikon Epiphot 200 Inverted model optik mikroskopla incelenerek SMK çatlakları tespit edilmiş olup, çatlak uzunlukları ölçülmüştür. Belirlenen SMK çatlakları CARL ZEISS ULTRA PLUS GEMINI FESEM model taramalı elektron mikroskobu ile detaylı incelenerek çatlaklar üzerinden elementel analiz (EDS) yapılmıştır. Çekme-makaslama testleri 5 mm/dk çekme hızında ve 50kN kapasiteli SHIMADZU cihazında gerçekleştirilerek, farklı kaynak parametreleriyle elde edilen kaynak çiftlerinin mekanik özellikleri karşılaştırılmıştır.

Tablo 1. Kaynak işleminde kullanılan kaynak parametreleri.

Numune No	Kaynak akımı (kA)	Elektrod kuvveti (bar)	Darbe (puls)	Kaynak zamanı (ms)	Dövme zamanı (ms)
N1	8,5	250	2	200	300
N2	9,2	300	1	300	300
N3	8	300	3	500	300



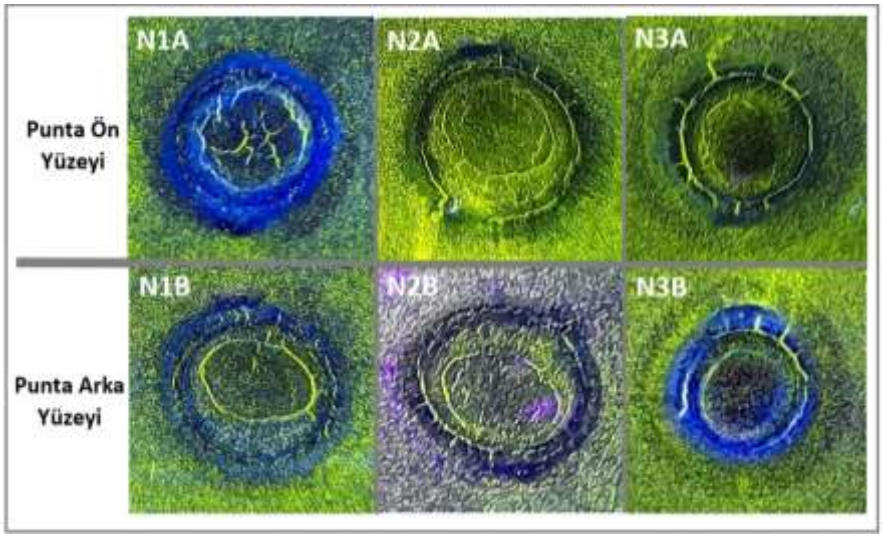
Şekil 2. Çekme-makaslama test numunesi ölçüleri.

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

SMK hassasiyetine sahip çelik bir malzeme üzerine üç farklı kaynak parametresi ile nokta direnç kaynağı ile birleştirilmiş kaynaklı numunelerden elde edilen sonuçlar ve yorumlamaları aşağıda verilmiştir.

3.1. Manyetik Parçacık Testleri

SMK analizlerinde meydana gelen çatlakları tam olarak tespit etmek önemlidir, aksi takdirde elde edilen veriler yanlış ve yanıltıcı olabilir. Kesitlerini alarak numunelerin makro ve mikro inceleme yöntemi, yüzey çatlaklarını tespit etmek için sıklıkla kullanılmaktadır. Kesme hattının çatlaklardan geçip eçmediğinden emin olmak ve dikkat etmek gerekir. Ancak punta yüzeyinde meydana gelen birçok çatlak sığ olduğundan yüzeyde görülemeyebilir. Sıvı penetrasyon testi, X-ışını testi gibi tahribatsız muayene yöntemleri, nokta kaynaklarının yüzeyindeki derin çatlakları tespit etmek için kullanılabilir. Bu çalışmada, floresan manyetik parçacık testi yöntemi tel kesme ile kesit almadan önce nokta kaynaklarının yüzeyindeki çatlakları tespit etmek için kullanılmıştır. Üç farlı parametre ile elde edilen numunelere ilk önce manyetik parçacık testi yapılmış punta yüzetindeki SMK çatlak yoğunluğu ve yerleri tespit edilmiştir. Şekil 3'te manyetik parçacık test sonuç görselleri görülmektedir. Şekil değerlendirildiğinde tüm numunelerde gerek kaynak metalinde gerekse ITAB'da çatlakların olduğu ve çatlak miktarlarının kaynak esnasındaki parametre değişiminden etkilendiği bir gerçektir.



Şekil 3. Manyetik parçacık test sonucu örnekleri.

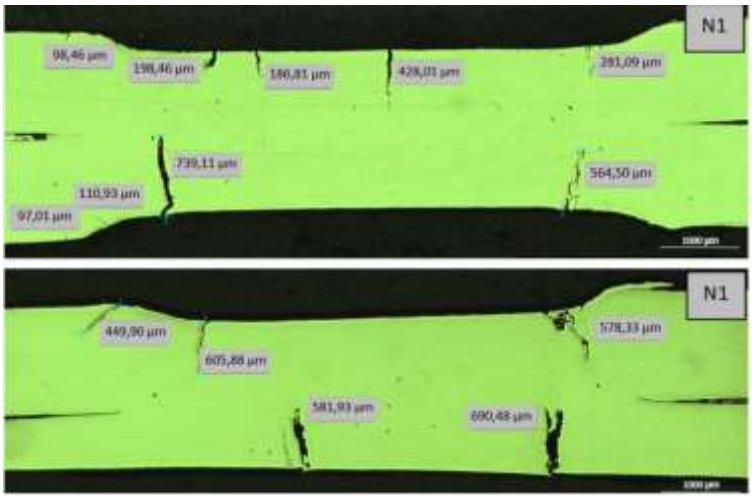
Manyetik parçacık testi sonuç görsellerinden yararlanılarak kaynaklı numunerin kesitleri çatlakların yoğun olduğu doğrultuda Şekil 4'de görüldüğü gibi arayüzey makro yapı analizleri için alınmıştır. N3 numaralı numune iki parçaya bölünerek kesitleri incelenirken N2 üç parçaya bölünerek kesitlerin arayüzeyleri incelenmiştir.



Şekil 4. Manyetik parçacık testi için numune hazırlana görseli.

3.2. SMK makro yapısı ve EDS analizleri

Farklı nokta direnç kaynak parametreleri kullanılarak birleştirilen kaynaklı numunelerden elde edilen makro görüntüler Şekil 5-7 aralığında verilmiştir.

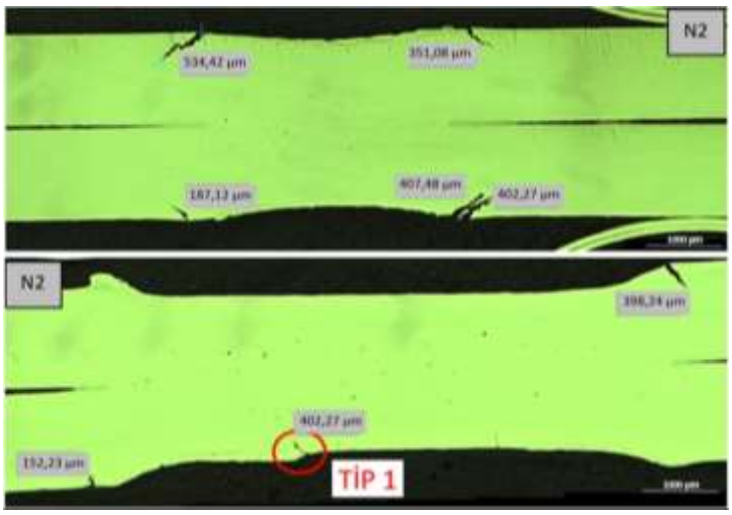


Şekil 5. N1 kodlu numunelerden alınan mikro çatlak görüntüleri ve çatlak uzunlukları.

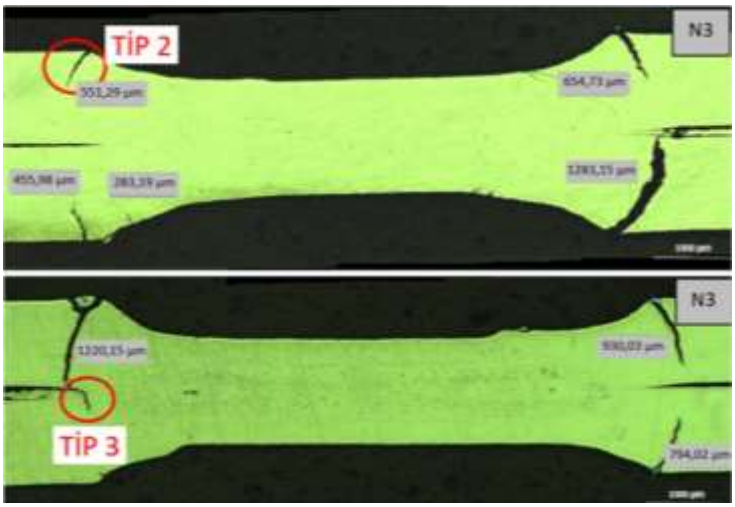
Şekil 5, 6 ve 7'de kesit alınan punta kaynaklı numunelerin optik mikroskop ve elektron mikroskobu arayüzey incelemeleri gerçekleştirilmiş olup tespit edilen çatlaklar ölçülerek toplam derinlikleri hesaplanmıştır. N1'e ait toplam çatlak derinliği 5611,04 µm, N2'ye ait toplam çatlak derinliği 2835,767 µm ve N3'e ait toplam çatlak derinliği 6172,54 µm olarak tespit edilmiştir. Nokta direnç punta kaynağında ısı girdisi aşağıda 1 nolu denklemde görülen eşitlik ile hesaplanmaktadır. Q ısı girdisi, I kaynak akımı, R elektrik direnci, t kaynak zamanı ve K ise ısı kayıpları olarak tanımlanır.

$$Q = I^2 RtK \quad (1)$$

Numuneler, N1'e ait baskı kuvveti dışında aynı koşullarda kaynak operasyonuna tutulmuştur. Bu nedenle, 1 nolu denkleme göre R ve K sabit olarak kabul edilmiş N2 ve N3 kodlu numunelerin ısı girdilerini hesaplanmış, N2'ye ait ısı girdisi değeri 25,392 olarak tespit edilirken N3'e ait değer 96.000 olarak tespit edilmiştir.

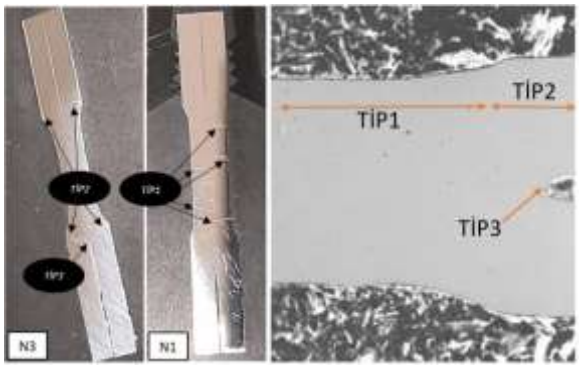


Şekil 6. N2 kodlu umunelerden alınan mikro çatlak görüntüleri ve çatlak uzunlukları.



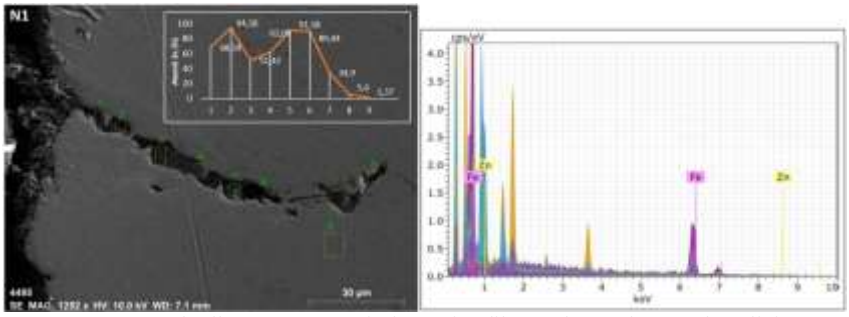
Şekil 7. N3 kodlu numunelerden alınan mikro çatlak görüntüleri ve çatlak uzunlukları.

Bu çalışmada kaynak numunelerinde bulunan çatlaklar literatür verileri ışığında üçe ayrılmıştır (Şekil 8). Bu çatlaklar; -kaynak esnasında elektrodun baskısı altında oluşan çatlaklar (Şekil 6) (TİP 1), -elektrod girintisinin altında ve ITAB'da bulunan çatlaklar (Şekil 7) (TİP 2) ve -birleştirilen malzemelerin arayüzelerinde bulunan çatlaklar (Şekil 7) (TİP 3) olarak belirlenmiştir. Tumulurdu LME hassasiyeti olan çelikler üzerine yaptığı çalışmasında SMK çatlaklarını 3 sınıfta toplamıştır. Tip 1 çatlaklar, elektrot girintisi altında bulunanlardır, Tip 2, ısıdan etkilenen bölgede (ITAB) elektrot girintisinin dışında meydana gelenlerdir ve Tip 3, iki sacın arayüzeyinde bulunanlardır (Tumulurdu, 2019).

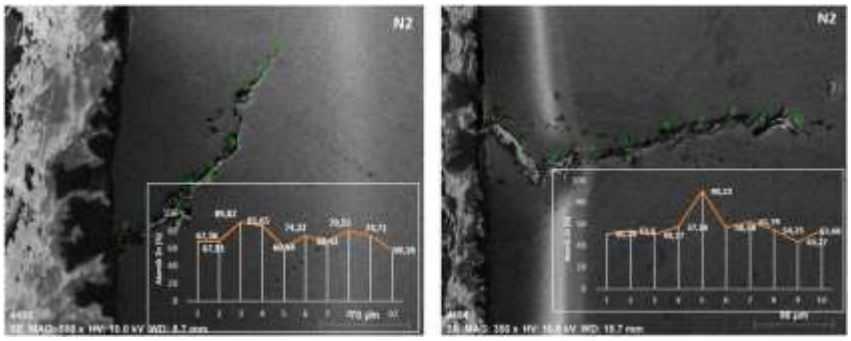


Şekil 8. Meydana gelen SMK çatlaklarının sınıflandırılması.

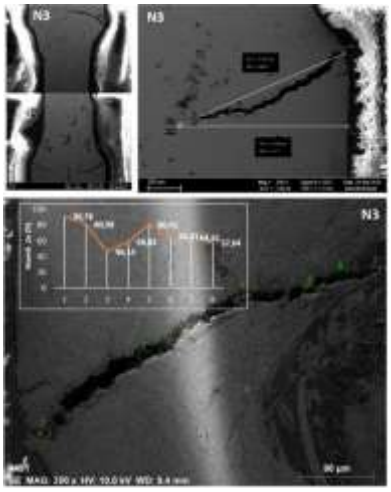
Nokta direnç kaynak yöntemi ile farklı kaynak parametrelerinde birleştirilen kaynaklı numunelerde bulunan çatlak bölgeleri EDS çalışmaları ile analiz edilmeye çalışılmış ve elde edilen sonuçlar Şekil 9-11 arasında numune kod sıralamasına göre verilmiştir. Tespit edilen söz konusu çatlaklar, taramalı elektron mikroskobu (SEM; Scanning Electron Microscope) ile tespit edilip çatlak yüzeyinden kaynak çekirdeğine doğru EDS (EDS; Energy Dispersive X-ray Spectroscopy) dedektörü ile bölgesel elemental analizler yapılmıştır. Şekil 5, 6 ve 7'ye ait çatlaklara elemental analiz yapılarak SMK çatlakları olduğu varsayılan çatlakların başlangıcından bitişine kadar rastgale aralıklarla yapılan bölgesel elemental analizler gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen analizlerde çatlak içlerinde Zn aranmış ve yüzeyden derinlere indikçe Zn oranlarındaki değişim gözlemlenmiştir. Kırık içi yapılan atomik boyuttaki elemantal analiz sonuçları incelenen mevcut çatlakların SMK çatlağı olduğunun göstergesi olarak kabul edilse de bu çalışma EDS çalışma prensibinden kaynaklı olabilecek hataların bilincinde gerçekleştirilmiştir. Çünkü yer yer boş (içinde malzeme olmayan) kırık içlerinden alınan elemental analiz değerleri yanıltıcı olabilir. Ayrıca çatlak içerisinde mevcut olan çinko seviyesi, tarama yapılan malzeme seviyesinden düşük olduğu için elde edilen sonuçların net doğruluğunu söylemek gerçekçi olmayabilir. Bu nedenle SEM görüntüleri üzerinde çizilen Zn grafiğinin dalgalı bir seyir göstermesi bu bilgileri doğrular niteliktedir.



Şekil 9. N1 kodlu numune üzerinde tespit edilen çatlağın elemental analizi.



Şekil 10. N2 kodlu numuneye ait çatlakların elemental analizi.

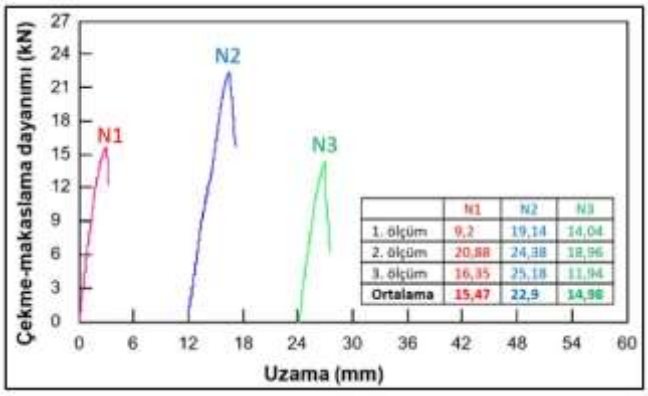


Şekil 11. N3 kodlu numuneye ait SMK çatlak görüntüleri ve çatlakların elemental analizi.

Şekil 9-11 arası verilen EDS analiz sonuçlarına göre, analiz yapılan tüm çatlaklarda çinkonun bulunduğu ancak miktarının net olarak ölçülemediği söylenebilir. Ling ve arkadaşları galvanizli Q&P980 çeliğinin direnç nokta kaynağı sırasında SMK çatlamasına karşı duyarlılığı araştırırken çatlaklara enine EDS çizgi tarama analizi yapmışlar ve haritalama sonuçlarına göre Zn içeriğinin tüm çatlaklarda farklı olduğunu tespit etmişlerdir (Ling, Chen, Kong,Wang, Pan, Lei. 2019). Murugan ve arkadaşları çatlaklar boyunca elektron probu mikro analizi (EPMA) yapmışlar ve aldıkları sonuçlara göre tüm çatlakların çinko veya çinko ve bakır karışımı içerdiğini kanıtlamışlardır. Yüzeye yakın tüm çatlakların başında yaklaşık %80 civarında çinko olduğu gözlemişler ve çatlak derinleştikçe çinkonun giderek azaldığını ve %5- seviyelerine kadar düşebildiğini tespit etmişlerdir. Puntanın merkezine doğru meydana gelen çatlaklarda çinko içeriği %80 civarında iken diğer lokasyonlardaki çatlakların %30-40 civarında çinko içerdiğini rapor etmişlerdir (Murungan, Vijayan, Park. 2020).

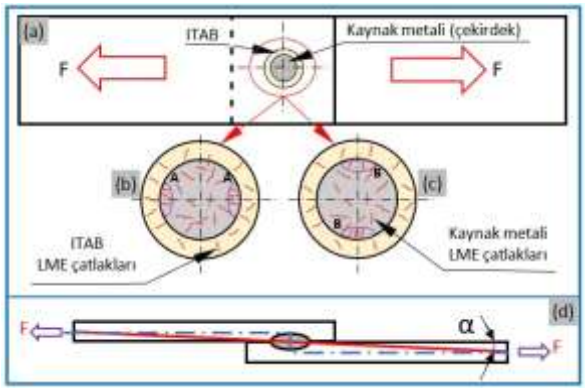
3.3. Çekme Makaslama Testleri ve Kopma Modları

Yapılan çekme-makaslama testleri sonucunda her bir kaynak parametresinde birleştirilen 3 kaynaklı numunenin kaynak bölgesinden (kaynak metali ve ITAB) ölçülen çekme-makaslama dayanımlarının birbirlerinden uzak olduğu Şekil 12'de görülmektedir. Burada en büyük fark N1 nolu numunede ölçülürken onu sırasıyla N3 ve N2 numuneleri takip etmektedir. Bu sonuçlar Şekil 1'de verilen manyetik parçacık test görüntüleri ile birlikte değerlendirildiğinde uyum içerisinde oldukları söylenebilir. Öncelikle kaynak metalinde bulunun çatlak miktarının artmasının, çekme-makaslama dayanımını düşürdüğü bir gerçektir. Kaynak metalinde bulunan çatlak miktarının artması da çekme testi esnasında çentik oluşturma ihtimalinden dolayı artmakta dolayısıyla da mukavemet değerleri azalmaktadır. Şekil 12'de verilen çekme-makaslama değerlerinin parametre değişimlerine bağlı olarak birbirlerinden farklılık göstermesi Şekil 13 a'da verilen şematik gösterim ile açıklanabilir. Burada çekme-makaslama testi esnasında ilk yüke maruz kalan kısmın A ile gösterilen bölge (Şekil 13 b) olduğu düşünüldüğünde bu kısmın çentik etkisi oluşturarak kopmanın düşük yüklerde gerçekleşmesine sebebiyet verecektir. Aksi durumda yükün ilk maruz kalacağı bölgede çatlak olmayışı veya çatlak yönünün kopma eksenine göre çentik etkisi oluşturacak biçimde konumlanmaması mukavemetin yüksek değerlerde ölçülmesi ile sonuçlanacaktır (Şekil 13 c). Ayrıca kaynaklı bölge çekme testi esnasında hem çekme kuvvetine hem de kesme kuvvetine maruz kalmaktadır. Bu durum Şekil 13 d'de şematik olarak gösterilmiştir. Çekme-makaslama testi esnasında kaynak metali sadece nötr eksende (mavi çizgi) çekmeye maruz kalmayıp aynı zamanda α açısında çapraz çekmeye (kırmızı çizgi) zorlanmaktadır. Bu nedenle kaynak metalinde bulunan SMK çatlakları ilk olarak kesmeye maruz kalan bölgeye denk geldiğinde bağlantı dayanımının düşük olacağı bir gerçektir. Sonuç itibarı ile kaynak esnasında kaynak metalinde oluşan çatlakların miktarı, konumu, büyüklüğü (derinliği) ve çekme yönüne göre açıları son derece önemli oldukları bir gerçektir. Bu nedenle aynı parametrede birleştirilen ve çekme-makaslama testine tabi tutulan üç numunenin her birinden ölçülen değerler arasındaki farkın belirgin olmasının beklenen bir sonuç olduğu söylenebilir.



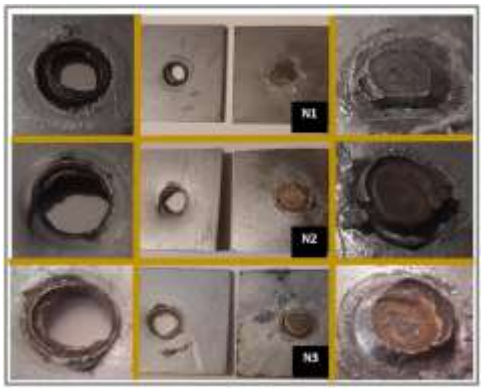
	N1	N2	N3
1. ölçüm	9,2	19,14	14,04
2. ölçüm	20,88	24,38	18,96
3. ölçüm	16,35	25,18	11,94
Ortalama	15,47	22,9	14,98

Şekil 12. Kaynaklı numunelerin çekme-makaslama sonuçları.

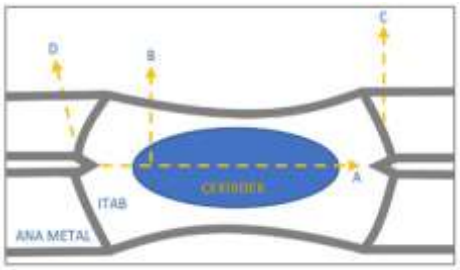


Şekil 13. Kaynak bölgesi çatlak oluşumu (şematik).

Şekil 14'de kaynaklı numunelerin kesme-makaslama test sonrasında kopma yüzeyleri verilmiştir. Kaynaklı numunelerdeki kopma tipi düğmelenme tipi kopma olduğu görülmüştür. Nokta direnç kaynaklı numunelerin kopma türlerinin arayüzey ayrılması "Mod A" olarak adlandırılırken, kısmi arayüzey ayrılması "Mod B" ve düğmelenme "Mod C ve Mod D" olarak üç farklı şekilde meydana gelmekte ve adlandırılmakta olup Şekil 15'de şematik olarak gösterilmiştir (Xinmin, Xiaoyun, Yansong, Guanlong, 2007). Arayüzey ayrılması tipi kopmayı gösteren Mod A'da kopmanın punta arayüzeyini tam merkezden ikiye bölen, orta bölgesindeki çizgi doğrultusunda merkeze doğru ilerleyerek meydana gelen kopma tipidir. Arayüzey ayrılması kaynak parametrelerinin yetersiz olduğunu, düşük ısı girdisine bağlı olarak meydana gelen yetersiz kaynak bölgesini gösteren kopma tipidir. Mod A ayrılma ile sonuçlanan birleştirmelerin çekme-makaslama taşıma yükü değeri düşüktür. (Chao, 2003)



Şekil 14. Çekme makaslama testleri sonrasında meydana gelen hata modları.



Şekil 15. Çekme-makaslama ve çapraz-çekme test numunelerinde karşılaşılan kopma türleri.

Mod B'de kopmanın kaynak çekirdeği arayüzeyinde başladığı ve kaynak çekirdeği orta bölgesindeki çizgiye dik doğrultuda devam ederek kısmi arayüzey ayrılması tipi sergilediği görülmektedir. Düğmelenme tipi kopmalar ise genellikle ITAB'ın dış kısmında meydana gelmektedir. Ana malzeme/ITAB ara yüzeyinden Mod C şeklinde veya sadece ana malzemeden Mod D şeklinde meydana gelebilir. Nokta direnç kaynaklı birleştirmelerin çekme-makaslama testi sonrasında kopma türlerinin düğmelenme tipi olması istenir. Düğmelenme tipi kopma, kaynak parametrelerin uygun olduğunu gösteren kopma türüdür (Pouranvari, Ranjbarnoodeh 2012). Şekil 14'de verilen kopma modları incelendiğinde her üç numunenin de düğmelenme modunda koptuğu ancak düğme büyüklüklerinin farklı olduğu görülmektedir. Bu sonuç çekme-makaslama değerleri ile birlikte yorumlandığında düğme çapından ziyade çatlağın konum ve büyüklüğünün çekme-makaslama dayanımı üzerinde daha etkili olduğu söylenebilir.

4. SONUÇLAR

SMK, katı metalin uygun sıcaklık ve stres koşulları altında sıvı metal ortamında gevrekleşmesi olarak bilinmektedir. Bu çalışmada Zn kaplı 3. Nesil çeliklerin RSW sırasında LME oluşumu gözden geçirilmiştir.

- Punta kaynaklarının yüzeyine açılan SMK kaynaklı çatlaklar NDT ve optik/elektron mikroskobu görüntüleme yöntemleri ile görüntülenmiştir.
- Çatlak içi ve dışı yapılan atomik boyuttaki elemantal analiz sonuçları çatlakların SMK çatlağı olduğunu göstermiştir. Çatlak içi elemental analiz sonuçları çatlak boyunca çinko oranın %40 ila %90 aralığında değiştiğini göstermiştir.
- Çatlak bölgesine bağlı olarak üç farklı çatlak tipi tanımlanmıştır.
- Kaynaklanabilirlik çalışmaları, kaynak sırasında ısı girdisinin artmasıyla çatlamanın şiddetinin arttığını göstermektedir.
- SMK çatlak miktarı, konumu ve büyüklüğü ile çekme mukavemeti kaybı arasında bir ilişki olduğu görülmüştür. Çatlak konumu ile mukavemet kaybındaki değişimin çatlağı çevreleyen stres alanları ile açıklanabildiği söylenebilir.
- SMK çatlaklarının şiddeti tanımlanırken çatlak konumunun mutlaka dikkate alınması gerektiği sonucuna varılmıştır.
- Çalışma kapsamında her 3 numunede meydana gelen kopma türü düğmelenme modunda olup, elektrod girintisi çevresinde ana metalde meydana gelen SMK çatlakları ayrılmaya sebebiyet vermiştir.
- Aynı parametrede birleştirilen ve çekme-makaslama testine tabi tutulan üç numunenin her birinden ölçülen değerler arasındaki fark oldukça belirgindir. Bu belirgin farkın sebebi kaynak esnasında kaynak metalinde oluşan çatlakların miktarı, konumu ve çekme yönüne göre açıların farklı olmasıdır.

KAYNAKLAR

[1] Chung, P.P, Wang, J., (2019) "Durandet, Y. "Deposition processes and properties of coatings on steel fasteners" Friction, 7, 389–416.

[2] Jeon, W., Sharma, A., Jung, J, P., (2020) "Liquid Metal Embrittlement of Galvanized TRIP Steels in Resistance Spot Welding", Metals, 10, 787; doi:10.3390/met10060787.

[3] Glickman, E.E. (2011) "Dissolution condensation mechanism of stress corrosion cracking in liquid metals: Driving force and crack kinetics" Metall. Mater. Trans., 42, 250–266.

[4] Ling, Z., Wang, M., Kong, L. (2018) "Liquid Metal Embrittlement of Galvanized Steels During Industrial Processing" In Transactions on Intelligent Welding Manufacturing; Chen, S., Zhang, Y., Feng, Z., Eds.; Springer: Singapore, 2018; p. 29.

[5] Kim, Y. G., Kim, I. J., Kim, J. S., Chung, Y. I., and Choi, D. Y., (2014) "Evaluation of Surface Crack in Resistance Spot Welds of Zn-Coated Steel," Japan Inst. Met. Mater., 55(1), pp. 171–175.

[6] Barthelmie, J., Schram, A., and Wesling, V., (2016) "Liquid Metal Embrittlement in Resistance Spot Welding and Hot Tensile Tests of Surface-Refined TWIP Steels," IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng., 118, p. 12002.

[7] Ashiri, R., Shamanian, M., Salimijazi, H. R., Haque, M. A., Bae, J. H.r, Ji, C. W., Chin, K. G., Park, Y. D., (2016), "Liquid Metal Embrittlement-Free Welds of Zn-Coated Twinning Induced Plasticity Steels," Scr. Mater., 114(1), pp. 41–47.

[8] Cho, L., Kang, H., Lee, C., De Cooman, B.C., (2014). "Microstructure of liquid metal embrittlement cracks on Zn-coated 22MnB5 press-hardened steel" Scr. Mater. 90, 25–28. https://doi.org/10.1016/j.scriptamat.2014.07.008.

[9] Lee, C.W., Fan, D.W., Sohn, I.R., Lee, S.J., De Cooman, B.C., (2012) "Liquid-metal-induced embrittlement of Zn-coated hot stamping steel" Metall. Mater. Trans. A Phys. Metall. Mater. Sci. 43, 5122–5127. https://doi.org/10.1007/s11661-012-1316-0.

[10] Razmpoosh, M.H., Macwan, A., Biro, E., Chen, D.L., Peng, Y., Goodwin, F., Zhou, Y., (2018) "Liquid metal embrittlement in laser lap joining of TWIP and mediummanganeseTRIP steel: The role of stress and grain boundaries" Mater. Des., vol. 155, pp. 375–83.

[11] Tolf, E., Hedegard J., Melander, A. (2013) "Surface breaking cracks in resistance spot welds of dual phase steels with electrogalvanised and hot dip zinc coating" Sci. Technol. Weld. Join., vol. 18, pp. 25–31.

[12] Kim, Y.G., Kim, I.J., Ji, S.K., Chung, Y.I., Du Y.C., (2014) "Evaluation of Surface Crack in Resistance Spot Welds of Zn-Coated Steel" Mater. Trans., vol. 55, pp. 171–75.

[13] Lee, H.S., Jo, M.C., Sohn, S.S., Kim, S.H., Song, T., Kim, S.K., Kim, H.S., Kim, N.J., Lee, S. (2019) "Microstructural evolution of liquid metal embrittlement in resistance-spot-welded galvanized TWinning-Induced Plasticity (TWIP) steel sheets" Mater. Charact.,147, 233–241.

[14] Kang H.L. Cho, C. Lee, and Cooman B.C. De: Metall. Mater. Trans. A, 2016, vol. 47, pp. 2885–905.

[15] Kang H.S., Cho, L., Lee, C., Cooman, B.C.D. (2016) "Zn penetration in liquid metal embrittled TWIP Steel" Metall. Mater. Trans. 47, 2885–2905.

[16] Tumulurdu M., (2019) "Effect of Silicon and Retained Austenite on the Liquid Metal Embrittlement Cracking Behavior of GEN3 and High-Strength Automotive Steels" Welding Journal, 98:351-364.

[17] Ling, Z., Chen, T., Kong, L., Wang, M., Pan, H., Lei, M. (2019) "Liquid Metal Embrittlement Cracking During Resistance Spot Welding of Galvanized Q&P980 Steel" Metallurgical and Materials Transactions A, DOI: 10.1007/s11661-019-05388-6.

[18] Murugan, By S. P., Vijayan, V., Ji, C., Park, Y. D. (2020) "Four Types of LME Cracks in RSW of Zn-Coated AHSS" Welding Journal 99(3):75-92, Doi:10.29391/2020.99.008.

[19] Xinmin, L., Xiaoyun, Z., Yansong, Z., Guanlong, C. (2007) "Weld quality inspection based on online measured indentation from servo encoder in resistance spot welding" IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 56: 1501-1505.

[20] Chao, Y.J., (2003) "Failure mode of spot welds: interfacial versus pullout" Technol. Weld. Joining. 8: 133–137.

[21] Pouranvari, M., Ranjbarnoodeh, E., (2012) "DP600 / AISI1008 dissimilar resistance spot welding: on the reduction of energy absorption at high heat input welding condition" Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology, 1-4.

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF HELIX ANGLE AND INLET VELOCITY ON COLLECTION EFFICIENCY IN AN AXIAL CYCLONE SEPARATOR

Emre Oruç, İrfan Karagöz[1]

Bursa Uludag University, Department of Mechanical Engineering, Bursa, Turkey
[1] Correponding Author: İrfan Karagöz, karagoz@uludag.edu.tr

ABSTRACT

Cyclone filters, which have many application areas, are also used in air intake systems of heavy vehicles and construction machines. Cyclone models with three different helix angles in the same body structure were numerically examined. The analysis were performed at three different inlet velocity applying the RSM (Reynold Stress Model) turbulence model. In addition, by applying DPM (Discrete phase model) method and injection of particle sizes from 0,1μm to 10μm into the cyclone separator in two phases, the collection yields and total collection efficiency results were obtained. Accordingly, it was concluded that the collection efficiency increases exponentially with increasing inlet velocity and decreases with increasing helix angle.
Keywords: Axial cyclone separator, helix angle, inlet velocity, pressure drop,

1. INTRODUCTION

Cyclone separators are effective elements in comparison to other systems used for particle removal in industrial field and they are much simpler and more efficient. They are frequently being preferred methods in many areas of industry, especially in mining, chemistry, textile, medical industry, vacuum cleaner industry, test separation and heavy vehicles and where dust removal processes are present. In general, two different cyclone designs exist. These are axial and revers-flow (tangential) cyclones. Each design differs according to the place and application conditions. Therefore, choosing the optimum cyclone model is indispensable. In order to pre-select the optimum model, many different experimental and theoretical studies have been performed by researchers. Although cyclone separators do not look like complex systems, they are many distinct parameters affecting their performance. Many researchers have investigated how these parameters affect the performance of cyclone separators and found many different experimental and numerical studies. As a result of the experimental and numerical studies, they determined how different performance parameters such as collecting efficiency, pressure losses, classification efficiency of cyclone separators affects the cyclone separators. Gong et al. (2012) studied on an axial flow cyclone separator. They investigated the effects of the helical structure on the axial cyclone separator of the cyclone separator. In their numerical analysis, they made different inspections with the RNG k-ε turbulence model and RSM turbulence models and emphasized that the RSM model gives more accurate results in comparison to the k-ε turbulence model. They also stated that the change of the helix angle has a significant effect on the collecting efficiency and pressure drop of the cyclone separator. They stated that the decrease of the helix angle of the cyclone separator result in increase of the collection efficiency and pressure drops. Especially the turbulence model chosen in numerical studies is of great importance in terms of the accuracy of the study. Gimbun et al. (2005) numerically analyzed the impacts of temperature and inlet velocities of Stairmand and Bohnet type cyclones on cyclone pressure drop using CFD method. During their analysis, they used different turbulence models and investigated the superiority of these models over each other. They compared the results of numerical analysis with other experimental studies in the literature. As a result of these comparisons, they stated that while the RSTM turbulence model was verified with only 3% deviation supported by the experimental data, this error margin was between 14-18% in the RNG k-epsilon model. Wu et al. (2016) conducted analyzes with different vortex finder designs for an axial cyclone model. In their studies, they investigated the effects of the conical design in the immersion pipe and the spaces on the vortex finders on energy efficiency. They used the RSM model as a turbulence model. Based on the entropy values, they determined the energy consumption values. They examined the cyclone model in four different regions and determined its effects on total energy consumption. They achieved the maximum separation effect while reducing the energy consumption amount by an average of 35% with their own design. Eddy forces generated in the cyclone separator are one of the most important parameters affecting performance in axial cyclone separators. Teke (2010), in his Numeric study, examined the effect of this expansion on pressure losses by enlarging the inlet cross section area of a cyclone separator. When he compared his results with each other, he observed that pressure losses increased by increasing the entrance area provided that the outlet pipe diameter remained constant. Another point is that inlet velocities had an effect on pressure losses. He stated that the pressure loss increases as the inlet velocity increases in his

studies with 5 different cyclone separator models, namely fixed entrance area and fixed exit area, at velocities of 5.1, 10, 15, 20 and 25 m/s. In addition, he emphasized that the change did not affect the pressure losses much in his analyzes by changing the aspect ratios in the inlet region by keeping the entrance area of the cyclone separator inlet section constant, but he emphasized that the differentiation became more visible as the ratio increased, and stated that this was due to the effect of the change in tangential velocities. In this case, it has been shown that increasing the flow rate for cyclone separators in general increases the performance of the cyclone. In addition, pressure losses are an important factor for cyclone separators, because in places where there are no natural forces, it determines the amount of energy that the fans will spend. (Luan et al. 2014), in their study, the performance effect of resistances on axial cyclone separators and Wu et al. (2016) examined the performance effects of different constructions of the outlet pipe in axial cyclone separators. In this study, the performance parameters of an axial cyclone separator were numerically analyzed. Cyclone models with three different helix angles were analyzed at different inlet velocities. The effect of these analyzes on individual collection efficiency in particle sizes from 0,1µm to 10µm was investigated. In addition, analyzes were performed using the RSM turbulence model. Particles were injected using the DPM feature. Accordingly, it was determined that the input velocity and helix angle are one of the most important parameters of the collection efficiency.

2. Numerical Simulation

One of the most important functions affecting the cyclone working efficiency in axial cyclone separators is the vortex forming constructions. In this study, the effects of vortex formers on three different helix angles were investigated under different inlet velocity effects. Each model is designed with the help of CAD (Computer Aided Design) program. Cyclone length and body diameters are the same in all three designs, and the variable parameter was only the helix angles. The size of the cyclone body is also equivalent to the inlet area size and is designed in 18mm diameter. The cyclone length (excluding the outlet pipe, the part from the inlet to the particle collection area) is designed as 80 mm. The helical area starts 3 mm after the entrance and the helix start and end length is designed as 27mm. In this study, 3 different helix angles were determined for 3 different cyclone models. A spiral winding with a diameter of 18 mm around a 27 mm long shaft is designed in 1, 2 and 3 turns. From here, the helix angle of the 1st, 2nd, and 3rd models are 56.3°, 36.8° and 26.5°, respectively.

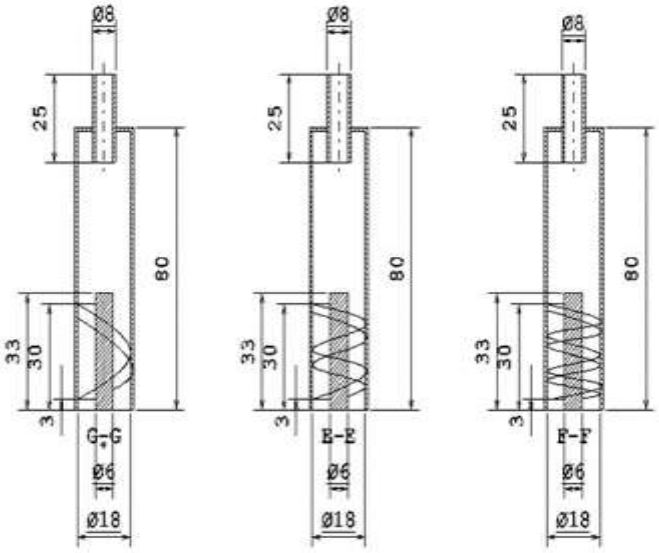


Fig.1. Cyclone Separators Modeled According to Different Helix Angles Drawing Image

2.1. Mesh Generation

In this study, an axial flat bottom cyclone separator was numerically analyzed at different inlet velocities and different helix angles. Mesh grids were created with the help of Ansys (19.1) Workbench software. Tetrahedral grids have been preferred due to some complex regions in the geometry. The grid properties are given in Table 1. and model mesh construction is given in figure 2.

Table 1. The grid properties of Cyclone Separator Models

Mesh Properties	**Model 1**	**Model 2**	**Model 3**
Element Type	Tetrahedron	Tetrahedron	Tetrahedron
Number of Element	615368	630465	646576
Number of Nodes	119683	123135	126795
Max. Skeewnes	0,83	0,82	0,81
Min. Orthogonal	0,17	0,18	0,19
Max. Element Size	1 mm	1 mm	1 mm
Average Element Size	0,5 mm	0,5 mm	0,5 mm

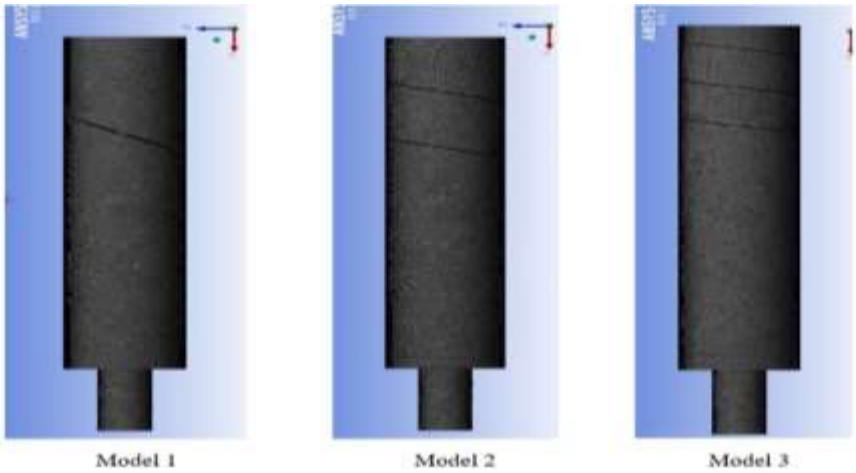


Fig.2. Mesh Structure for Each Model

Analyzes were double checked by increasing the grid number for each model. Illustrating the independence of the study from the grid elements was aimed here. In the analysis made in the grid elements 790453, 932218 and 1050882 for model 1, in the numbers of 811767, 958528 and 1078386 for model 2, and in the grid elements 831527, 982919 and 1107427 for model 3, the analyzes made in the grid elements given in table 1. were compared and the cyclone separator physical properties changes were found to be within acceptable values. This situation showed that the mesh independence of the study is valid in the values of the number of grids created.

The various terms in these equations are $D_{T,ij}$,C_{ij}, φ_{ij}, ε_{ij} and should be modeled to close these equations. However, C_{ij}, $D_{L,ij}$ and P_{ij} do not require any modeling. These sections describe the assumptions modeling required for equation set closing.

In each model, RSM as turbulence model and SIMPLEC as solution algorithm (semi-implicit method pressure-linked equations consistent), QUICK for momentum, PRESTO for pressure! (Pressure Staggering Option) were selected. In addition, second order values were selected for Turbulence kinetic energy and turbulence dissipation rate, and first order values for Reynold Stress.

2.2. Numerical Methods

Equations available in Fluent software were applied in this study. The models created were made ready for mathematical solution method after the mesh structuring was completed. First, after the equations solved in a single phase continuous regime converged with the RSM turbulence model, particles of certain sizes were injected into the system and two-phase flow was started. During this process, the DPM method was used. Particles from 0.1 micron to 10 micron were analyzed separately for each inlet velocity and model.

2.2.1. Single Phase Flow Model

The flow field created as the first model was realized by using the Reynolds stress turbulence model. RSM model are extremely useful equations especially for cyclone separators. RSM can be considered as the most complex turbulence

model provided by ANSYS FLUENT. RSM has the potential to give accurate predictions for complex flows as the mechanism explains the effect of curvature of rotation, eddy and strain rate changes in a better and much more convergent way than other equation models.

2.2.2 Boundary Conditions

Three different boundary conditions are defined for the axial cyclone separator as inlet, outlet and Wall. The defined boundary conditions are entered into the system as common for each model.
Inlet: For the axial cyclone separator, 3 different inlet velocities were used in 3 different models (5, 10, 15 m / s). Air was injected into the system with the cyclone separator inlet cross section perpendicular to the normal. Fluid parameters for axial entrance; fluid density is defined as ρ = 1,22 kg / m3, fluid viscosity μ = 1,79e-05. In addition, the turbulence density is 5%, the turbulent viscosity ratio is 10 and the roughness value is 0.5.
Outlet: Cyclone separator outlet pipe has been analyzed as open to atmospheric environment. The fluid outlet zone is pressure centered.
Wall: No-slip boundary condition called no-slip has been applied for the wall zone.
Reflect: The reflect boundary condition is used for wall regions. In this way, the particles entering into the cylinder followed a path without getting lost in the system until the outlet or collection area.
Trap: This boundary condition is defined for the region where the particles will be held. With this definition, the particles reaching the trap surface are assumed to be kept in that area and cannot continue to move in the cylinder.
Escape: With this boundary condition, the particles entering the cyclone separation continue to the fluid outlet without being held by the cyclone separator and are deemed to have left the cyclone separator after reaching this area.
For DPM, Max. Number of step = 50000, Step length factor = 5 and Total flow rate = 1e-20 kg /s.

3. RESULT

3.1. Flow Parameters in Single Phase Flow

3.1.1 Pressure Drop

In the study, physical conditions were determined before the particles were injected into the system. The pressure contours created for each model and inlet velocity are shown in the figure 3.

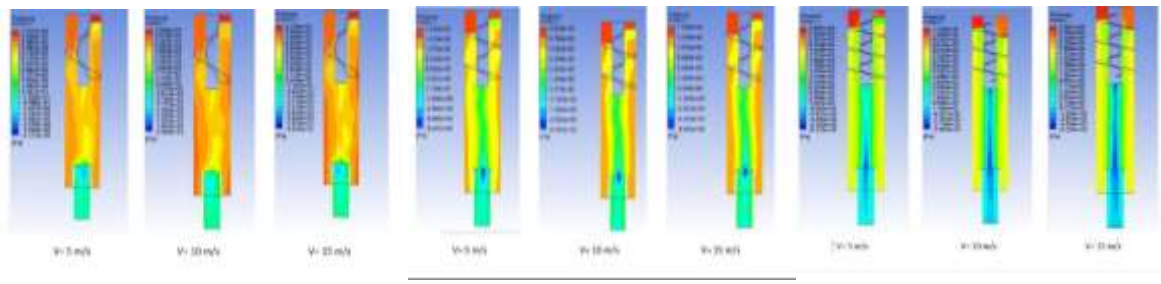


Fig. 3. Contours of Static Pressure (pa) for Each Model and Each Inlet Velocity

As seen in the figure 3. the regions where the pressure differences are high are generally higher in the area around the body cylinder than in the center. This is due to the vortex effects that occur within the body cylinder. The fluid in the center moves faster than the wall. In this case, the pressure increases from the center to the wall. Negative pressure zones are also observed in some regions in the center. This situation is expected in vortex flows.

In general, when comparisons are made for three different models, the regions of pressure change that occur are the same, but their values differ. Pressure zones, which vary in experimental and numerical studies by Gong (2012), show similarities.

When the pressure values are compared for all three models in Figure 3. one of the main reasons affecting the pressure changes is undoubtedly the differences in the inlet velocity. It has been observed that as the velocity of the fluid entering into the cyclone separator increases, the pressure differences in the cyclone separator also increase. Another main reason that increases the pressure difference is the difference in the helix angle. Pressure differences decrease with increasing helix angle. The reason for this is that the vortex effects occurring in the cyclone separator decrease with the increase of the helix angle and as a result, the fluid in the cyclone separator becomes stagnant.

3.1.2. Velocity Distributions

Cyclone separator analyzes are extremely complicated and difficult to solve systems. It is very difficult to make experimental calculations especially in the regions inside the cyclone separator. For this reason, CFD-based solutions are extremely important in this kind of analysis. In the study, velocity profiles were created within the cyclone separator for each model and inlet velocity. A virtual plane passing through the center of the cyclone separator was taken as reference. The velocity profiles are shown in contours in Figure 4.

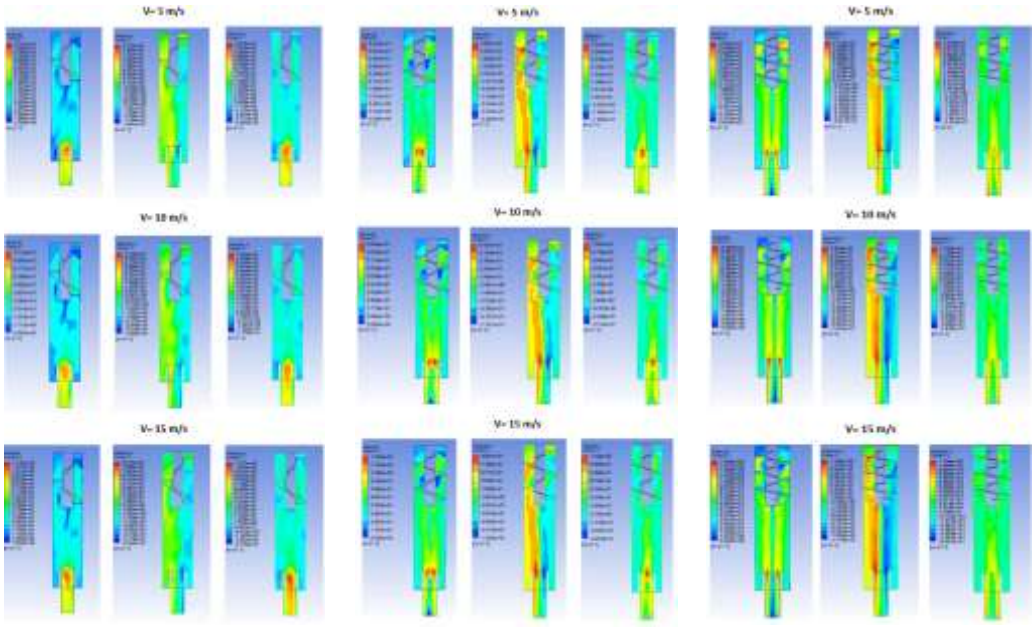


Fig. 4. Velocity Distributions Contours Display for Each Model

As seen in Figure 4., as the fluid velocity entering into the cyclone separator increases, the velocity values inside the cyclone increase locally. In addition, it was determined that the helix angle increased the effect of velocity components in the cyclone separator. The separation force in cyclone separators arises from the centrifugal force provided by the cyclone to the air entering at a certain velocity due to its construction. Owing to the spiral shaped construction used, eddy and centrifugal forces occur. The greater the velocity of the dusty air entering the cyclone, the greater this centrifugal force. The centrifugal force of this force of the dusty air that makes the vortex movement gives them an inertia depending on the size of the particles it contains. This inertia take away them to the cyclone inner wall.

3.2. Separation Efficiency

In the study, the results of the analyzes performed in the solid-gas phase for each cyclone separator model were shared. The efficiency calculation for the cyclone separator was calculated as in Equation 1.

$$\text{cyclone collection efficiency} = \frac{\text{the number of particles helded in the dust collector}}{\text{total number of particles injected into the system}} \quad (1)$$

Particle sizes given in the charts are in micron size and dust collection efficiencies from 0.1 µm to 10 µm were calculated. Analyzes for each cyclone separator model were performed at 5, 10, 15 m/s inlet velocities. During the analysis a total of 1858 particles for each particle size were injected into the system. The amount of dust collected in the collecting area determined at the lower point of the cyclone body was compared with the total amount of dust.

3.2.1. Fluid Velocity-Collection Efficiency Relationship into the Cyclone Separator

In this study, calcium sulphate particles at three different inlet velocities were used for three different cyclone separator models and their separation efficiency was further investigated. These particles were injected into the cyclone separator in 20 different sizes from 0.1 micrometer to 10 micrometer in total. 1858 particles were injected for each particle size of

a specific 20 particle size. As part of the particle size analysis, 180 different analyzes were performed according to the model, inlet velocity and particle size variables in total, and the results were shared in graphics in Figures. 5, 6 and 7.

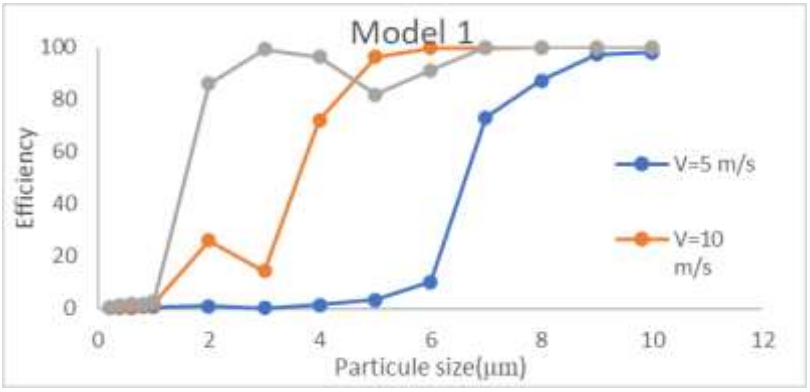


Fig 5. Collection efficiency for each inlet velocity for Model 1

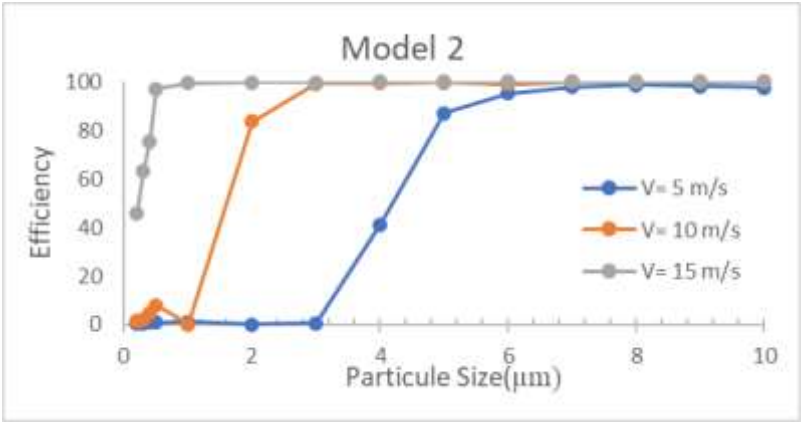


Fig 6. Collection efficiency for each inlet velocity for Model 2

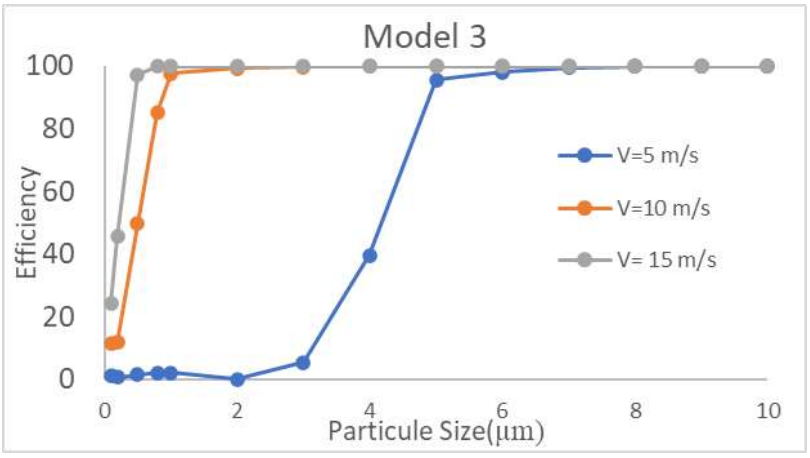


Fig 7. Collection efficiency for each inlet velocity for Model 3

As illustrated in Figures 5, 6 and 7, there is a direct proportion between the velocity of the fluid entering the cyclone separator and the collection efficiency. However, this relationship also increases the pressure losses that occur in the cyclone separator.

Karagöz et al. (2013), on the other hand, inspected the effect of the inlet velocity on the cyclone collection efficiency with the changes it made on the flow rate by keeping the other parameters for the cyclone separator constant. The obtained result clarified that the collection efficiency increased as the velocity increased, as it was also addressed and obtained in the present study. Again, Kaya and Karagöz (2009) observed that lower collection efficiencies at low cyclone separator inlet velocity would be obtained.

3.2.2. The Effect of Helix Angle on The Collection Efficiency

In this study, 3 different helix angles were determined for 3 different cyclone models. A spiral winding with a diameter of 18 mm around a 27 mm long shaft is designed to be 1, 2 and 3 turns. From here, the helix angle of the 1st, 2nd, and 3rd model is 56.3°, 36.8° and 26.5°, respectively. Analyzes were made for each model at 3 different inlet velocities

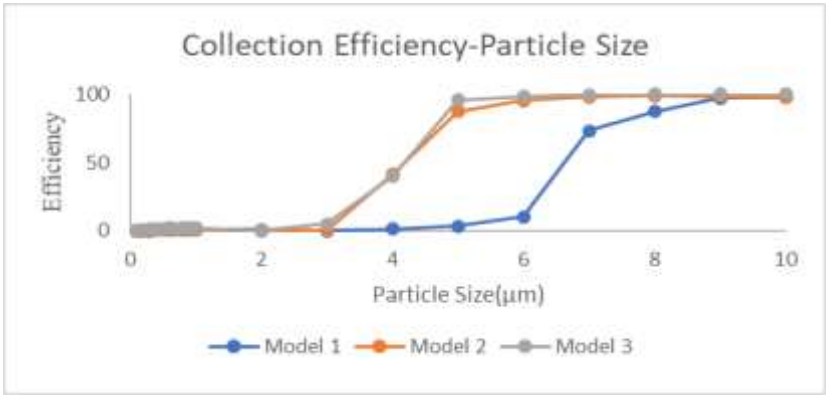


Fig 8. Collection Efficiency of Helix Angle For Each Model at 5 m/s inlet velocity

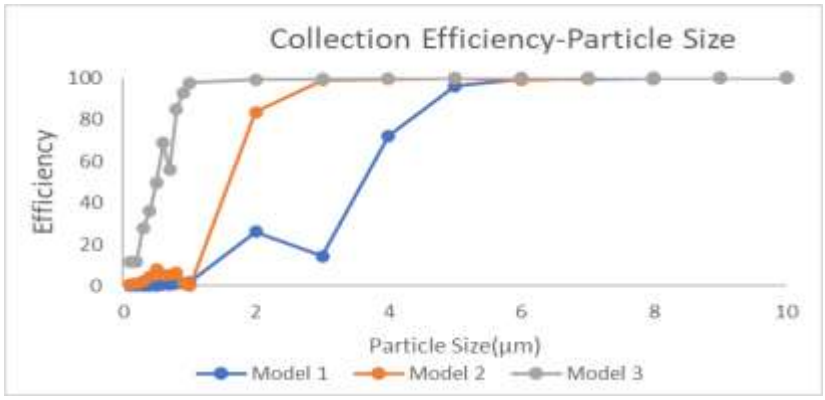


Fig 9. Collection Efficiency of Helix Angle For Each Model at 10 m/s inlet velocity

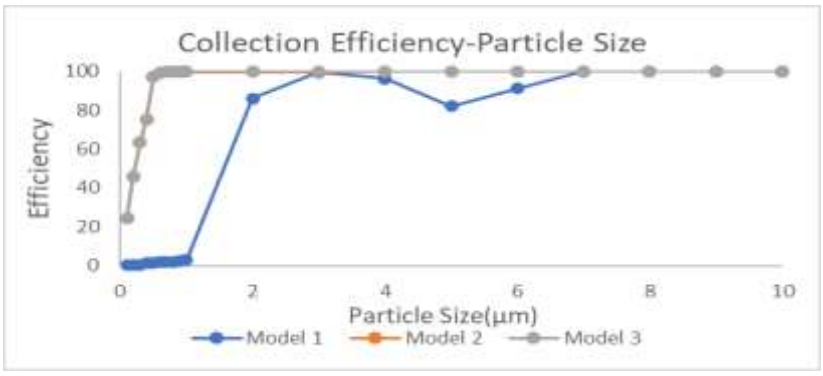


Fig 10. Collection Efficiency of Helix Angle For Each Model at 15 m/s inlet velocity

As illustrated in the figures 8, 9 and 10 the collection efficiency increases as the helix angle decreases. This is due to the decrease of the helix angle and increase of the number of spiral steps on the same length shaft. In this way, more effective swirl zones in the cyclone separator and more effective centrifugal forces towards the wall are formed. In this way, the collection efficiency increases.

In his experimental and numerical study, Gong (2012) made analyzes with the differences he created in helix angles. One of his results is that the collection efficiency increases with the decrease of the helix angle. He also backed his work numerically and experimentally.

4. CONCLUSION

In the study, cyclone models, which appear in the literature as axial cyclone separators, where the fluid enters and leaves the system on the same axis, were examined. Analyzes are created in computer-based software that relies on CFD science and is commercially available nowadays. In this study, Solidworks 2018 CAD software was used to create geometry, Workbench in ANSYS 19.1 to create a digital network, and Fluent software in ANSYS 19.1 to create analyzes. Both single-phase and multi-phase analyzes were carried out in the study. In the single-phase analysis, first of all, the physical conditions of the cyclone separator, ie pressure loss and velocity profiles, were determined. In the two-phase analyzes, particles were injected into the specified conditions. The behavior of these particles in the cyclone separator and the collection performance of the cyclone separator are calculated.

The velocity of the fluid entering the cyclone separator was examined for each model at 5, 10 and 15 m/s velocities. For all three models, it has been observed that as the velocity of the fluid entering the cyclone separator increases, the collection efficiency increases. In their studies, Zhu and Lee (1999) investigated the effects of the velocity of the fluid entering the cyclone separator on the cyclone separator collection performance and found that the collection performance increased with the increase of the fluid inlet velocity. This situation overlaps with our work.

Considering the effect of the helix angle on the cyclone separator, it was observed that the cyclone collection performance increased with the decrease of the helix angle. In other words, as the number of turns of the spiral structure used as a vortex generator at the inlet of the cyclone separator increases, the helix angle decreases and this in final increases the collection efficiency.

Another analysis on cyclone separator models is related to pressure drops. In three different cyclone separator models, as a result of the analysis performed at three different inlet velocities, it was observed that the pressure drops increased with the decrease of the helix angle. By keeping the models constant, it was observed that pressure drops increased again with the increase of inlet velocities. This is due to the increase of centrifugal forces in both components of the cyclone separator.

REFERENCES

[1] Avcı, A., Erel, G.K., 2003. Siklon Separatörlerde Uzunluğun Verime Etkisi Ve Optimizasyonu: Uludağ Üniversitesi *Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt 8, Sayı 1*, 2003, 8(1): 101-109

[2] Avcı, A. Ve I. Karagoz. 2003. Effect of Flow and Geometrical Parameters on the Collection Efficiency in Cyclone Seperators. *Aerosol Science*, 34: 937-955.

[3] Bashir, K.,2015**.** Design and fabrication of cyclone separator, *Master Thesis*, China University of Petroleum, DOI: 10.13140/RG.2.2.20727.83368

[4] Cortes, C., A. Gıl. 2007**.** Modeling the Gas and Particle Flow Inside Cyclone Seperators, *Progress in Energy and Combustion Science*, 33: 409-452.

[5] Çalışkan, E. 2017. Sanal gövdeli mini bir siklon ayırıcının tasarlanması ve deneysel incelenmesi. *Master Thesis*, School of Natural and Applied Science, Mechanical Engineering Department, Uludağ University, Bursa, Turkey

[6] Caliskan, M. E., Karagoz, I., Avci, A., & Surmen, A. 2019. An experimental investigation into the particle classification capability of a novel cyclone separator. *Separation and Purification Technology*., 209: 908-913.

[7] Dırgo, J. And D. Leıth. 1985. Cyclone Collection Efficiency: Comparison of Experimental Results with Theoretical Predictions, *Aerosol Sci.Tecnol*., 4: 401-411.

[8] Elsayed, K., Lacor, C.,2011. The effect of cyclone inlet dimensions on the flow pattern and performance: *Applied Mathematical Modelling* 35 (2011) 1952–1968

[9] Erbaş, M. Sofuoğlu, A. Bıyıkoğlu, A. and Uslan, İ. 2013. Bir Toz Tutucu Siklon Ayrıcının Tasarımı Ve sayısal Metodlar Kullanılarak İyileştirilmesi: *Ulıbtk'13 19. Ulusal Isı Bilimi Ve Tekniği Kongresi,* 9-12 Eylül 2013, Samsun

[10] Fdlelseed A.M.A.,2018. Performance Investigation Of A Mini Cyclone With Virtual Body, *Master Thesis,* School of Natural and Applied Science, Mechanical Engineering Department, Uludağ University, Bursa, Turkey

[11] Gil, A., C. Cortes, L.M. Romeo And J. Velılla. 2002. Gas-Particle Flow Inside Cyclone Diplegs with Pneumatic Extraction, *Pow. Technol.*, 128: 78–91.

[12] Gımbun, J., T.G. Chuah, A. Fakhru‟L-Razı And S.Y. Choong Thomas. 2005**.** The Influence of Temperature and Inlet Velocity on Cyclone Pressure Drop: A CFD Study, *Chem.Eng. Process*., 44: 7–12.

[13] Gımbun, J., T.G. Chuah, A. Fakhru‟L-Razı And S.Y. Choong Thomas. 2005. Prediction ofthe effects ofcone tip diameter on the cyclone performance: *Aerosol Science.,* 36: 1056–1065

[14] Gırıfıths, W.D. And F. Boysan. 1996. Computational Fluid Dynamics (CFD) and Empirical Modeling of the Performance of A Number of Cyclone Samplers, *J. Aerosol Sci.*, 27: 281-304.

[15] Gong, G.,Yang, Z. And Zhu, S.,2012. Numerical investigation of the effect of helix angle and leaf margin on the flow pattern and the performance of the axial flow cyclone separator: *Applied Mathematical Modelling*., 36: 3916–3930

[16] Haig, C.W. and Mcilwain, S., 2015. An empirical investigation into the influence of pressure drop on particle behaviour in small scale reverse-flow cyclones, *Powder Technology.,* 275: 172–181

[17] Hoffmann, A.C., Stein, L.E. 2008. Gas Cyclones and Swirl Tubes: Principles,Design and Operation. *Springer-Verlag*, Berlin Heidelberg, 562 pp.

[18] Hoffman, A.C. And E.S. Louıs. 2008. Gas Cyclones and Swirl Tubes, *Springer, Verlag* Berlin Heidelberg.

[19] IOZA, D.L. And D. LEITH. 1989. Effect of Cyclone Dimensions on Gas Flow Pattern and Collection Efficiency, *Aerosol Sci.Technol*., 12: 598-606.

[20] Jiang, Z., Chen, J. and Chen, J.,2018. Effect of Inlet Air Volumetric Flow Rate on the Performance of a Two-Stage Cyclone Separator: *ACS Omega* 2018, 3, 13219−13226

[21] Karagöz, İ. Ve A. Avcı. 2005. Modelling of the Pressure Drop in Tangential Inlet Cyclone Seperators. *Aerosol Sci Technol.,* 39(9): 857-865.

[22] Karagöz, İ. Ve F. Kaya. 2007. CFD Investigation of the Flow and Heat Transfer Characteristics in A Tangential Inlet Cyclone, *Int. Com. in Heat and Mass Trans*., 34(9-10): 1119-1126.

[23] Karagöz, İ. Ve F. Kaya. 2009**.** Numerical Investigation of Performance Characteristics of A Cyclone Prolonged with A Dipleg, *Chemical Engineering Journal.*, 151: 39–45.

[24] Kaya, F. Ve İ. Karagoz. 2007. Girdaplı Akışlarda Türbülans Modellerinin Uygunluğunun İncelenmesi, *Uludag Üni.Müh.-Mim.Fak.Dergisi.,* 1:85-96.

[25] Karagöz, I., Avci, A., Surmen, A.,2013. Development of a new method for evaluating vortex length in reversed flow cyclone separators: *Powder Technology.,* 235: 460–466

[26] Karagoz, I., Avci, A., Surmen, A., Sendogan O. 2013**.** Design and performance evaluation of a new cyclone separator. *Journal of Aerosol Science.,* 59: 57-64.

[27] Karakaş, C., 2020, Yüksek verimli farklı geometrideki mini siklonların performansının deneysel olarak incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi,* Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Bölümü, Uludağ Üniversitesi Bursa, Türkiye

[28] Kaya, F. Ve İ. Karagoz. 2008. Performance Analysis of Numerical Schemes in Highly Swirling Turbulent Flows in Cyclones, *Current Sci*., 94(10):1273-1278.

[29] Luan, Y. and Sun, H.,2014. Experimental and Numerical Study on the Resistance Performance of an Axial Flow Cyclone Separator: *Hindawi Publishing Corporation Mathematical Problems in Engineering Volume 2015*, Article ID 384524

[30] Patankar, S. 1980. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. *Hemisphere Publishing Corp.*, 18(2): 197-229.

[31] Sakin,A.,Karagöz,İ.,Avci,A.2017. A Computational Comparison of Flow and Pressure Fields in Axial and Reverse Flow Cyclone Separators. *International Journal of Computational and Experimental Science and Engineering.*, 3(2): 20-25

[32] Slack, M.D., R.O. Prasad, A. Bakker And F. Boysan. 2000. Advances in Cyclone Modeling Using Unstructured Grids, *Chemical Engineering Research and Design.*, 78(8): 1098-1104.

[33] Teke, M. 2010. Gaz-Partikül İki Fazlı Girdaplı Akışların Matematik Modellenmesi Ve Sayısal Çözümü. *Yüksek Lisans Tezi,* Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Bölümü, Uludağ Üniversitesi Bursa, Türkiye

[34] Wu. Z., Ji, Z., Duan, L And Zhuang, J. 2016.The flow pattern and entropy generation in an axial inlet cyclone with reflux cone and gaps in the vortex finder , *Powder Technology*., 303: 192–202

[35] Zhu, Y. And K.W. Lee. 1999. Experimental Stuady on Small Cyclones Operating at High Flow Rates, *J. Aerosol Sci*., 30: 1303–1315.

DERİN ÖĞRENME TABANLI MODEL İLE LİTYUM-İYON BATARYANIN KALAN KULLANIM ÖMRÜNÜN TAHMİNİ

Meltem Süpürtülü [1,2], Ersen Yılmaz[1]

[1] Bursa Uludağ Üniversitesi, Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü, Bursa, Türkiye
[2] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş., Ar-Ge Merkezi, Bursa, Türkiye
Sorumlu Yazar: Meltem Süpürtülü, meltem.supurtulu@tofas.com.tr

ÖZET

Son yıllarda yüksek enerji yoğunlukları ve uzun çevrim ömrü sayesinde lityum iyon bataryalar yoğun olarak araştırılmaktadırlar. Lityum iyon bataryalar, tüketici elektroniğinden savunma elektroniğine kadar geniş bir kullanım alanına sahiptir. Lityum iyon bataryaların kullanımının tehlikeli olması nedeniyle gerçekleşen hata ve arızalar geçmişten günümüze kadar can kayıplarına ve ekonomik zararlara sebep olmuştur. Bu sebeple kaza riskini azaltmak, fonksiyonlarının devamını sağlamak ve güvenirliği artırmak için makine ve araçlarda uzun yıllardır bakım yapılmaktadır. Bataryaların bakım planları, tahmin ve sağlık yönetimi yardımı ile sistemin duruma dayalı bakım planının bir parçası olarak güvenli bir şekilde kullanılmaktadırlar. Bataryanın tahmin ve sağlık yönetimi değerlendirmesinin temeli, bataryanın sağlık durumu ve kalan faydalı ömür tahminine dayanmaktadır. Bu çalışmada, bir lityum iyon bataryanın sağlık durumu ve kalan faydalı ömür bilgilerini tahmin etmek için Uzun-Kısa-Süreli Bellek Ağı yöntemi kullanılmıştır. Uzun-Kısa-Süreli Bellek Ağı yöntemi, NASA Ames Prognostics Center of Excellence veritabanında halka açık olan bir batarya veri kümesine uygulanmıştır. Deneysel sonuçlar, lityum iyon batarya uygulaması için Uzun-Kısa-Süreli Bellek Ağı algoritması kullanılarak bataryanın sağlık durumu ve kalan faydalı ömür tahmini sağlayabildiğini göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Lityum-iyon batarya, Tahmin ve Sağlık Yönetimi, Derin öğrenme, Uzun-Kısa-Süreli Bellek Ağı.

REMAINING USEFUL LIFE PREDICTION OF LITHIUM-ION BATTERY WITH A DEEP LEARNING-BASED MODEL

ABSTRACT

In recent years, lithium-ion batteries have been investigated intensively owing to their high energy densities and long cycle life. Lithium-ion batteries have a wide range of usage from consumer electronics to defense electronics. Due to the faults and failures caused by the unconscious use of lithium-ion batteries which accidents have caused loss of life and economic damage in many areas until today. For this reason, maintenance has been carried out on machines and vehicles for many years to reduce the risk of accidents, ensure the continuity of their functions and increase reliability. Batteries are used safely as part of the system's condition-based maintenance plan, with the help of maintenance plans, forecasting, and health management. The basis of the battery's prognostics and health management assessment is based on the battery's state of health and remaining useful life estimation. In this study, a Long-Short-Term Memory method is used for estimating the state of health and remaining useful life information of a lithium-ion battery. The Long-Short-Term Memory method is applied on a battery dataset, which is publicly available on the NASA Ames Prognostics Center of Excellence database. Experimental results demonstrate that the state of health and remaining useful life estimation can be provided by using the Long-Short-Term Memory algorithm for lithium-ion battery application.

Keywords:, Lithium-ion Battery, Prognostic and Health Management, Deep learning, Long-Short-Time Memory.

1. GİRİŞ

Lityum-iyon bataryalar, günümüzde ticarileştirilen ikincil bataryalar arasında en iyi derece enerji yoğunluklu bataryalardır. Diğer ikincil bataryalara kıyasla nispeten hafif olmaları ve yüksek enerji yoğunlukları nedeniyle taşınabilir ürünlerden büyük enerji depolama sistemlerine kadar teknolojinin çeşitli alanlarında yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Özellikle elektrikli araçların yaygınlaşmasıyla birlikte batarya depolama kapasitesi ve kararlılık sorunlarını çözmek için lityum-kükürt, lityum-hava, sodyum-magnezyum ve katı hal bataryaları gibi yeni nesil bataryalar geliştirilmektedir ve aracın kilometre performansına katkısını arttırmaktadır. Lityum-iyon bataryalarda performans, maliyet, enerji yoğunluğu, güç yoğunluğu, güvenlik gibi parametrelerinin kıyaslanmasına dair detaylı bilgi için Hannan ve arkadaşlarının (2018) çalışmasına bakılabilir. Ancak bu yeni nesil bataryaların ticarileştirilmeden önce çözülmesi gereken pek çok sorunu mevcuttur. Bu nedenle, ileriye doğru hareket ederken, lityum iyon batarya pazarının genişlemeye devam etmesi beklenmektedir. Özellikle cep telefonu ve kişisel mobilite (elektrikli bisiklet, elektrikli mobilet vb.) pazarının büyümesiyle birlikte, verimli enerji kullanımı ve lityum iyon bataryaların kararlılık sorunu giderek daha önemli hale gelmiştir. Azaltılmış kullanım ömrü, tekrarlanan şarj-deşarj, aşırı şarj, aşırı deşarj ve aşırı akım gibi sorunlara neden olabilmektedir. Ayrıca, elektrikli bisikletlerin ev içinde şarj edilmesiyle birlikte ev sahipleri tarafından genellikle kullanım ömrü dikkate alınmadan şarj edilmektedir ve bu durumda oluşan aşırı ısınma ve ateşleme nedeniyle yangın kazalarına yol açmaktadır (Kim ve Moon, 2021).

Lityum-iyon bataryalar, nominal kapasiteleri başlangıç kapasitelerinin %80'inin altına düştüğünde ömrünü tamamlamış oldukları kabul edilmektedir (Cordoba-Arenas ve ark., 2015; Majeau-Bettez ve ark., 2011). Bu bataryaların ömrünün tahmin edilmesi, verimli kaynak kullanımı, istikrarlı yönetim ve enerji depolama cihazlarının istikrarlı kullanımı için çok önemlidir. Yaşam ömrünün tahmini üzerine çok fazla araştırma yapılmasına rağmen, temsili olanlar Sim ve arkadaşları (2013) tarafından yapılmış bir çalışmada iyi bir şekilde özetlenmiştir. NASA tarafından, bataryanın iç empedansı ölçülerek bir ömür çalışması önerilmiştir, ancak bu, pahalı ekipman ve karmaşık deneyler kullandığı için pratik uygulamalar için uygun değildir (Gao ve ark., 2017; Kim ve Moon, 2021).

Teknolojik olarak Tahmin Sağlık Yönetimi (PHM, Prognostics of Health Management), bir sistemin mevcut sağlık durumunu (SoH, State of Health) ve kalan faydalı ömrünü (RUL, Remaining Useful Life) tahmin etmeyi amaçlamaktadır (Qui ve ark., 2003; Wang ve ark., 2018; Jafed ve ark., 2017). Spesifik olarak RUL tahmini, sistem güvenliğini ve güvenilirliğini analiz etmek, garanti etmek ve geliştirmek için PHM'nin temel teknolojisidir. Genel olarak, tahmin değerlendirme için iki ana yaklaşım vardır; veriye dayalı ve fizik tabanlı modeller. Lityum-iyon bataryalarının RUL tahmininde veriye dayalı modeller literatürde çok ilgi görmektedir (Wang ve ark., 2018; Long ve ark., 2013; Liu ve ark., 2010; Chaoui ve ark., 2017, Xia ve ark., 2018; Liu ve ark., 2015; Zhou ve ark., 2016; Ng ve ark., 2014; Cheng ve ark., 2015; Yang ve ark., 2018; Khumprom ve Yodo, 2018). LSTM, veriye dayalı modeller arasında öne çıkan algoritmalardan birisidir.

LSTM tabanlı tahmin ve sağlık durumu yönetimi çalışmalarının son birkaç yılda gerçekleştirilen uygulamaları Tablo 1'de yer almaktadır (Kara, 2021).

Tablo 1. Son birkaç yılda gerçekleştirilen çalışmalarda lityum-iyon bataryaların LSTM modellerinin bir özeti

Referans	Yıl	Yöntem	Açıklama
Zhang ve ark.	2018	LSTM + RNN	RUL tahmini
Wang ve ark.	2018	DLSTM	Artımlı öğrenme ve L2 düzenlemesi ile RUL tahmini
Ellefsen ve ark.	2019	RBM + LSTM + GA	Yarı denetimli öğrenme kullanarak RUL tahmini
Hu ve Yu	2019	LSTM + DBN	RUL tahmini
Qu ve ark.	2019	LSTM + PSO	SOH ve RUL tahmini
Yong-sheng ve ark.	2020	CEEMDAN-LSTM	Yeni bir yaklaşım ile RUL tahmini
Wen ve ark.	2021	LSTM - tabanlı	Optimize edici (RS ve TPE) ile RUL tahmini
Yayan ve ark.	2021	LSTM - tabanlı	Yeni bir yaklaşım ile SOH tahmini
Kara	2021	CNN+LSTM+PSO	Hibrit bir yaklaşım ile SOH ve RUL tahmini

RS: Rastgele Arama (Random Search), TPE: Ağaç Parzen Tahmincisi (Tree Parzen Estimator)
RBM: Sınırlandırılmış Boltzman Makineleri (Restricted Boltzman Machines), GA: Genetik Algoritmalar (Genetics Algorithms)
RNN: Tekrarlayan Sinir Ağı (Recurrent Neural Network), PSO: Parçacık Sürü Optimizasyonu (Particle Swarm Optimization)
DBN: Derin İnanç Ağı (Deep Belief Network), CEEMDAN: Uyarlamalı Gürültü ile Tam Grup Ampirik Modu Ayrışma (Complete Ensemble Empirical Mode Decomposition with Adaptive Noise)

Bu çalışmada, lityum iyon bataryaların SoH ve RUL'sini tahmin etmek için Uzun Kısa Süreli Bellek Ağı (LSTM) kullanılarak veriye dayalı bir modelin ön çalışması sunulmuştur. Bu çalışmanın etkinliği, NASA Ames Prognostics Excellence Center'dan (PCoE) alınan lityum iyon batarya veri setinde test edilmiştir (Saha ve Goebel, 2007). Bölüm 2'de, PHM uygulamasına genel bakışı ve bu çalışmada kullanılan lityum-iyon bataryanın özellikleri sunulmuştur, Bölüm 3'te, LSTM analizi ve modellemesi incelenmiştir, Bölüm 4'te, deneysel sonuçlar yer alırken, Bölüm 5'te, sonuç ve gelecekteki olası çalışmalar yer almaktadır.

2. TAHMİNLER VE SAĞLIK YÖNETİMİ

PHM, sistemin duruma dayalı bakım (CBM, Condition-Based Maintenance) planının bir parçası olarak dahil edilmesi gerekmektedir. CBM planı önleyici bir strateji olarak kabul edildiğinden bakım görevlerinin yalnızca ihtiyaç duyulduğunda gerçekleştirileceği anlamına gelmektedir. Bu ihtiyaç, belirli bir sistemin bileşenlerinin sağlık durumu veya bir bütün olarak sistemin sağlık durumu sürekli olarak değerlendirilerek belirlenebilmektedir (Camci, ve Chinnam, 2010). CBM, teşhis ve tahmin olmak üzere iki ana görevi içermektedir. Teşhis, SoH olarak tanımlanan sistemin mevcut sağlık durumunun ve arızaların tanımlanması sürecidir, tahmin ise arızaya kadar geçen süreyi kestirim sürecidir. Bir arıza gözlemlenmeden önce kalan süre, bir sistemin kalan faydalı ömrü (RUL) olarak tanımlanır (Jennions, 2011). Sistemler arızalanana kadar çalıştığında ciddi olumsuz sonuçlardan kaçınmak için bakımlar sistem hâlâ çalışır durumdayken yapılması gerekmektedir. Bu tür bakımlar erken planlar ve hazırlıklar ile çözüme ulaşılmaktadır (Eker ve ark., 2012). Bu nedenle, özellikle kritik sistemler için CBM, sistemin işleyişinin bir parçası olarak uygun şekilde dahil edilmesi gerekmektedir. Sistemin tahmini, CBM'de çok önemli bir faktördür. Tahmin süreçleri ayrıca iki aşama içermektedir. Tahminlerin ilk aşaması, mevcut sağlık durumunu veya sağlık durumunu (SoH) değerlendirmeyi amaçlamaktadır. Literatürde bu aşamayı tanımlamak için genellikle kullanılan terimler, aynı zamanda tanılama kapsamında da değerlendirilebilecek olan, önem derecesi tespiti ve bozulma tespitidir. Bu aşamada örüntü tanıma gibi görevleri gerçekleştirmek için sınıflandırma veya kümeleme teknikleri kullanılabilmektedir. İkinci aşamada amaç, bozulma eğilimi tahmin edilerek ve kalan faydalı ömrü (RUL) belirlenerek arıza süresini tahmin edilmesidir. Trend projeksiyonu, izleme teknikleri veya zaman serisi analizi bu aşamaya dahildir. Tahmin analiziyle ilgili akademik makalelerin çoğu sadece ilk aşamayı ele almaktadır (Qui ve ark., 2003; Khumprom ve Yodo, 2018; Javed ve ark., 2017). Bu çalışma, batarya sistemindeki tahminler ile hem birinci hem de ikinci fazlarına odaklanılan hem SoH hem de RUL'u oluşturmayı ve analiz etmeyi amaçlamaktadır.

Genel olarak, tahmin değerlendirme için mevcut iki ana yaklaşım vardır; veriye dayalı model ve fizik tabanlı modeller. Veriye dayalı yöntemler, arızaya kadar çalıştırılan sistemlerden yeterli veri veya örnekler gerektirirken, fizik tabanlı yöntemler sistemin arızalarını arıza ilerleme fiziği yoluyla değerlendirir. Hem veriye dayalı hem de fizik tabanlı modelin ayrıca farklı gereksinimleri ve kullanım durumları vardır. Bu çalışmada, lityum-iyon batarya tahminlerinin veriye dayalı modeli ele alınmıştır.

2.1. Lityum-İyon Batarya Tahminleri

Bu çalışmanın tahmin analizinde kullanılan lityum iyon batarya verileri, NASA Ames Prognostics Excellence Center (PCoE) veri deposundan alınmıştır (Saha ve Goebel, 2007). Bu veri seti, 18650 boyutlu şarj edilebilir lityum iyon bataryaların test sonuçlarını içermektedir. Deneysel veriler, şarj, deşarj ve empedans olmak üzere üç farklı lityum iyon batarya çalışma test koşulundan elde edilmiştir. Bütün deneyler oda sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Şarj durumunda, gerilim 4,2 V'ye ulaşana kadar 1,5A sabit akımda gerçekleştirilmiştir ve ardından şarj akımı 20 μA'ya düşene kadar sabit bir gerilimde şarj etmeye devam edilmiştir. Deşarj durumunda, gerilim 2,7 V, 2,5 V ve 2,2 V'a düşene kadar 2 A sabit akımda da gerçekleştirilmiştir. Aynı testler 5, 6 ve 7 numaralı bataryalar için de yapılmıştır. NASA Ames, empedansı ölçmek için elektrokimyasal empedans spektroskopisi (EIS, Electrochemical Impedance Spectroscopy) yöntemi (0,1 Hz'den 5 kHz'e kadar frekans taraması) kullanılarak yapılmıştır. Birden çok döngüde tekrar tekrar şarj ve deşarj testleri yaparak, bataryaların yaşlanma özelliklerini hızlandırmaktadır. Bataryalar, nominal kapasiteden %30 azalma olarak tanımlanan ömür sonu kriterlerine ulaştığında testler sonlandırılmıştır (Khumprom ve Yodo, 2018).

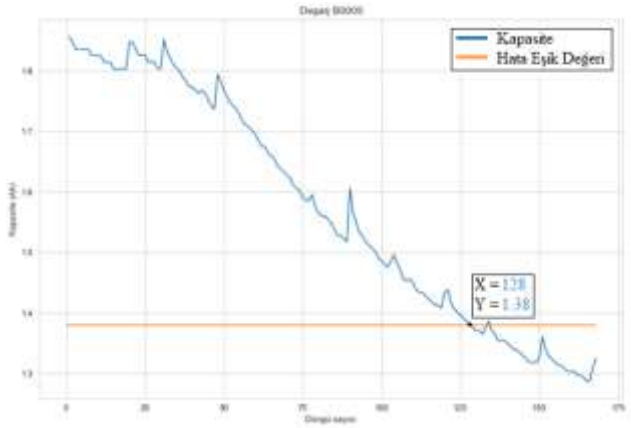
Batarya durum tahminini değerlendirmek için bataryanın SoH'si tanımlanmalıdır. Bu nedenle, SoH, RUL ile birlikte kullanılan veriye dayalı modelin ana tahmin özniteliği olacağından, SoH'nin net tanımı önemlidir. Bataryanın durum tahmin analizi için batarya veri setindeki bazı parametreler ile Şarj Durumu (SoC, State of Charge) ve SoH tanımı gereklidir. Lityum-iyon bataryanın bir döngüdeki şarj ve deşarj sürecine dair detaylı bilgi Wei ve arkadaşlarının (2018) gerçekleştirdiği çalışmada yer almaktadır. Bataryanın şarj durumu, batarya sisteminin güvenilirliğini göstermektedir. Literatürdeki SoC tanımı, mevcut şarj miktarı ile maksimum şarj miktarı arasındaki orandır (Yang ve ark., 2007; Bai ve ark., 2014). Bazı durumlarda, mevcut şarj miktarı, batarya üreticileri tarafından sağlanan nominal kapasite ile de değiştirilebilir. SoC matematiksel olarak Eş. (1)'de ifade edilmiştir.

$$SoC = \frac{Q_{mevcut}}{C_N} = \frac{Q_{mevcut}}{C_{max,p}} \quad (1)$$

Burada Q_{mevcut}, mevcut durumdaki şarj miktarını ve C_N ise batarya üreticisi tarafından belirlenen kapasite oranıdır. SoC'yi ölçmenin farklı yollarının yanı sıra SoH, batarya sağlığı yönetimi için bir başka önemli parametredir. SoH, batarya sisteminin sağlık durumunun doğrudan göstergesidir. SoH genel olarak Eş. (2)'de tanımlanmıştır.

$$SoH = \frac{C_{max,p}}{C_N} \quad (2)$$

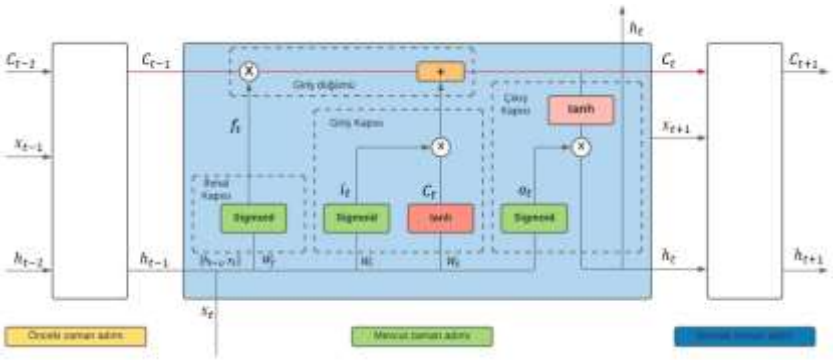
Burada $C_{max,p}$, mevcut zaman durumunda çalışan bataryadan ölçülen maksimum pratik kapasiteyi temsil etmektedir. Bu parametre bataryanın yaşlanmaya maruz kalmasının etkisiyle zamanla yok olabilmektedir. Bir batarya tahmin sağlık yönetimindeki en önemli görevlerden biri, $C_{max,p}$,'yi doğru bir şekilde tahmin etmektir, çünkü sırasıyla SoC ve SoH tahminleri için hem Eş. (1) hem de Eş. (2)'de $C_{max,p}$ gereklidir. Test edilen batarya veri seti, bataryanın tüm yaşlanma bilgilerini içermektedir ve bataryanın SoH değeri, döngü 0'dan döngü 168'e kadar hesaplanmıştır. Kapasitesi başlangıç değerinin %70'ine (1,38 Ah) düştüğünde batarya ömrünün sonlandığı kabul edilmektedir. Şekil 1'de 5 nolu bataryanın SoH eğrisinde döngü sayısı arttıkça SoH'sinin katlanarak azaldığı görülmektedir.



Şekil 1. Tüm Li-ion batarya ömrü boyunca kapasite değişim eğrisi

3. LSTM-TABANLI RUL TAHMİNİ

Gers ve arkadaşlarının (1999) önerdiği LSTM modeli, bu bölümde lityum-iyon batarya RUL tahmini için açıklanmıştır. Temel LSTM mimarisi Şekil 2'de gösterildiği gibi, x_t mevcut zaman adımındaki girdiyi, h_{t-1} önceki zaman adımındaki çıktıyı ve h_t geçerli zaman adımındaki çıktıyı temsil etmektedir. C_{t-1} önceki zaman adımındaki ve C_t mevcut zaman adımındaki hücre belleğidir. Hücre belleğinde yer alan bilgiler bilgi aktarımı için kullanılmaktadır. Bu bilgiler iletim boyunca değişime uğramamaktadır. LSTM temel olarak bir ihmal kapısı, giriş kapısı, giriş düğümü ve çıkış kapısı içermektedir.



Şekil 2. Temel LSTM iç yapısı (Gers ve ark., 1999)

İhmal kapısı, bilgilerin analiz edilmesi ile hücrede kalmasına karar verebilme yeteneğine sahip olduğundan çok önemlidir. Bu yüzden lityum-iyon batarya RUL tahmini için kullanılan ihmal kapısı, bir sonraki zaman adımının tahmin

sonucunu etkilemeyen önceki bazı gereksiz bilgileri atabilmektedir. Giriş kapısı ve giriş düğümü, depolanan yeni bilgilerin belirlenmesini sağlamaktadır. Çıktı kapısı, bilgi çıktısını sağlamaktadır. Bu nedenle, Şekil 2'ye göre, LSTM'nin temel formülleri aşağıdaki eşitliklerde ifade edilmektedir:

$$f_t = \sigma(W_f * [h_{t-1}, x_t] + b_f) \quad (3)$$

$$i_t = \sigma(W_i * [h_{t-1}, x_t] + b_i) \quad (4)$$

$$\tilde{C}_t = \tanh(W_C * [h_{t-1}, x_t] + b_C) \quad (5)$$

$$C_t = f_t * C_{t-1} + i_t * \tilde{C}_t \quad (6)$$

$$o_t = \sigma(W_o * [h_{t-1}, x_t] + b_o) \quad (7)$$

$$h_t = o_t * \tanh(C_t) \quad (8)$$

burada σ, sigmoid fonksiyonudur; W_f, W_i, W_C ve W_o ağırlık matrisleridir; b_f, b_i , b_C ve b_o bias vektörleridir. Lityum iyon batarya RUL tahmini için LSTM uygulandığında, üç sorun ortaya çıkmaktadır (Khumprom ve Yodo, 2018). İlk olarak, stokastik gradyan inişi (SGD, stochastic gradient descent), mini toplu gradyan inişi ve RMSprop gibi geleneksel gradyan iniş yöntemleri hızlı yakınsamayı garanti edememektedir. İkinci sorun, aşırı uydurma olgusudur. Son sorun ise dinamik tahmindir. LSTM'in hızlı yakınsamaya sahip olabilmesi için uyarlamalı moment tahmini (ADAM, Adaptive Moment Estimation) kullanılmıştır (Wang ve ark., 2018). Kingma ve Ba (2014) tarafından önerilen ADAM yönteminin, öğrenme hızı kaybını, yavaş yakınsamayı ve kayıp fonksiyonundaki önemli değişiklikleri önleyebildiği belirtilmiştir (Khumprom ve Yodo, 2018).

3.1. Değerlendirme Kriteri

Bu çalışmada, tahmin performansını değerlendirmek için ortalama karekök hatası (RMSE, Root Mean Square Error), ortalama mutlak hata (MAE, Mean Absolute Error) ve RUL tahmin hatası (RUL_{hata}) kullanılmıştır:

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{t}\sum_{i=1}^{t}(y_i - f(x_i))^2} \quad (9)$$

$$MAE = \frac{1}{t}\sum_{i=1}^{t}||y_i - f(x_i)|| \quad (10)$$

$$RUL_{hata} = RUL_{tahmin} - RUL_{gerçek} \quad (11)$$

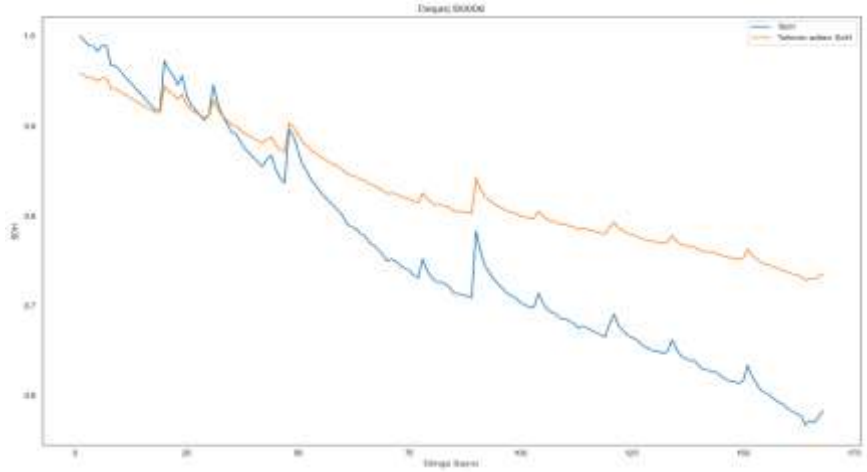
Burada, y_i gerçek değerdir ve $f(x_i)$ tahmin edilen değerdir; RUL_{tahmin}, tahmin edilen RUL'dur ve $RUL_{gerçek}$, gerçek RUL'dur (Wang ve ark., 2018).

4. DOĞRULAMA

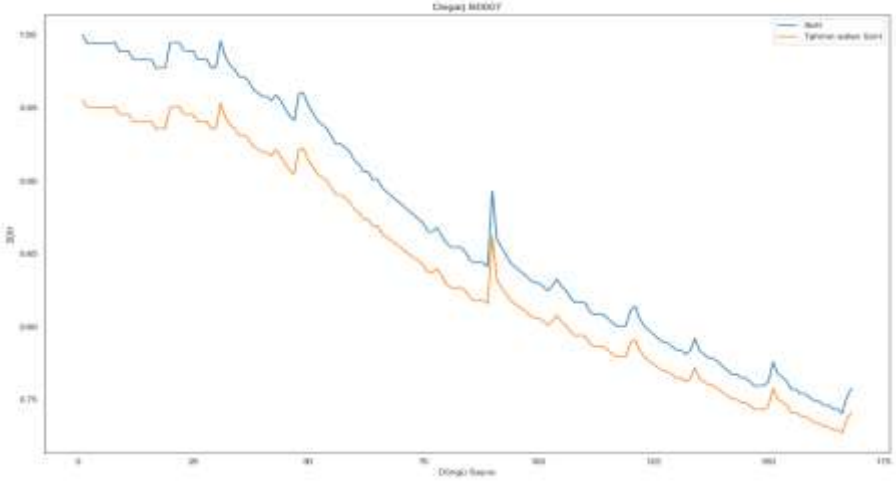
Derin öğrenme tabanlı model (LSTM), 5 nolu batarya üzerine kurulmuştur. Test için 6 ve 7 nolu bataryalar kullanılmıştır. Önce SoH bilgisi tahmin edilmiş ve daha sonra RUL tahmin edilmiştir (Tablo 2). SoH ve RUL tahminlerine ait grafikler Şekil 3'te sunulmuştur.

Tablo 2. Lityum-iyon bataryalarda SoH ve RUL tahmini sonuçları

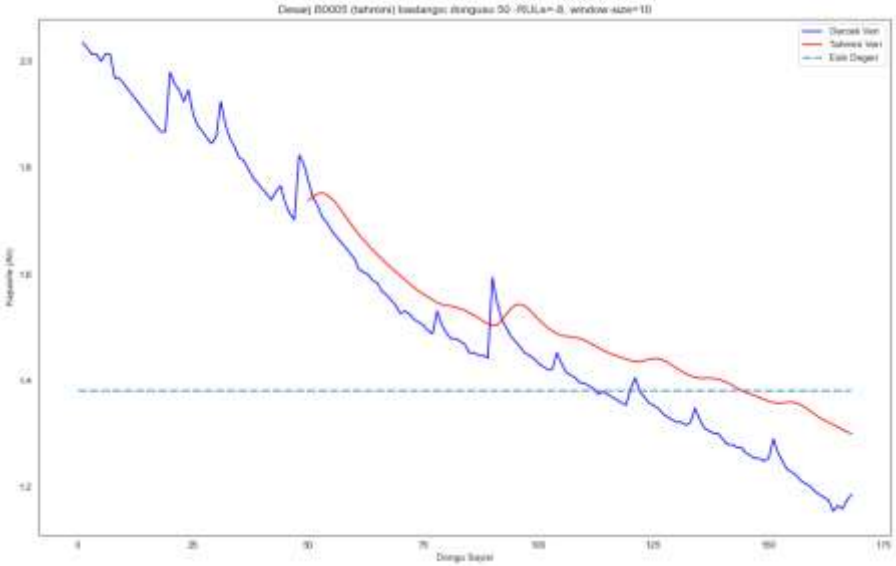
Batarya Numarası	SoH RMSE	RMSE	MAE	RUL_{hata}
#5	0.0895424	0.088	0.63792	32
#6	0.0923652	0.057	0.82514	22
#7	0.0304412	0.038	0.91305	15



Şekil 3a. 6 nolu bataryaya ait SoH tahminlerine ait grafik



Şekil 3b. 7 nolu bataryaya ait SoH tahminlerine ait grafik



Şekil 3c. 5 nolu bataryaya ait SoH ve RUL tahminlerine ait grafikler

5. SONUÇ

Tahmin ve sağlık yönetimi (PHM), lityum iyon bataryanın güvenli bir şekilde çalışmasını sağlayabilmektedir. Bataryanın tahmin ve sağlık yönetimi değerlendirmesinin temeli, bataryanın sağlık durumu ve kalan faydalı ömür tahminine dayanmaktadır. Bu çalışmada, bir lityum iyon bataryanın sağlık durumu ve kalan faydalı ömür bilgilerini tahmin etmek için Uzun-Kısa-Süreli Bellek Ağı yöntemi kullanılmıştır. Uzun-Kısa-Süreli Bellek Ağı yöntemi, NASA Ames Prognostics Center of Excellence veritabanında halka açık olan bir batarya veri kümesine uygulanmıştır. NASA #5, #6 ve #7 batarya veri setlerindeki doğrulama sonuçları, yöntemin uygulanabilirliğini ve etkinliğini göstermektedir. Ancak, çalışma koşulları ve ortam sabit kabul edilmiştir. Farklı işlemlere ve ortamlara dayanan lityum-iyon batarya ve çeşitli batarya verilerine dair RUL bilgisi, gelecekteki araştırmalarda dikkate alınacaktır. Ayrıca, lityum-iyon batarya PHM'si için belirsizliklerin yönetimi de önemlidir. Temel amacı, çeşitli belirsizliklerin etkisini analiz etmek ve tahminler için bir güven katsayısı sağlamaktır. Gelecekte, makine öğrenmesi ve derin öğrenme tabanlı belirsizlik teknolojileri, lityum-iyon batarya belirsizliklerinin yönetimini gerçekleştirmek için dikkate alınacak ve eklenecektir.

TEŞEKKÜR

Meltem Süpürtülü 118C083 numaralı "Geleceğin Otomobilleri İçin Rekabetçi Tasarım ve Malzeme Geliştirme Girdilerinin İleri Teknoloji Uygulamaları ile Geliştirilmesi" adlı Tübitak-Bideb 2244 projesinde bursiyer doktora öğrencisi olarak yer almaktadır. Yazar, TÜBİTAK, Bursa Uludağ Üniversitesi ve TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş.'ye teşekkür etmektedir.

REFERENCES

[1] Kim, T.-K., Moon, S.-C. (2021) "Novel Practical Life Cycle Prediction Method by Entropy Estimation of Li-Ion Battery". Electronics, 10, 487. https://doi.org/10.3390/ electronics10040487.

[2] Hannan, M. A., Hoque, M. M., Hussain, A., Yusof, Y., Ker, P. J. (2018) "State-of-the-Art and Energy Management System of Lithium-Ion Batteries in Electric Vehicle Applications: Issues and Recommendations". IEEE Access, 6, 19362–19378. doi:10.1109/access.2018.2817655.

[3] Cordoba-Arenas, A., Onori, S., Guezennec, Y., Rizzoni, G. (2015) "Capacity and power fade cycle-life model for plug-in hybrid electric vehicle lithium-ion battery cells containing blended spinel and layered-oxide positive electrodes". J. Power Sources, 278, 473–483.

[4] Majeau-Bettez, G., Hawkins, T.R., Stromman, A.H. (2011) "Life Cycle Environmental Assessment of Lithium-Ion and Nickel Metal Hydride Batteries for Plug-In Hybrid and Battery Electric Vehicles". Environ. Sci. Technol., 45, 4548–4554.

[5] Gao, Y., Jiang, J., Zhang, C., Zhang, W., Ma, Z., Jiang, Y. (2017) "Lithium-ion battery aging mechanisms and life model under different charging stresses". J. Power Sources, 356, 103–114.

[6] Wang, C., Lu, N., Wang, S., Cheng, Y., Jiang, Y. (2018) "Dynamic Long Short-Term Memory Neural-Network-Based Indirect Remaining-Useful-Life Prognosis for Satellite Lithium-Ion Battery" Appl. Sci., 8, 2078; doi:10.3390/app8112078.

[7] Javed, K., Gouriveau, R., Zerhouni, N. (2017) "State of the art and taxonomy of prognostics approaches, trends of prognostics applications and open issues towards maturity at different technology readiness levels". Mech. Syst. Signal Process, 94, 214–236.

[8] Long, B., Xian, W., Jiang, L., Liu, Z. (2013) "An improved autoregressive model by particle swarm optimization for prognostics of lithium-ion batteries". Microelectron. Reliab., 53, 821–831.

[9] Liu, J., Saxena, A., Goebel, K., Saha, B., Wang, W. (2010) "An adaptive recurrent neural network for remaining useful life prediction of Lithium-ion batteries". In Proceedings of the Annual Conference of the Prognostics and Health Management Society 2010 (PHM 2010), Portland, OR, USA, 13–16 October 2010.

[10] Chaoui, H., Ibe-Ekeocha, C.C., Gualous, H. (2017) "Aging prediction and state of charge estimation of a LiFePO4 battery using input time-delayed neural networks". Electr. Power Syst. Res., 146, 189–197.

[11] Xia, B., Cui, D., Sun, Z., Lao, Z., Zhang, R., Wang, W., Sun, W., Lai, Y., Wang, M. (2018) "State of charge estimation of lithium-ion batteries using optimized Levenberg-Marquardt wavelet neural network". Energy, 153, 694–705.

[12] Liu, D., Zhou, J., Pan, D., Peng, Y.,Peng, X. (2015) "Lithium-ion battery remaining useful life estimation with an optimized relevance vector machine algorithm with incremental learning". Measurement, 63, 143–151.

[13] Zhou, Y., Huang, M., Chen, Y., Tao, Y. (2016) "A novel health indicator for on-line lithium-ion batteries remaining useful life prediction". J. Power Sources, 321, 1–10.

[14] Ng, S.S.Y., Xing, Y., Tsui, K.L. (2014) "A naive Bayes model for robust remaining useful life prediction of lithium-ion battery. Appl. Energy, 118, 114–123.

[15] Cheng, Y., Lu, C., Li, T., Tao, L. (2015) "Residual lifetime prediction for lithium-ion battery based on functional principal component analysis and Bayesian approach". Energy, 90, 1983–1993.

[16] Yang, D., Zhang, X., Pan, R., Wang, Y., Chen, Z. (2007) "A novel Gaussian process regression model for state-of-health estimation of lithium-ion battery using charging curve". J. Power Sources, 384, 387–395.

[17] Saha, B., Goebel, K. (2007) "Battery Data Set, NASA Ames Prognostics Data Repository"; NASA Ames: Moffett Field, CA, USA, 2007. Available online: https://ti.arc.nasa.gov/tech/dash/groups/pcoe/prognostic-data-repository/ (accessed on 5 June 2021).

[18] Zhang Y., Xiong R., He H., Pecht M.G. (2018) "Long short-term memory recurrent neural network for remaining useful life prediction of lithium-ion batteries". IEEE Trans Veh Technol 67:5695–5705. https://doi.org/10.1109/TVT.2018.2805189.

[19] Ellefsen A, et. al. (2019) "Remaining useful life predictions for turbofan engine degradation using semi-supervised deep architecture". Reliab Eng Syst Saf 183:240–251. https://doi.org/10.1016/j.ress.2018.11.027.

[20] Qu J, Liu F, Ma Y, Fan J (2019) "A neural-network-based method for RUL prediction and SOH monitoring of lithium-ion battery". IEEE Access 7:87178–87191. https://doi.org/10.1109/ACCESS. 2019.2925468.

[21] Yayan, U., Arslan, A.T., Yucel, H. (2021) "A Novel Method for SoH Prediction of Batteries Based on Stacked LSTM with Quick Charge Data, Applied Artificial Intelligence", 35:6, 421-439, doı: 10.1080/08839514.2021.1901033.

[22] Hu, T-Z., Yu, J-B. (2019) "Life prediction of lithium-ion batteries based on multiscale decomposition and deep learning." Journal of ZheJiang University (Engineering Science), 2019, 53(10): 1852-1864.

[23] Yong-sheng, S., Meng-zhuo, S., En-song, D., Yuan-tao, H., Yang, 0. (2020) "The Combined Prediction Method Of Lithium-ion Battery Life Based on CEEMDAN-LSTM" Journal of Engineering Science, University of Science and Technology Beijing. https://doi.org/10.13374/j.issn2095-9389.2020.06.30.007.

[24] Bai, G., Wang, P., Hu, C., Pecht, M. (2014) "A generic model-free approach for lithium-ion battery health management". Appl. Energy, 135, 247–260.

[25] Wei, J.W., Dong, G.Z., Chen, Z.H. (2018) "Remaining useful life prediction and state of health diagnosis for Lithium-Ion batteries using particle filter and support vector regression". IEEE Trans. Ind. Electron., 65, 5634–5643.

[26] Gers, F.A., Schmidhuber, J., Cummins, F. (1999) "Learning to forget: Continual prediction with LSTM". In Proceedings of the 9th International Conference on Artificial Neural Networks, (ICANN'99), Edinburgh, UK, 7–10 September 1999; pp. 850–855.

[27] Camci, F., Chinnam, R.B. (2010) "Health-state estimation and prognostics in machining processes". IEEE Trans. Autom. Sci. Eng. 2010, 7, 581–597.

[28] Jennions, I.K. (2011) "Integrated Vehicle Health Management: Perspectives on an Emerging Field". SAE International: Warrendale, PA, USA, 12, 660 20 of 21.

[29] Khumprom, P., Yodo, N. (2018) "A Data-Driven Predictive Prognostic Model for Lithium-Ion Batteries Based on a Deep Learning Algorithm" Energies 2019, 12, 660; doi:10.3390/en12040660.

[30] Eker, Ö.F., Camci, F., Jennions, I.K. (2012) "Major challenges in prognostics: Study on benchmarking prognostic datasets". In Proceedings of the First European Conference of the Prognostics and Health Management Society, Cranfield, UK, 25 May 2012.

[31] Sim, S.H., Gang, J.H., An, D., Kim, S.I., Kim, J.Y., Choi, J.H.(2013) "Remaining Useful Life Prediction of Li-Ion Battery Based on Charge Voltage Characteristics". Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B, 37, 313–322.

[32] Qiu, H., Lee, J., Lin, J., Yu, G. (2003) "Robust performance degradation assessment methods for enhanced rolling element bearing prognostics". Adv. Eng. Inform., 17, 127–140.

[33] Kingma, D.P., Ba, J. Adam (2014) "A method for stochastic optimization". arXiv 2014, arXiv:1412.6980.

[34] Kara, A. (2021) " A data-driven approach based on deep neural networks for lithium-ion battery prognostics". Neural Computing and Applications, https://doi.org/10.1007/s00521-021-05976-x.

OTOMOBİLDE MODÜLERLİK YAKLAŞIMI İLE KOMPOZİT MALZEMENİN OTOMOBİL YEDEK LASTİK BÖLGESİNDE YENİDEN TASARIMI

Çiğdem Bilge[1], Tolga Toprak[2], Utku Ünal[3]
[1,2,3] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş.Ar-Ge Merkezi, Bursa, Türkiye
[1]İlgili Yazar: cigdem.bilge@tofas.com.tr

ÖZET

Otomotiv endüstrisindeki öncelikli konulardan biri olan araç ağırlık hafifletme çalışmaları, her yeni dönemde daha sıkı bir şekilde takip edilen emisyon hedeflerinin yakalanabilmesi ve araç yakıt ya da enerji tüketim değerlerinin en aza indirilebilmesi için gerekli bir koşul haline gelmiştir. Otomobil üreticileri, daha düşük emisyona sahip motor geliştirme ya da daha uzun menzile ulaşmayı hedefleyen elektrik motoru, batarya ve batarya yönetim sistemleri geliştirme çalışmalarının yanında, araç ağırlık hafifletme çalışmalarını da uygulayarak gerek hedef CO_2 emisyon değerlerine gerekse daha uzun menzil değerlerine ulaşabilmektedir. Araç ağırlık hafifletme çalışmalarında son yıllarda yüksek mukavemetli ve enerji sönümlemesi yüksek olan kompozit malzemelerin kullanımı araç gövdesinde yaygın kullanıma sahip çelik malzemelerin yerini almaktadır.

Günümüz otomotiv sektöründe artan rekabetin bir sonucu olarak; firmalar farklı pazar ve segmentlerdeki modelleri için araç gövdelerindeki yapıları mümkün olduğunca yoğun bir şekilde ortaklaştırarak maliyet yükünün azaltılması ve sonucunda azalan maliyetler ile ürün pazarlama açısından daha rekabetçi bir yapı elde etmeyi amaçlamaktadırlar. Geliştirilen araç mimarileri; üretilen modellerin hedef ihtiyaçlarını karşılayarak, bu modellerin üretildiği mevcut tesislerin üretim alt yapılarını da en az şekilde etkileyerek, ortak parça ve sistem kullanımının artırımıyla daha rekabetçi olmaktadırlar.

Bu çalışmada, üretimi devam eden Sedan model bir aracın alt gövdesi üzerinde, daha önce çelik malzemeden geliştirilen araç arka taban bölgesinin, mevcut araç mimarisinden beklenen yapısal performans hedeflerini koruyarak araç ağırlık performansını iyileştirecek şekilde kompozit bir malzeme ile yer değiştirecek şekilde tekrar tasarlanması süreci, bu sayede araç hafifletme çalışmalarının farklı boyutlarda araç gövdelerine de uygulanabilirliğinin analizi ve tasarım girdileri incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: GMT, GMTex, kompozit malzeme, ağırlık azaltımı, modülerlik, modüler tasarım

REDESIGN OF SPARE WHEEL WELL AREA IN AUTOMOBILES USING COMPOSITE MATERIAL WITHIN THE SCOPE OF MODULARITY

ABSTRACT

Vehicle weight reduction, which is one of the priority issues in the automotive industry, has become a necessary condition for achieving emission targets that are more strictly followed in each new period and minimizing vehicle fuel or energy consumption values. Automobile manufacturers can reach both target CO_2 emission values and longer range values by applying vehicle weight reduction studies as well as developing engines with lower emissions or developing electric motors, batteries and battery management systems that aim to reach longer range. In recent years, the use of high-strength and high-energy absorbing composite materials in vehicle weight reduction studies has replaced steel materials that are widely used in vehicle body.

As a result of the increasing competition in today's automotive sector; The companies aim to reduce the cost burden by commoning the structures in the vehicle bodies for their models in different markets and segments as intensely as possible and to achieve a more competitive structure in terms of product marketing with reduced costs. Developed vehicle architectures; They become more competitive by meeting the target needs of the models produced, by minimally affecting the production infrastructure of the existing facilities where these models are produced, and by increasing the use of common parts and systems.

In this study, the process of redesigning the rear floor part of a Sedan passenger car, which was previously developed from steel material which is still in production with a composite material to improve the vehicle weight performance while maintaining the structural performance targets expected from the existing vehicle architecture, thus Analysis of the applicability of vehicle lightening studies to vehicle bodies of different sizes and design inputs were examined.

Keywords: GMT, GMTex, composite material, weight reduction, modularity, modular design

1. Giriş

Modüler bir ürün tasarlamanın en önemli artılarından biri üretim esnekliğine sahip oluşu ve yeniden tasarım şartlarında azaltılmış Ar-Ge giderleri ile fayda sağlamasıdır. Ön ürün tasarımı sırasında, modülerliği bileşenlere ve alt sistemlere akıllıca tasarlamak, başarılı bir ürün hattının geliştirilmesine yönelik önemli bir adımdır [1]. Modülerlik, ürün geliştirmede veya endüstriyel üretim konfigürasyonunda birçok endüstriyel sektör tarafından benimsenen bir stratejidir. [3] İlk olarak, modülerlik faaliyetlerinin çoğu, öncelikle stratejik olarak maliyet düşürme odaklı görünmektedir [6], [7]

Otomotivde araç gövde mimarisi bütünleşik olarak tasarlanır. Esnek olmayan platform tasarımlar üzerinde yapılacak değişiklikler için, yeniden tasarlama ve üretim planlaması açısından tekrar bir çalışma gerekliliği ortaya çıkmaktadır bu sebeple esnek olmayan mimariye sahip platform tasarımlar, alternatif tasarım türevleri türetme konusunda başarılı değildir [2].

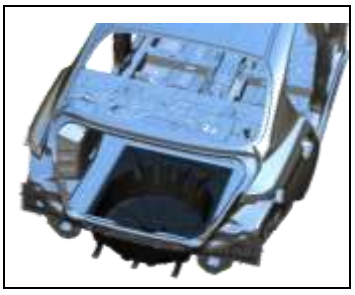
Ayık; çalışmasında [5]. Modular yaklaşımın avantajları ve dezavantajlarından bahsetmiş ve otomotiv sektöründe modülerlik kavramının tasarım üzerinde etkilerinden ve faydalarından bahsetmiştir. Ayrıca otomotiv endüstrisinde modülerlik kavramı ve ortak platform tasarımları geliştiren otomotiv üreticilerinin platform tasarımları hakkında detaylı bilgiler vermiştir.

Bu çalışmada üzerinde çalışılan araç gövdesi üzerinde, aracın ön ve orta bölümü aynı kalacak şekilde sadece arka bölgenin tasarımında yapacağımız ölçüsel değişiklikler ile farklı uzunluklara sahip araç gövdeleri aynı üretim proseslerinden geçerek üretilmektedir.

Aracın boyutlarında değişiklik yapılsa bile motor, şanzıman, aktarma organları, süspansiyon ve benzeri parçaların şasi üzerine monte edildiği noktalarda değişme gerçekleşmemektedir. Ayrıca tasarım esnasında birçok farklı motor tipine göre tasarım yapılabileceğinden dizel, benzin, hibrit araç modelleri arasında geçişte araç gövdesinde minimal değişiklikler ya da herhangi bir değişiklik yapılmaksızın kullanılabilmektedir. [2]. [6]

Otomotiv sektöründe en önemli konulardan biri de araçtan beklenen tüm isterleri yerine getirebilecek hafif araç gövdesi ile yakıt tüketimini azaltarak çevreye duyarlı bir otomobil üretmektir. [4]. Bu sebeple son yıllarda çelik malzeme kullanımı yerini hafif, yüksek mukavemet ve yüksek korozyon direncine sahip kompozit malzemelerin kullanımı almıştır.[8]

Bu çalışmada çelik tasarım ile yapılmış sedan araç alt gövdesine sahip yedek lastik bölgesi yüksek mukavemet ve enerji emilimine sahip GMT/GMTex malzeme (glass mat termoplastik) kullanılarak kompozit olarak yeniden tasarlanmış ve tüm çevre gövde saclarına entegre edilmiştir [9], [8]. Gerçekleştirilen modüler tasarım ile araç performans isterleri sağlanarak araç gövdesi üzerinden 2 kg ağırlık avantajı sağlanmıştır.



Şekil 1. Kompozit tasarımın araç gövdesine yerleşimi

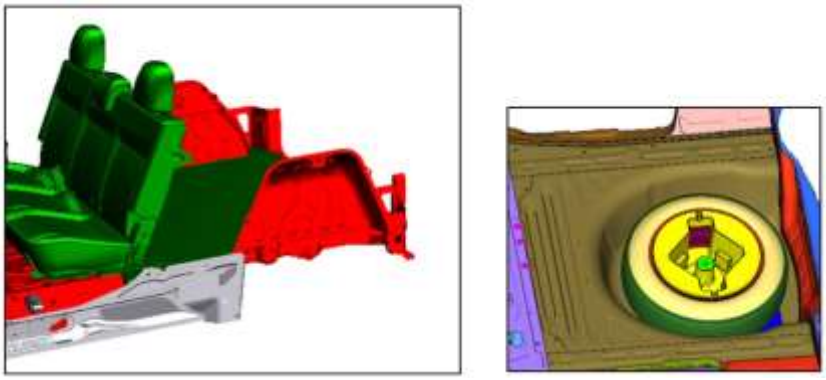
1.1. Araç Gövde Tasarımının İncelenmesi

Otomobilin tüm bileşenlerinin, üzerinde taşıdığı alt gövdenin arka bölümünü oluşturan ve yedek lastik bölümü olarak bildiğimiz bölge; aracın arka şasi kollarını birleştiren ve arkadan çarpma performansında etkili bir bölgedir. Sekil 2'de görüldüğü gibi, arka bölgenin altında aktarma organları ve tüm motor seçeneklerini kapsayan egzoz sistemi mevcuttur.



Şekil 2. Alt gövdenin arka bölümünün araç altı görünümü

Sekil 3 (a)'da arka bölgenin üst kısmında da arka koltuk bağlantıları, yedek lastik ve tamir kiti mevcut olur. Yedek lastik bölgesinin üzeri halı ile kaplanmaktadır. (b)



(a) (b)

Şekil 3. Alt gövdenin arka bölümünün üstten görünümü

Bölgenin araç performansı incelenmiş, ağırlık azalımı yapılacak bölge sınırları belirlenerek, yeni kompozit parçanın araç gövdesine yerleşimi belirlenmiştir. Buradaki en önemli kriter oluşturulacak modüler yapı ile araç üretim hattında ortaklaştırmayı sağlamaktır.

Şekil 3'te görüldüğü gibi Sedan -HB ve SW model araçlarda ortak platform kullanılmış olup değişen araç uzunlukları sebebiyle sadece arka taban bölgesinde araç gövdesinde spesifik farklılıklar yapılmıştır. Sedan araç üzerinde yeniden tasarladığımız kompozit tasarımı, esnek modüler tasarım avantajını kullanarak diğer platformlara da yaygınlaştırıla bilirliği görülmüştür.



Şekil 3. Sedan-HB ve SW araç alt gövde tasarımları

1.2. Kompozit Parçanın Gövde Üzerinde Tasarımı

Aracın arka taban bölgesinde bulunan yedek lastik sacı sağ ve sol yanda bulunan arka şasi kollarına nokta direnç kaynağı ve gövde macunu ile sabitlenmektedir. Buradaki nokta direnç kaynak pozisyonları ve adetleri ile gövde macunu pozisyonları aracın performansını etkileyen etmenlerden biridir. Şekil 4'te çelik tasarım ile yapılmış arka şasi kolu

parça komplelerini ve kompozit parça tasarımı ile tekrar düzenlenen parça tasarımları gösterilmiştir. Burada mevcut sac kalitesi ve kalınlıkları korunmuştur.



Şekil 4. Arka şasi kollarında yapılan tasarım değişiklikleri

Burada en önemli hususlardan biri aynı parçaların aynı araç gövde üretim hatlarında kullanılabilmeleridir. Gövde üretim referanslarında bir değişiklik olmadan tasarım yeniden oluşturulmuştur.

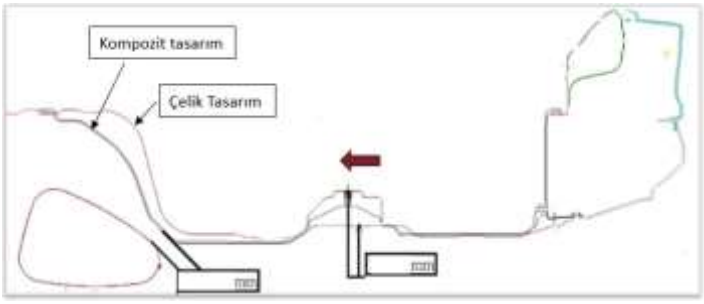
Şekil 5'te aracın arka bölgesini oluşturan üst gövde üzerindeki arka panel parçanın tasarımı (a) kompozit parçanın araca yerleştirilmesini sağlayacak şekilde tasarım optimize edilmiştir. Böylece araç ağırlığının azaltılması ve istenen ağırlık azalımı hedefine ulaşılmasına katkı sağlamıştır. (b). Güncellenen ilk tasarım üzerine kompozit parçanın araca montajını sağlayacak şekilde yüzey ve formlar yapılmıştır. Sekil 6'da kompozit parçanın araca yerleşim kesitleri gösterilmiştir. Aynı tasarım optimizasyonun diğer platformlara da modüler tasarım avantajı sebebi ile uygulanabilir olduğu belirlenmiştir.



(a) Çelik tasarım (b) Kompozit tasarım

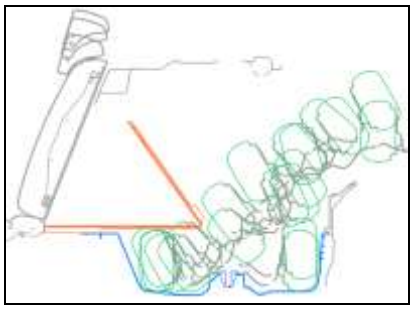
Şekil 5. Arka şasi kollarında yapılan tasarım değişiklikleri

Burada kompozit parçanın araca yerleşimini sağlamak ve yedek lastik bölgesinin hacmini araçta tekrar konumlandırmak gerekliliği sebebiyle; araçtaki yedek lastik yerleşim bölgesi araç önüne doğru kaydırılmıştır. Şekil 6'da Çelik tasarım ve kompozit tasarımın kesit durumu verilmiştir. Belirtilen ok yönünde yedek lastik tekrar konumlandırılmıştır.



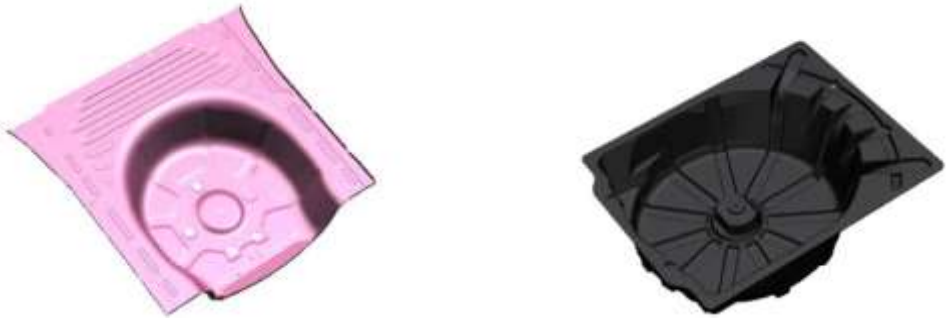
Şekil 6. Kompozit parçanın araçtaki yerleşimi

Tasarım tekrar oluşturulurken araç normlarına uygunluğu tekrar analiz edilmiştir. Burada Şekil 7'ye yedek lastik çıkarma/alma ergonomi sanal doğrulama analizleri yeni tasarıma göre tekrar yapılmıştır.



Şekil 7. Yedek lastiğin araçtan çıkarma/alma sanal doğrulaması

Mevcut tasarımı çelik olan (a) yedek lastik sacı bölgesinde, yeniden tasarlanan kompozit parça tasarımına, parça rijitliği sağlamak amacı ile formlar ve bölgesel federler eklenmiştir. Parçanın ilk öngörü tasarım sonrasında sayısal analiz hesaplarından ve kompozit parça kalıplana bilirlik geri dönüşleri ile tasarım nihai duruma gelmiştir. (Şekil 8) Kompozit parça üzerinde ağrılık optimizasyonu sağlamak amacı ile parça kalınlıkları bölgesel değişkenlik göstermektedir (b).

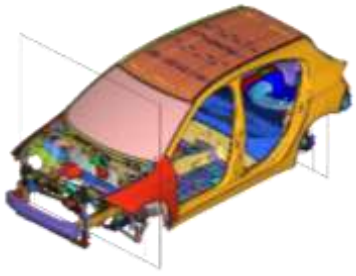


(a) (b)

Şekil 8. Yedek lastik bölgesi sac ve kompozit tasarımı

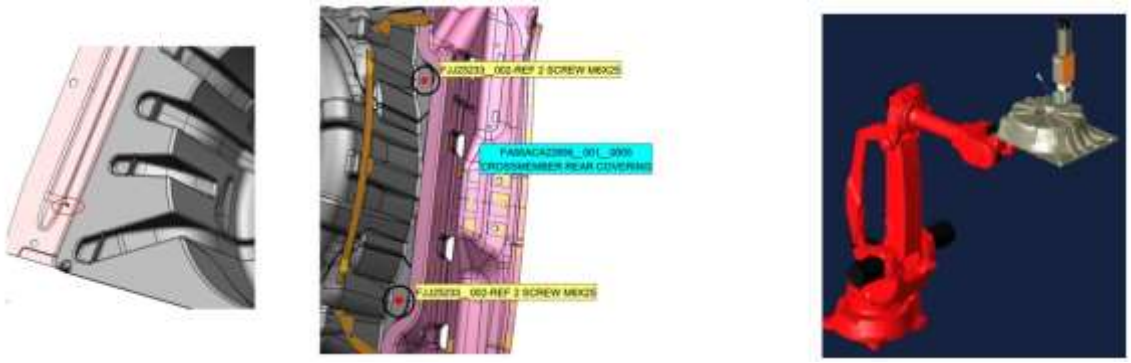
2. Modüler Tasarımın Sayısal Analiz ve Üretim Doğrulamaları

Yapılan sayısal analiz çalışmalarında, araç gövdesi Altair-Hyper mesh yazılımı kullanılmış olup çevrili tüm bileşenleri için arka taban bölgesi sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Arkadan çarpma analizleri, NVH analizleri ve Yapısal analizler tam araç modeli modelinde yapılmış olup mevcut araç performansını koruyarak araç gövdesinde 2 kg ağırlık azalımı yapılmıştır (Şekil 9).



Şekil 9. Sayısal analiz FEM modeli

Kompozit parçanın araç içine montajının yapılabilmesi ve parçanın konumunun tekrarlana bilirliğini sağlamak amacı ile için araç gövdesi ve kompozit parça üzerinde yeni üretim referansları belirlenmiştir. (a) Bu referanslar yardımı ile parçanın araç gövdesine montaj edilebilirlik analizi tamamlanmıştır. (b) (Şekil 10)



(a) (b)

Şekil 10. Kompozit parçanın montaj edilebilirlik doğrulamaları

SONUÇLAR

Otomobil üreticileri, geliştirdikleri otomobil modellerinde gerek yakıt tüketim değerlerinin azaltmak gerekse emisyon hedeflerini yakalamak ya da daha uzun menzile sahip araçlar geliştirmek amacı ile araç hafifletme çalışmalarını mevcut sahip olduğu araç platformları üzerinde de gerçekleştirme ihtiyacı duyabilmektedirler. Bu çalışmada modüler tasarım esnekliği ile ilk araç geliştirme maliyetleri açısından bir yük getirse de ve üretim maliyetleri açısından fayda sağlayacağı görülmüştür.

Bu çalışmada, çelik malzemeden geliştirilen otomobil arka taban bölgesi, karbondioksit emisyonlarını azaltmak amacı ile mevcut araç performans isterlerini koruyarak GMT-GMTex kompozit malzemeden yapılmış ve 2 kg ağırlık avantajı sağlanmıştır. Böylece ilk çelik tasarımda yapılan modüler tasarım esnekliğini kullanarak araç hafifletme çalışmalarının farklı uzunluktaki araç gövdelerine de uygulanabilirliği belirlenmiştir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Farplas ortaklığı ile TEYDEB 3160497 Projesi kapsamındaki maddi destek ile tamamlanmış olup yazarlar Tübitak'a teşekkürü bir borç bilirler.

KISALTMALAR

GMT : Glass-Mat Reinforced Thermoplastic

GMTex : Fabric Reinforced Thermoplastic

NVH : Noise, vibration, and harshness

REFERANSLAR

[1] Gershenson J.K., Prasad G. J., Zhang Y. (2003) "Product Modularity: Definitions and Benefits" J. Eng. Design, Vol. 14, No. 3, September 2003, 295–313

[2] Paralikas J., Fysikopoulos A., Pandremenos J., Chryssolouris G. (2008) "Product Modularity And Assembly Systems: An Automotive Case Study" Laboratory for Manufacturing Systems and Automation, Department of Mechanical Engineering and Aeronautics, University of Patras, Patras 265 00, Greece

[3] Gest. Prod., São Carlos (2017) "Use of product and production modularity in the automotive industry: a comparative analysis of vehicles developed with the involvement of Brazilian engineering centers", v. 24, n. 1, p. 161-177,

[4] Zhao Liu, Jiahai Lu, Ping Zhu, 2016. Lightweight design of automotive composite bumper system using modified particle swarm optimizer, Available online 4 January

[5] Ayık, E. (2019) "Otomotiv Tasarımında Modülerlik Kavramı Üzerine Araştırma", Haliç Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, 2/1: 77-101

[6] Young K. Ro, Jeffrey K. Liker, and Sebastian K. Fixson.(2007) "Modularity as a Strategy for Supply Chain Coordination": The Case of U.S. Auto, IEEE Transactions on Engineering Management, Vol.54, No.1

[7] https://www.sekizsilindir.com/2016/11/ortak-platform-nedir-mqb-cmf.html (20.06.2021)

[8] Yuxuan Li, Zhongqin Lin, Aiqin Jiang and Guanlong Chen. (2004) "Experimental study of glass-fiber mat thermoplastic material impact properties and lightweight automobile body analysis" Automobile Body Manufacturing Technology Center, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200030, PR China

[9] http://www.quadrantplastics.com (10.005.2021)

QFD METODU İLE TİCARİ ARAÇLARDA KAPI KOLU TASARIMININ MÜŞTERİ ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Cemal SOMYAK

Tofaş Türk Otomobil Fabrikası A.Ş, Ar-Ge Merkezi, Bursa, Türkiye
İlgili Yazar: Cemal Somyak, cemal.somyak@tofas.com.tr

ÖZET

Otomotiv sektörü ürün geliştirme süreçlerinde, her ürüne sınırsız özellik eklenerek ürün pazara sunulabilir. Fakat ürün üzerindeki özelliklerin müşteri üzerinde oluşturduğu katma değerin tanımlanması çok önemlidir. Bunun için de müşterinin sesini dilemek ve taleplerini anlayıp tasarıma girdi teşkil etmesi için, ürün geliştirme öncesinde detaylı araştırma yapılması gerekir. Tüm bunlar göz önünde bulundurulduğunda, otomotiv sektöründe rekabetçi olunabilmesi için, müşterilerin ihtiyaçları belirlenmeli ve belirlenen bu ihtiyaçlar minimum seviye de maliyet ile tasarıma yön vermelidir. Bu makale de analiz yöntemi olarak QFD analiz modeli kullanılmıştır. Böylece müşteri ihtiyaçlarına göre optimum ürün tasarımını başarıyla gerçekleştirebilme amaçlanmıştır. Hafif ticari araçlar üzerinde yapılan bu araştırma, ön kapı ve sürgülü kapı kolu tasarımının hem sürücü hem de kullanıcılar üzerindeki memnuniyet veya memnuniyetsizlik üzerindeki etkilerini göstermektedir. Kapı kolu tasarımı için güvenlik gerekliliklerine ek olarak; ergonomi, kapı açma eforları, açma kursları, ses seviyesi ve fonksiyonellik açısından incelemeler sentezlenmiştir. Çalışmanın sonucunda hafif ticari araçlarda ön ve arka (sürgülü) kapı tasarımının yatay olması, açılma yönünün farklılık içermesi, açılma efor ve kapı kolu ölçülerinin, müşterinin araç satın alma konusunda ne derecede önemli olduğu sonucuna varılmıştır. Bu makale de detaylı olarak ön ve sürgülü kapı kolunda belirlenen özellikler müşterilere görseller ile gösterilmiş ve müşteri üzerindeki değer tanımlamaları nicel veriler ile gösterilmektedir.

Anahtar Kelimeler: QFD, kano, ticari araçlar, kapı kolu, müşteri deneyimi

DOOR HANDLE DESIGN IN COMMERCIAL VEHICLES WITH QFD METHOD INVESTIGATION OF IMPACTS ON THE CUSTOMER

ABSTRACT

In the product development processes of the automotive industry, unlimited features can be added to each product and the product can be brought to the market. However, it is very important to define the added value created by the features on the product on the customer. For this, detailed research should be done before product development in order to ask for the voice of the customer, to understand their demands and to constitute an input to the design. Considering all these, in order to be competitive in the automotive industry, the needs of the customers should be determined and these determined should guide the design with minimum cost. In this article, the QFD analysis model was used as the analysis method. Thus, it is aimed to successfully realize the optimum product design according to customer needs. This research on light commercial vehicles shows the effects of front door and sliding door handle design on satisfaction or dissatisfaction on both driver and users. In addition to the safety requirements for door handle design; reviews in terms of ergonomics, door opening efforts, opening courses, sound level and functionality were synthesized. As a result of the study, it was concluded that the front and rear (sliding) door design of light commercial vehicles is horizontal, the opening direction is different, the opening effort and door handle dimensions are important for the customer in purchasing a vehicle. In this article, the features determined in the front and sliding door handle are shown to the customers with visuals and the value definitions on the customer are shown with quantitative data.

Keywords: QFD, kano, commercial vehicles, door handle, customer experience.

1. GİRİŞ

Günümüzde değişen rekabet şartları firmaların kalite konusundaki yaklaşımlarını değiştirmiştir. Müşteri isteklerinin tam olarak tatmin edilmediği sürece ürün veya hizmetlerin satılabilmesi ve dolayısıyla sürekli kâr etmesi mümkün olamaz. Ürün tasarımında veya geliştirmede; pazarlama, mühendislik, imalat ve kalite fonksiyonlarının ihtiyaç ve beklentilerini müşterinin sesi ile ilişkilendirmek gerekir.

Müşteri memnuniyeti ve bağlılığının sağlanmasında müşteri gereksinimlerinin karşılanması ve bu gereksinimlerin memnuniyet düzeyini nasıl etkilediği önemli bir husustur. İşte bu noktada, QFD; yalın üretim prensipleri doğrultusunda kuruluşun fonksiyonlarını, kaynaklarını ve yetkinliklerini dikkate alarak müşteri beklentilerine odaklanır ve maliyetleri azaltır. QFD'nin en temel planlama aracı Kalite Evi (House of Quality) matrisidir. QFD (Kalite Fonksiyon Yayılımı, KFY); müşteri beklentileri tarafından yönlendirilen ve müşteri odaklı ürün tasarlama ve geliştirme metodudur. Başka bir deyişle QFD, organizasyonların ürün veya süreçlerinin müşterilerinin hem mevcut ve hem de gelecekte ortaya çıkabilecek beklenti ve ihtiyaçlarını karşılayabilmesi için müşteri sesinin teknik özelliklere dönüştürülmesini sağlayan bir metot olarak tanımlanabilir. Bu metot, ürün geliştirilirken bazı teknik veya fonksiyonel gereksinimlerin oluşmasına sebep olur. Gereksinimler ürünün neyi yapması veya neye sahip olması gerektiğini ifade eder, tasarım ise ürünün bu "ne'leri" nasıl yerine getireceğini ifade eder. Bütün bu gereksinimlerin tümü QFD dilinde "müşterinin sesi (voice of the customer)" denir. [1].

Bu çalışmanın amacı, hafif ticari araçlarda ön ve sürgülü kapı kolu tasarımı ile ilgili müşteri ihtiyaçlarını kano modeli ile değerlendirip, rakip araçların kıyaslamaları ve teknik gereksinimlerin tasarıma yansıtılmasıdır. Kapı kolu tasarımı için incelenen özellikler QFD metodu ile sentezlenerek müşteri üzerinde değer oluşturan özellikler belirlenmiştir.

2. KALİTE FONKSİYON YAYILIMI (QFD MODELİ)

KFY ilk kez 1960'ların sonlarına doğru 1970'lerin başlarında profesör Yoji Akao tarafından Japonya'da ortaya atılmıştır [2]. Otomotiv sanayindeki ilk uygulaması Japonya'da, Toyota'da 1973'te arabalardaki kalite problemlerini çözmede yapılmıştır. Uygulama 1979'da Toyota'nın tedarikçilerine de yayılmıştır. 1970'li yıllardan itibaren üzerinde durulan QFD yöntemi (Quality Function Deployment – Kalite Fonksiyonu Yayılımı), müşteri beklentilerinin daha tasarım aşamasından ürün ve hizmetlere yansıtmakla kalmıyor, ürün sunma süresini de kısaltıyor [4]. QFD uygulamasının kalbini ise "Kalite evi" denilen uygulama tekniği oluşturuyor. QFD süreci dört aşamalı bir süreç olarak tanımlanmıştır. Bu aşamalar, QFD sürecinin daha iyi anlaşılmasını sağlar. [3]

QFD sürecinin aşamaları:

Aşama 0: Planlama
Aşama 1: "Müşteri Sesi"nin Toplanması
Aşama 2: Kalite Evinin Oluşturulması
Aşama 3: Sonuçların Analizi ve Yorumlanması

2.1. Aşama 0:

QFD'yi hayata geçirmeden önce yapılacak işletmelere ait bir plan yapılmalıdır. QFD planlama aşaması, proje amaç ve kapsamının belirlenmesi, müşterilerin belirlenmesi, zaman ölçeğinin belirlenmesi, uygulanacak olan ürün ya da hizmete karar verilmesi, QFD takımının kurulması, QFD sürecinin tasarlanması ve gerekli ekipmanlarla tesisin hazırlanması konularını içerir.

2.2. Aşama 1: "Müşteri Sesi"nin Toplanması

Ürünün ilk piyasaya sunulmasında önemli olan, rakip ürüne göre avantaj sağlayabilmektir. Bu ancak müşteri beklentilerinin doğru anlaşılması ile gerçekleşebilir. Müşterilerin sürekli olarak değişen beklentilerinin karşılanması ve buna uygun olarak yeni tasarımların gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Sürekli başarılı olabilmek için kuruluşlar, müşterinin istekleri, gereksinimleri ve memnuniyet seviyeleri hakkında bilgilerini kesintisiz şekilde izleyebilecek ve güncelleştirebilecekleri proseslere sahip olmalıdır. Müşteri düşüncelerinin gerektiği şekilde anlaşılamaması, yeni ya da yenilenmiş ürünlerin daha en başta rakip ürünlere göre önemli bir dezavantaja sahip olması anlamına gelir.
QFD, kuruluşlara müşteri isteklerinin güncel dönüşümünü sağlayan bir tasarım yaklaşımıdır ve müşteri sesi başlangıç aşamasını oluşturur.

2.3. Aşama 2: Kalite Evinin Oluşturulması

QFD'de kalite evinin kurulması prosesin temelini oluşturur. Müşteri ihtiyaçlarının tanımlanması ve önceliklendirilmesini ve bu ihtiyaçların teknik özelliklerle ilişkilendirmesini, bunların rakip ürünleriyle karşılaştırılmasını ve böylelikle önemli teknik özelliklerin ve iyileştirmeye ihtiyaç duyulan alanların belirlenmesini sağlar. Kalite evinin temelinde de müşterilerin beğeni ve seçimlerini yansıtarak tasarlanması gerekliliği yatar.
Bu nedenle tasarım mühendisleri ve üretim elemanları ürünün daha fikir aşamasından itibaren çok yakın olarak birlikte çalışmak zorundadırlar.

2.4. Aşama 3: Sonuçların Analizi ve Yorumlanması

Yapılan ön aşamalar ve kalite evinin oluşumu ile çıkan tablo QFD ekibi tarafından analiz edilip yorumlanır.
Elde edilen analiz sonucunda;
• Müşteri istekleri tespit edilmiş,
• Teknik karakteristikler belirlenmiş,
• Müşteri istekleri ile teknik karakteristikler arasındaki ilişkiler belirlenmiş,
• Teknik korelasyonlar belirlenmiş,
• Rakipler arasındaki durum ortaya çıkmış,
Böylece amaca hizmet eden nihai tasarım ve üretim süreci planmış bir sonuç hedeflenmektedir.

3. KALİTE EVİ ŞEMASI

Kalite evi fonksiyonlar arası planlama ve iletişimi sağlayan bir tür kavramsal haritadır. Değişik problemleri ve sorumlulukları olan insanlar evin çatısı altındaki bilgi motiflerinden tasarım önceliklerini kolayca belirleyebilirler.
Kalite Evi'nin kurulmasında izlenmesi gereken adımlar aşağıda sıralanmıştır [3]:

1) Müşteri ihtiyaçlarının ve önceliklerinin belirlenmesi
2) Rakip araçların kıyaslanması ve müşteri önceliklerinin belirlenmesi
3) Müşteri ihtiyaçlarına karşılık gelen teknik karakteristiklerin belirlenmesi
4) İlişki matrisinin oluşturulması
5) Teknik korelasyonların belirlenmesi
6) Teknik değerlendirmenin yapılması ve hedeflerin belirlenmesi



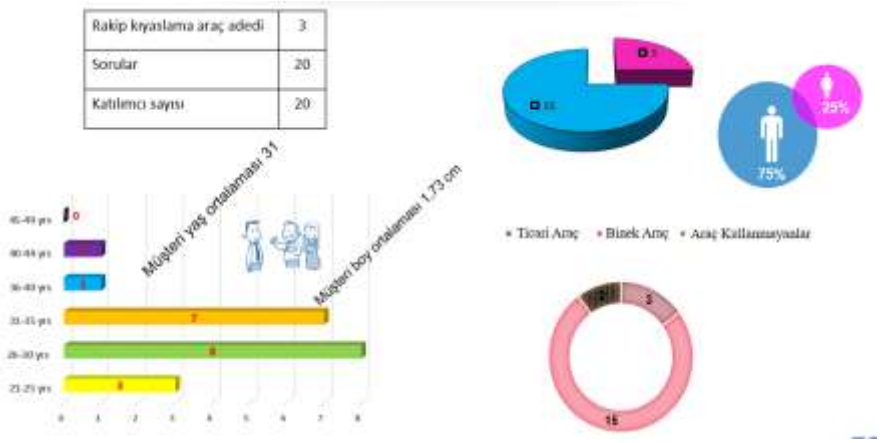
Şekil 1: Kalite Evinin Temel Gösterimi

3.1. Müşteri ihtiyaçlarının ve önceliklerinin belirlenmesi

Müşteri beklentileri, müşterinin ürün ya da ürün özelliklerine ilişkin istekleridir ve bu isteklerin tüketicilerin kendi kelimeleri ile ifade edilmesi önemlidir. Çünkü daha sonra yapılacak tüm çalışmalar bu aşamada belirlenmiş unsurlar tarafından yönlendirilecektir. Müşteri ihtiyaçlarının belirlenmesindeki kaynaklar şunlardır;

- İlgili kişilerin görüşlerinin alınması
- Müşterilerle yapılan bire bir görüşmeler
- Müşterilerden gelen şikayetler
- Pazar araştırmaları
- Müşteri tatmin araştırmaları

Müşteri ihtiyaçları belirlenirken, maliyet ve fiyatlar bu aşamada göz önünde bulundurulmamalıdır. Müşterinin dili ile konuşmalı, ihtiyaçların tüm QFD takımınca doğru bir şekilde anlaşılmasına özen gösterilmelidir.



Şekil 2: Müşteri Profil Analizi

Tablo 1. Araştırma Soruları

S.n.	Soru
1	Ön kapı kolu pozisyonunun yatay ya da dikey olması sizin için önemli midir?
2	Sürgülü (arka kapı) kapı kolu pozisyonunun yatay ya da dikey olması sizin için önemli midir?
3	Ön Kapı kolu tutamacın bırakıldığı andaki ses olup olmaması sizin için önemli midir?
4	Sürgülü (arka kapı) kapı kolu tutamacın bırakıldığı andaki ses olup olmaması sizin için önemli midir?
5	Ön kapı kolu açma eforu (kilidin kilit karşılığından ayrılması) sizin için önemli midir?
6	Sürgülü (arka kapı) kapı kolu açma eforu (kilidin kilit karşılığından ayrılması) sizin için önemli midir?
7	Ön Kapı kolu yerden yüksekliği sizin için önemli midir?
8	Arka Kapı kolu yerden yüksekliği sizin için önemli midir?
9	Kapı kolu stili (estetik olarak) sizin için önemli midir?
10	Passive – entry (anahtarsız çalışma) özelliği (sürücü tarafı) sizin için önemli midir?
11	Passive - entry (anahtarsız çalışma) özelliği (sürücü tarafı + yolcu) sizin için önemli midir?
12	Kapı kolu üzerindeki buton ile açma ve kilitleme özelliğinin olması sizin için önemli midir?
13	Kapı kolunun el teması ile açılıp anahtar ile kitlenmesi özelliğinin olması için için önemli midir?
14	Ön Kapı kolu aydınlatmasının olması (tutamacın olduğu yerde) sizin için önemli midir?
15	Sürgülü (arka kapı) kapı kolu aydınlatmasının olması (tutamacın olduğu yerde) sizin için önemli midir?
16	Kapı kolunun tutamaç bölgesinin (elin girdiği yerin) ergonomisi sizin için önemli midir?
17	Kapı kolunun tek parça olması sizin için önemli midir?
18	Kapı kolunun çift parça olması sizin için önemli midir?
19	Kapı kolundaki anahtar girişinin gizli olması sizin için önemli midir?
20	Kapı kolunun iç tarafında mandallı olması (tutamacın arkasında) sizin için önemli midir?



Şekil 3: Kapı kolu özellikleri

3.2. Rakip araçların kıyaslanması ve müşteri önceliklerinin belirlenmesi

Planlama matrisi, analizi yapılan ürünün müşterinin gözüyle rakip firmalarla karşılaştırılması sağlar. Bu şekilde firma, kendi ürününün piyasadaki yerini daha iyi görebilme şansını yakalar. Müşteri isteklerinin karşılanması halinde bunun ürünün satılabilirliğini nasıl etkilediği ve ürün üzerinde ne kadarlık bir geliştirmeye ihtiyaç olduğu tespit edilmelidir. Müşteriye ürün ile ilgili sorular sorarak, rakip firmaların ürünleri ile karşılaştırma yapmaları istenir. Böylece rakiplerin kuvvetli ve zayıf oldukları yönleri tespit edilmeye çalışılır. Müşteri araştırmayı yapan firmayı ve rakipleri kendi gözünde bir sıralamaya sokar. Daha sonra bu sıralama notlamaya dönüştürülerek kalite evine aktarılır.

3.3. Müşteri ihtiyaçlarına karşılık gelen teknik karakteristiklerin belirlenmesi

QFD'nin bu sürecinde, müşterilerin düşüncelerinin teknik ihtiyaçlara dönüştürülmesidir. Teknik ihtiyaçlar belirlenirken dikkat edilmesi gereken husus, belirlenen müşteri isteklerine doğrudan çözümler bulmak olmamalıdır. Amaç her bir düşünceyi bir veya daha fazla teknik ihtiyaca dönüştürmektir. Teknik ihtiyaçlar ölçülebilir nitelikte olmalı ve müşterinin sesi ile doğrudan ilişkili olmalıdır. Teknik ihtiyaçlara bir takım mühendislik hesaplar, deneysel çalışmalar veya bilgisayarlı simülasyon programları vasıtasıyla çözüm bulunur. Ayrıca bu teknik ihtiyaçlar belirlenirken araştırmayı yapan üretici firmalar kendi teknik imkanlarını göz önünde bulundurmalıdır.

3.4. İlişki matrisinin oluşturulması

Bu aşamaya kadar müşteri ihtiyaçları ve teknik gereksinimler elde edilmiştir. Bu aşamada ise her bir müşteri ihtiyacı ile teknik gereksinimi arasındaki ilişki derecesi belirlenir. Burada amaç her bir teknik karakteristiğin belirli müşteri isteğini karşılamada ne kadar etkili olduğunu ortaya koymaktır.

3.5. Teknik korelasyonların belirlenmesi

Teknik gereksinimler birbirleri ile ilişkilidir. Bunlardan birinin geliştirilmesi amacıyla yapılan bir çalışma, ilgili gereksinime yardımcı olabilir ve bunun sonucunda olumlu veya yararlı bir etki ortaya çıkar. Diğer taraftan, bir gereksinimi geliştirmek için yapılan çalışma ilgili gereksinimi olumsuz etkileyebilir. Kalite evinde yer alan ve teknik gereksinimler arasındaki korelasyonları ifade eden yapıya "çatı matrisi" ya da "korelasyon matrisi" adı verilir [5].

3.6. Teknik değerlendirmenin yapılması ve hedeflerin belirlenmesi

Anlatılan tüm aşamaların gerçekleştirilmesi sonucunda kalite evi ortaya çıkar. QFD ekibi test ve kontroller için gerekli düzenlemeleri yapar. Yapılan kıyaslama sonucunda teknik gereksinimlere ilişkin performans hedeflerinin belirlenmesi aşamasına gelinir. Kıyaslama ile hem iyileştirilmesi gereken yönler ortaya çıkarılır, hem de rakiplere göre üstün veya zayıf taraflar tespit edilir. Gerçekleştirilecek olan aşamalara QFD takımı uygulama zamanı ve maliyeti göz önüne alarak karar verir.

Elde edilen analiz sonucunda;

• Müşteri istekleri tespit edilmiş,
• Teknik karakteristikler belirlenmiş,
• Müşteri istekleri ile teknik karakteristikler arasındaki ilişkiler belirlenmiş,
• Teknik korelasyonlar belirlenmiş,
• Rakipler arasındaki durum ortaya çıkmış,
• Müşteriye ve amaca hizmet eden nihai tasarım ve üretim süreci planmış bir sonuç hedeflenmektedir.

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, 4 farklı hafif ticari araç üzerinde toplam 20 katılımcı ile ön ve sürgülü kapı kolu tasarımı ile ilgili sorular yönetilmiş ve kano metodu aracılığıyla analiz edilmiştir. QFD metodundaki diğer parametreler içinde müşteri sesi dinlenmiş ve gereksinimlerin karşılanmasının veya karşılanmamasının katılımcıların memnuniyeti üzerinde ne derece etkili olduğu ve bu girdilerin tasarım gereksinimleri ile birleştirip müşteri üzerindeki etkisi belirlenmeye çalışılmıştır.

Araştırmaya katılan kullanıcılar, hafif ticari araçlarda kapı kolunun yatay olarak tasarlanması müşterilerin ilgisinin çektiği sonuca varılmıştır. Kullanıcılar, ergonomi açısından kapı kolu mesafesinin yerden yüksekliği 100cm ve kapı kolu uzunluğu olarak da 200mm olması beklenen temel bir özellik olarak belirlenmiştir. Kapı açma efor özelliği için; ön kapı da 60N, sürgülü kapı da ise 65N değerleri katılımcılar tarafından memnuniyet şeklinde değerlendirilmiş ve kesinlikle tasarıma girdi teşkil etmesi tespit edilmiştir. Belirlenen bu değerler tasarım gereksinimlerini de karşılayacak şekilde her projede farklılık gösterebilir. Diğer bir özellik olan anahtarsız giriş özelliğinde ise, müşteri tarafından butonlu mekanik kilitleme ve el teması ile açma özelliği araçlardaki rekabetçiliği artıracağı sonucu çıkmıştır. Bu özelliğin sadece ön kapılarda olmasının yeterli olduğu fakat sürgülü kapılarda da bulunması heyecan verici bir durum olduğu belirlenmiştir. Kapı kollarındaki aydınlatma ve kapı kolunu tek ya da çift parça olma özelliği müşteri ilgilisini çekmemektedir.



Şekil 4. Kapı Kolu Özellikleri

Yine kalite evinin çıktısı olarak, estetik açıdan kapı kolunun gövde renginde olması katılımcıların ilgisini çekmekte ve albenisinin yüksek olduğu sonucu çıkmaktadır. Ön ve arka (sürgülü kapı) kapı kolu açılma yönü olarak Şekil 4'te gösterildiği üzere ön ve arka kapı açılma yönünün farklı olması kullanıcı açısından büyük önem taşıdığı belirlenmiştir.

KAYNAKLAR

[1] Acar, N., (1995) "Verimlilik Dergisi, Toplam Kalite Özel Sayısı": MPM, s.117-132
[2] Akao, Y.. "Quality Function Deployment-Integrating Customer Requirement In to Product Design", Productivity Press,
[3] Cohen, L.(1995), "Quality Function Deployment How to Make QFD Work For You", Addison Wesley.
[4] Savas, H. ve Ay, M. (2005), "Üniversite Kütüphanesi Tasarımında Kalite Fonksiyon Göçerimi Uygulaması", Dokuz Eylül Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü Dergisi, Cilt 7, Sayı 3.
[5] Day, Ronald G. (1998), "Kalite Fonksiyonu Yayılımı, ASQC Quality Press Milwaukee", Wisconsin.

[6] Uca, M. ve Menteş, S. (2008) " İşletme Bölümü Öğrencilerinin Bölüm Gereksinimlerinin Kano Modeli ile Sınıflandırılması": Dokuz Eylül Üniversitesi İşletme Fakültesi Uygulaması, İşletme Fakültesi Dergisi, 9(1), 73-91.

ÇEŞİTLİ GEOMETRİK TASARIMLARLA OTOMOTİV AYDINLATMALARINDA KULLANILAN IŞIK KILAVUZLARINDA IŞIK PARLAMA NOKTALARIN İYİLEŞTİRİLMESİ

Hatice Özbek, Seden Gizem Atakan, Ahmet Rodoplu, Caner Çil

[1,2,3,4] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası, Bursa, Türkiye
[1] Correponding Author: Hatice, hatice.ozbek@tofas.com.tr

ABSTRACT

Aydınlatma günümüzde temel bir ihtiyaç olarak görülmekte ve bu konudaki araştırmalara her geçen gün bir yenisi eklenmektedir. Otomotiv sektöründe de aydınlatma büyük önem taşıyor. Sürekli gelişen aydınlatma sektörüne ayak uydurabilmek için otomotiv aydınlatma sektöründe çok önemli gelişmeler yaşanıyor. Günümüz otomotiv firmalarına bakıldığında marka algısının en önemli faktörlerinden biri dış aydınlatmadır. Otomotiv sektöründe en önemli görsel efektler arasında özellikle far ve arka sinyal lambaları konusunda aydınlatma efektleri ve stil çalışmaları yapılmaktadır. Araç aydınlatmasında kullanılan LED (Light Emitting Diode)'lerin hem tarz hem de enerji verimliliği açısından ve ışık tüplerinin bir arada kullanılması avantajlarının yanında dezavantajı ise otomotiv aydınlatmasında istenilen homojenliği olumsuz etkileyen ışık parlama noktalarıdır. Bu çalışmanda homojen olmayan farklı ışık yoğunluğu noktalarına sahip bir ışık kılavuzu üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Gerekli simülasyon çalışmaları yapıldıktan sonra deneysel çalışmalar da yapılarak fiziksel doğrulamalar yapılmıştır. Bu çalışma sonucunda geliştirilecek yöntemler ile LED teknolojisinin kullanıldığı otomotiv aydınlatmasında bu rahatsız edici ışık parlama noktaları nedeniyle yapılamayan tasarımlar iyileştirilecek ve aydınlatma ürünlerinin stilleri özgür hale gelecektir.

Anahtar Kelimeler: Işık Kılavuzu, Işık Parlama Noktası, Işık yoğunluğu, Pozisyon Lambası, Otomotiv

IMPROVING HOT SPOTS IN LIGHT GUIDE USED IN AUTOMOTIVE LIGHTING WITH VARIOUS GEOMETRIC DESIGNS

ABSTRACT

Lighting is considered a basic need today and a new one is added to the researches on this subject every day. Lighting is also of great importance in the automotive sector. To keep up with the constantly developing lighting industry, very important developments are being made in the automotive lighting industry. Looking at today's automotive companies, one of the most important parts of branded styles is outdoor lighting. Lighting effects and style work are done especially in the headlamp and rear signaling lamps among the most important visual effects in the automotive industry. In addition to the advantages of the LEDs used in vehicle lighting, both in style and energy efficiency and the light tubes used together with them, the disadvantage such as the hotspot that negatively affects the desired homogenization in automotive lighting. Aims to homogenize the image of the light. To prove the feasibility of this study, studies were carried out on a light guide with different non-homogeneous light intensity points. After the necessary simulation studies were carried out, experimental studies were also carried out and physical verifications were carried out. With the methods to be developed as a result of this study, designs that cannot be made due to this disturbing light intensity in automotive lighting where LED technology is used will be improved and lighting product styles will be liberated.

Keywords: Light guide, Hot spot, Light intensity, Rear lamp, Automotive

1. INTRODUCTION

Aydınlatma teknolojilerinin gelişmesi ile otomotiv aydınlatmasında da farklı aydınlatma seçenekleri mevcut hale gelmiştir. Gelişmeye devam eden bu teknolojide otomotivde kullanılacak seçeneklerin belirlenmesinde enerji tasarrufu ve stilistik detaylar çok önemli bir etkendir. Aynı zamanda homologatif gereksinimleri de göz önünde

bulundurulduğunda, stilistik etkilerin yanı sıra, özellikle pozisyon lambaları sinyal lambaları gibi, renkli bir ışık sinyalinin başlangıcına verilen görsel tepki sürelerinin sürücülerin gözlerinden alınan eşik ışık miktarı enerjisi de önemli bir rol oynamaktadır (Bullough, 2005). Araç aydınlatmalarında kullanılan standart halojen lambalara kıyasla LED gerek enerji tasarrufu yönünden gerek ışık şiddeti, aydınlatma mesafesi ve kısa tepki süresi yönünden gerekse kullanım ömrü açısından çok daha avantajlı bir seçenektir. Flamanlı lamba kullanılan sistemlerde ışık yayılımı ayarlanamaz ve yoğun olarak gerçekleşirken LED kullanılan sistemlerde, ışık yönü ve şiddeti ayarlanabilir ve çıkan ışık belli bir ışıma açısı ile çıkacağından istenilen doğrultuya odaklanabilir. Ayrıca LED üretilirken kullanılan farklı malzemeler ile farklı enerji seviyelerinde fotonlar üretileceğinden ışığın dalga boyu ayarlanabilir olmaktadır (Liu ve Luo, 2011). LED seçeneğinin kullanılması stilistik detaylar da katmak için bir seçenek olarak beraberinde ışık kılavuzu kullanımını da getirmiştir. Gelenekselleşmiş otomotiv LED aydınlatmalarında yeterli ışığın sağlanması için kullanılan LED dizileri dağınık lense sahip olduklarından parlama ve homojenite sorunlarına neden olmaktadır. Işık kılavuzu teknolojisi ile LED dizilerine kıyasla gereken ışığın sağlanmasında kullanılan LED sayısının az olması homojen ışık dağılımında etkili olarak yumuşak ve estetik aydınlatma sağlamaktadır (Yu, Chen, 2013). Işığın ışık kılavuzu içerisinde homojen olarak dağılması aydınlatma ihtiyacından ziyade stil detayları için önemlidir. Işık tüplerinin arka yüzeyi üzerinde yer alan prizmalar, tüp içerisinde yansımalar yapan ışığın bir kısmını dışarı yönlendirir. Prizmanın yönlendirdiği ışık miktarları birbirine yaklaşık olarak eşit olduğunda homojen bir görüntü yakalanmış olmaktadır. Bu çalışma, ışık tüplerinde giriş, çıkış, bükülme noktaları gibi bölgelerdeki ışık yoğunluklarının iyileştirilerek, ışığın görüntüsünün homojenleştirilmesini amaçlamaktadır. Bu çalışmanın olabilirliğini ispatlamak amacıyla, farklı homojen olmayan ışık yoğunluğu noktalarına sahip bir ışık tüpü üzerinde çalışmalar yapılması hedeflenmektedir. Gerekli simülasyon çalışmaları yapıldıktan sonra deneysel çalışmalar da yapılabilecektir. Bu çalışmanın sonucunda geliştirilecek yöntemler ile LED teknolojisinin kullanıldığı otomotiv aydınlatmalarında, bu ışık yoğunluğu sorunundan kaynaklı yapılamayan tasarımların önü açılmış olacak ve aydınlatma ürünleri stilleri özgürleşecektir.

2. OTOMOTİVDE DIŞ AYDINLATMA TEKNOLOJİLERİ

2.1. Light Emission Diode (LED)

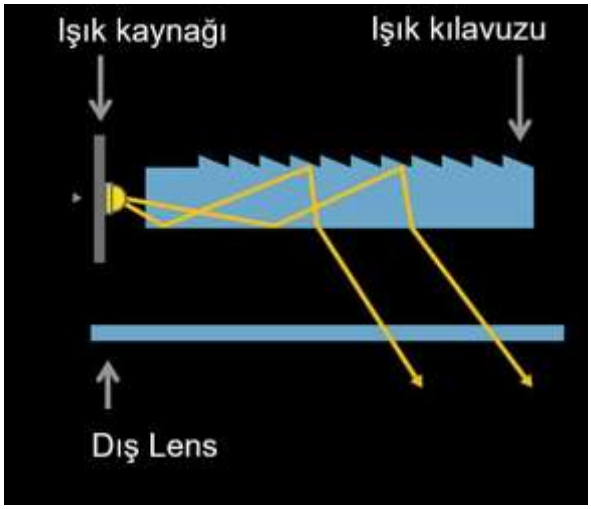
LED'ler birkaç yıl öncesine kadar otomotiv aydınlatma sektöründe sadece üst modellerde kullanılırken, günümüzde daha düşük fiyatlı araç modellerinde de etkin olarak kullanılmaktadır. Önceki aydınlatma teknolojilerinde kullanılan halojen lambalara kıyasla çok daha düşük enerji tüketimi, daha yüksek ışık akısı sağlaması, çok daha kısa tepki süresi, daha uzun kullanım ömrü gibi etkenler LED'lerin aydınlatma sektöründe geniş yer kaplamasını sağlamıştır. Otomotiv aydınlatmasında, özellikle fren lambalarındaki kullanımı kıyaslandığında düşük tepki süresi sayesinde arkadan takip eden sürücünün daha sağlıklı uyarılmasını ve tepki vermesini sağladığından kazaları da önleyerek güvenliği arttırmaktadır (Nair, 2021). Bir diğer kıyaslama da ışık akısı ve aydınlatma mesafesidir. LED'lerin aydınlattığı mesafe, halojen lambalara göre çok daha fazla olduğundan özellikle gece görüşlerinde çok daha konforlu olanaklar sağlamaktadır.

Işık yayan diyot (Light Emitting Diode) olarak bilinen LED'ler, temeli diyot olan, elektrik enerjisini ışığa dönüştüren elektronik devre elemanıdır. Galyum-Arsenik (GaAs), Galyum Arsenik-Fosfat (GaAsP) ya da Galyum Fosfat 'tan (GaP) yapılmış P-N eklem yapıları olan LED'lerdeki eklem noktaları ileri akım yapıldığında, elektronlar n bölgesinden p bölgesine geçerler. Elektron – boşluk (hole) birleşimi gerçekleşerek kızılötesinde veya görünür bölgede fotonlar üretilir ve elektriksel ışıma gerçekleşir (Electro luminescence). LED noktasal bir ışık kaynağıdır, kılıf içine yerleştirilen yansıtıcı bir eleman ile ışığın belli bir doğrultuya yönlendirilebilmesi mümkündür (Erol, 2010). Yüksek güçlü LED'ler enerjilerinin %20- %30'unu ışık enerjisine dönüştürürken, geriye kalan %70-%80 ini de ısı enerjisi olarak yaymaktadırlar. LED'lerdeki bu yüksek bağlantı sıcaklıkları kullanım ömrü, renk kararlılığı ve ışık yoğunluğunu olumsuz etkileyebilmektedir (Huang ve Chen, 2019).

2.2. Işık Kılavuzları

Noktasal bir ışık kaynağı olan LED'lerin sağladığı ışığın yönlendirilmesi ve homojenize edilmesi gerekmektedir. Bu nedenle ihtiyaç duyulan optik tasarım elemanlarından biri de ışık kılavuzlarıdır. Bu kılavuzlar, ışık ışınlarının uzun mesafeler arası taşınmasını sağlayan, katı, plastik bir lenstir ve yapıldığı malzemenin karakteristiğine göre bir kırılma indisine sahiptir. Işık kılavuzlarında genellikle kenar aydınlatma uygulamaları kullanılarak LED ışığının yönlendirilmesi sağlanmaktadır. Bu amaçla kullanılan plakalar, ışık kılavuzu plakası olarak adlandırılmaktadır. Endüstriyel alanda LGP (light guide plate) olarak anılan bu plakalar, %94'e kadar geçirgenlik sunan PMMA (polimetil metakrilat) diğer adıyla akrilik cam veya pleksiglas olarak adlandırılan malzemelerden yapılmaktadır. Şeffaf ve yüksek geçirgenliğe sahip olan bu malzeme sayesinde yüksek ışık parlaklıkları elde edilebilmektedir. Işık kaynağından yayılıp kılavuz içine giren farklı açılardaki ışık ışınlarını yakalayabilme özelliğine nümerik açıklık denir. Nümerik açıklık büyüdükçe daha fazla ışık kılavuz içerisinde yol almaktadır. Işık kılavuzunun üzerine, içeride kılavuzlanan ışığın dışarı yönlendirilmesini sağlayan optik bir eleman tasarlanmalıdır (Şekil 1). Bu optik eleman nokta matrisi, çoklu oluklardan oluşan matris vb. olabilir. Otomotiv aydınlatmalarında en çok kullanılan ve bu çalışmada da ele alınan bir diğer optik

yöntem de dağıtıcı prizmalardır. Işık kılavuzunun üzerine eklenen bu optik desenli prizmalar geometride yapılan ani bir değişiklik olduğundan, pertürbasyon etkisi yaratarak ışığın dağılım karakteristiğine etki eder.



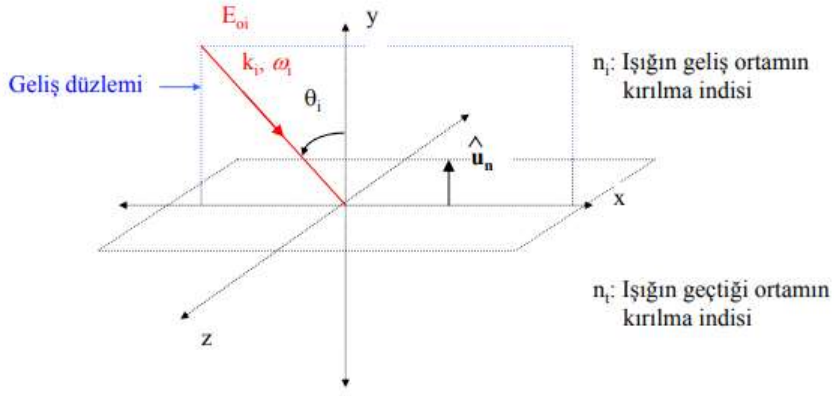
Şekil 1. Işık kılavuzu üzerindeki optik elemanlar

2.3. Homojenlik (Homojenite)

Fiziksel bir tanım olan homojenlik, bir sistemin tüm noktalarının düzenli bir yapıda ve aynı özelliklere sahip olması durumudur (Rennie, 2003). Bu tanıma bağlı olarak ışığın homojenliği de belirli bir alanın her bir noktasından saçılan ışık ışınlarının eşit şiddette olması anlamına gelmektedir. Bu çalışmada homojenite kavramı, ışık kılavuzunda yayılan ışık şiddetlerinin her bölgede yaklaşık olarak aynı olması ile tanımlanmaktadır.

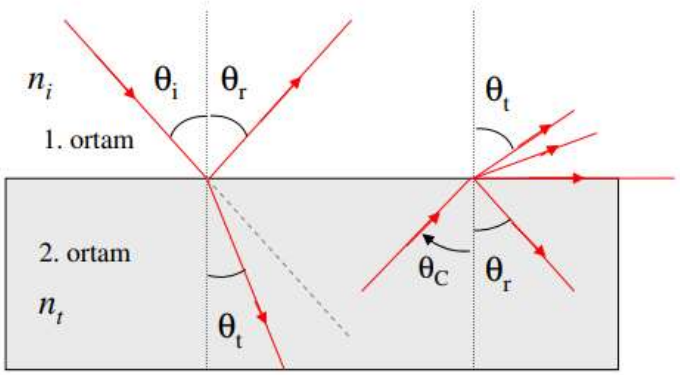
2.3.1. Hot Spot

Işık kılavuzları, yapıldıkları malzemenin karakteristiğine göre bir kırılma indisine sahiptir. Işığın iki farklı ortamdan geçişi Şekil 2'de gösterilen açısal ve düzlemsel tanımlarla yapılmaktadır. Kılavuzda ilerleyen ışığın kayıpsız bir şekilde ilerlemesi, kılavuzun indisi ve dışındaki ortamın indisi ile ilişkilidir. Bu ilişki Snell Yasası ile açıklanabilir (Şekil 3). Kılavuz, yapıldığı malzemeye göre bir kırılma indisine sahiptir. Otomotiv aydınlatmasında kullanılan ışık kılavuzunun dışında hava bulunmaktadır. Işık kılavuzlarında ilerleyen ışık, kılavuzun hava ile birleştiği 2.ortama çarparak yansıma ve kırınım yapar.



Şekil 2. Işığın düzlemler arasındaki tanımı

K_i; Gelen dalganın vektörü
ω_i ; elektromanyetik dalganın açısal frekansı
E_{oi}; Gelen dalganın genliği
U_n; düzlem normal vektörü



Şekil 3. Işığın iki farklı ortamdaki davranışı

Işık kılavuzlarının üzerindeki prizmanın dışarı yönlendirdiği ışık miktarları yaklaşık olarak eşit olduğunda homojenlik sağlanmış sayılmaktadır. Otomotiv aydınlatmalarında kullanılan ışık kılavuzları geleneksel dikdörtgen ışık kılavuzlarından farklı olarak çok daha karmaşık bir yapı sergiler. Işık kılavuzu eğimli yapıda olabilir. Işık kılavuzunun eğimlendiği radyal bölgelerde, kılavuzun giriş ve çıkış yüzeylerinde kılavuzlanan ışığın geliş açısı yüzeye göre farklılık göstereceğinden istenmeyen parlamalar görülebilmektedir. Bu istenmeyen parlama durumu "hot spot", parlamanın olduğu bölgeler de "hot spot noktası" olarak tanımlanır.

Bu çalışmada, kılavuzlanan ışığın kılavuzdan ayrılması sonucunda ortaya çıkan geri yansımalardan dolayı oluşan ışık parlamasının (hot spotun), geometrik optik ile parlama miktarlarındaki değişim incelenmiş ve en optimum yapıya ulaşılmıştır.

3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

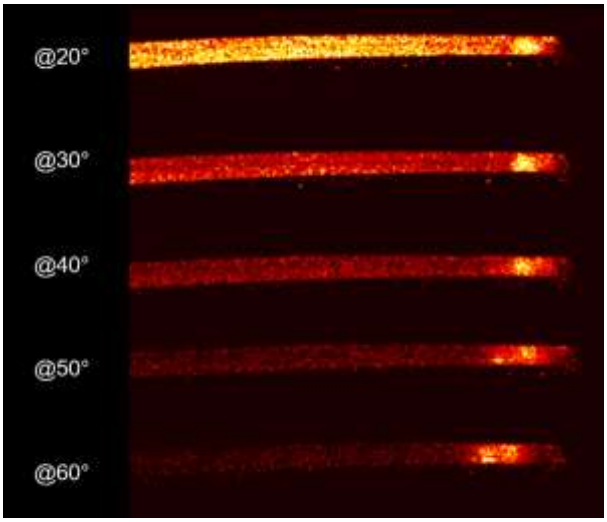
Yapılan çalışmada, PMMA malzemeli ışık kılavuzunun, ışık kaynağından en uzak bölgede; ışığın kılavuzu terk ettiği sırada meydana gelen geri yansımalardan dolayı oluşan hot spotun iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Bu çalışmada düz bir bitiş kesim hattına sahip olan ışık kılavuzunda meydana hot spotu iyileştirmek amacıyla 3 farklı çeşit bitiş geometrisi oluşturulmuştur. Ve her bir tasarım optik analiz programı ile analiz edilerek sonuçlar karşılaştırılmıştır.

3.1. Dış Bükey Sonlanma Geometrisine Sahip Işık Kılavuzu

Şekil 4'de gösterildiği gibi ışık kılavuzunun sonlandığı yapı dış bükey bir geometri olarak tasarlanmıştır. Sonrasında optik tasarım programı ile insan gözünün, gerçek üründe göreceği ışık şiddetleri hesaplanarak simüle edilmiştir. Şekil 5'de farklı açılardan elde edilen simülasyon görüntüleri mevcuttur.



Şekil 4. Dış bükey sonlanmaya sahip ışık kılavuzu.



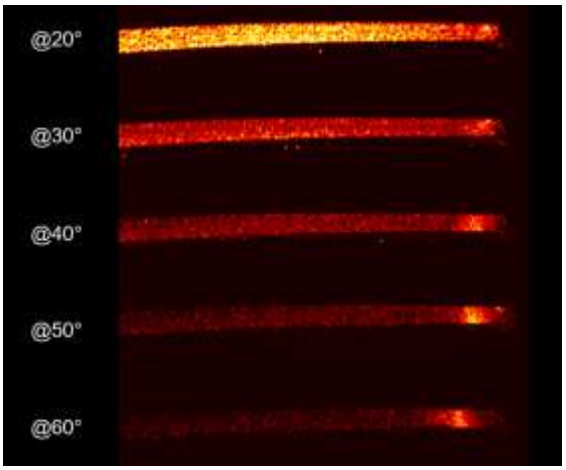
Şekil 5. Farklı görüş açılarından elde edilen simülasyon sonuçları.

3.2. İç Bükey Sonlanma Geometrisine Sahip Işık Kılavuzu

Şekil 6'da gösterildiği gibi ışık kılavuzunun sonlandığı yapı iç bükey bir geometri olarak tasarlanmıştır. Sonrasında optik tasarım programı ile insan gözünün, gerçek üründe göreceği ışık şiddetleri hesaplanarak simüle edilmiştir. Şekil7'de farklı açılardan elde edilen simülasyon görüntüleri mevcuttur.



Şekil 6. İç bükey sonlanmaya sahip ışık kılavuzu.



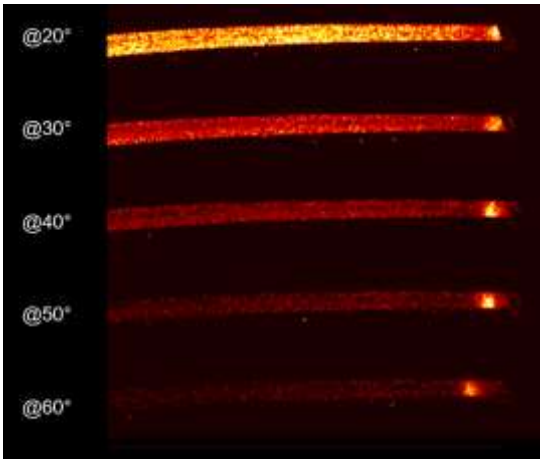
Şekil 7. Farklı görüş açılarından elde edilen simülasyon sonuçları.

3.3. Konik (Taper) Sonlanma Geometrisine Sahip Işık Kılavuzu

Şekil 8'de gösterildiği gibi ışık kılavuzunun sonlandığı yapı konik şeklinde bir geometri olarak tasarlanmıştır. Sonrasında optik tasarım programı ile insan gözünün, gerçek üründe göreceği ışık şiddetleri hesaplanarak simüle edilmiştir. Şekil 9'da farklı açılardan elde edilen simülasyon görüntüleri mevcuttur.



Şekil 8. Konik bükey sonlanmaya sahip ışık kılavuzu.



Şekil 9. Farklı görüş açılarından elde edilen simülasyon sonuçları.

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Üç farklı geometrik optik yapı ile, ışık kılavuzunun sonunda oluşan hot spotu minimize etme çalışmaları yapılarak simüle edilmiş ve sonrasında 1cm^2'lik son bölümlerin cd/m^2 ölçümleri alınarak sayısal kıyaslama yapılmıştır (Tablo 1).

Tablo 12: Farklı geometrik sonlanmalara sahip ışık kılavuzlarının son 1cm2 'lik alanlarının aydınlanma değerleri

Görüş Açısı	Dış Bükey Sonlanma	İç Bükey Sonlanma	Konik Sonlanma
20º	390 cd/m^2	230 cd/m^2	280 cd/m^2
30º	370 cd/m^2	220 cd/m^2	285 cd/m^2
40º	355 cd/m^2	200 cd/m^2	270 cd/m^2
50º	345 cd/m^2	205 cd/m^2	270 cd/m^2
60º	348 cd/m^2	200 cd/m^2	240 cd/m^2

Elde edilen sonuçlar göstermektedir ki, iç bükey bir sonlanmaya sahip ışık kılavuzları hot spotun oluşmasını, diğer geometrik yapılara göre minimum düzeye indirgemektedir. Ölçümler özellikle farklı görüş açıları ile yapılmıştır. Çünkü araç üzerindeki dış aydınlatma lambalarını müşteri gözü ile değerlendirdiğimizde, sadece karşıdan değil, aracın çevresinde dolaşarak; farklı görüş açılarında da en iyi aydınlanma homojenitesine sahip olmasını isteriz.

Yapılan bu çalışmada üretim teknolojileri de göz önünde bulundurulduğunda, iç bükey bir sonlandırma geometrisine sahip ışık kılavuzları tasarlamak her ne kadar zor olsa da henüz araç ön geliştirme safhalarında bu geribildirim stil ve araç mimarisi sorumlularına verilerek gerekli alanın oluşturulması sağlanmalıdır.

Elde edilen bu sonuçlarla birlikte benzer yaklaşım sadece ışığın kılavuzdan ayrıldığı yerlere değil; hot spot görülen farklı bölgelere de uygulanabilir. Böylelikle homojen bir dağılıma sahip yapılar elde edilebilir.

TEŞEKKÜRLER

Bu çalışmayı destekleyen TOFAŞ Türk Otomotiv Fabrikasına ve Optik Simülasyonlar konusunda destek veren MAKO'ya teşekkür ederiz.

REFERENCES

[1] Bullough, JD., (2005) "Onset Times and the Detection of Colored Signal Lights", Transp Res Rec, 1918:123e7

[2] Liu, S., and Luo X., (2011) "LED Packaging for Lighting Applications", Design, Manufacturing and Testing, First Edition Chemical Industry Press, pp.:7-8.

[3] Yu, C., Chen, J., (2013) "Design of LED Edge-lit Light Bar for Automotive Taillight Applications", National Kaohsiung First University of Science and Technology, Taiwan.

[4] Nair, G., and Dhoble, S. J. (2021) "General Lighting the Fundamentals and Applications of Light-Emitting Diodes,"1 pp.:55–176. doi:10.1016/b978-0-12-819605-2.00006-9

[5] Erol, Y., (2010) "Akım Regüleli LED Test Cihazı Tasarımı", ELECO'2010 Elektrik-Elektronik ve Bilgisayar Mühendisliği Sempozyumu, Bursa, pp.: 370-374.

[6] Huang, D.-S., Chen, T., (2019) "Design of Fins With a Grooved Heat Pipe for Dissipation of Heat From High-Powered Automotive LED Headlights", Energy Conversion and Management, pp.: 550-558.

[7] Rennie, G., (2003) "The Facts on File Dictionary of Atomic and Nuclear Physics" Science Online. Homogeneous, USA.

ASKERİ PALETLİ ARAÇLARIN SÜSPANSİYON SİSTEMİ TASARIMI VE ANALİZİ

Murat MERCAN [1], Fevzi BEDİR [1]

[1] Gebze Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Kocaeli, Türkiye
Sorumlu Yazar: Murat MERCAN, e-mail: mmercan@gtu.edu.tr

ÖZET

Zor arazi şartlarında yüksek hareket kabiliyeti istenen askeri paletli araçlar, zeminden kaynaklı titreşim ve kuvvetlerin etkisi sebebiyle tekerlekli araçlara göre daha gelişmiş ve karmaşık süspansiyon sistemlerine sahiptirler. Bu kuvvet ve titreşimler araç gövde yapısına ve diğer ekipmanlara zarar verdiği gibi personelin sağlığı ve sürüş konforunu da etkilemektedir. Bu çalışmada, RecurDyn program kullanılarak bir askeri paletli aracın (M113 Personel Taşıyıcı Araç) süspansiyon sisteminin analizi ve iyileştirme önerileri üzerine çalışmalar yapılmıştır.

Anahtar kelimeler: Askeri Paletli Araçlar, Süspansiyon Sistemi, Soğurulan Güç, Dikey İvme, Yol Titreşimleri, M113.

THE DESIGN AND ANALYSIS OF MILITARY TRACKED VEHICLES' SUSPENSION SYSTEM

ABSTRACT

High mobility is required from military tracked vehicles in difficult terrain condition. For this reason, military tracked vehicles have more advanced and complex suspension systems than wheeled vehicles. Forces and vibrations from terrain not only damage the hull structure and other equipment, but also affect the safety and driving comfort of the crew. In this study, some studies were carried out on the analysis of the suspension system of a military tracked vehicle (M113 Armored Personnel Carrier) and improvement suggestions by using the RecurDyn program.

Keywords: Military Tracked Vehicles, Suspension Systems, Absorbed Power, Vertical Acceleration, Road Vibration, M113.

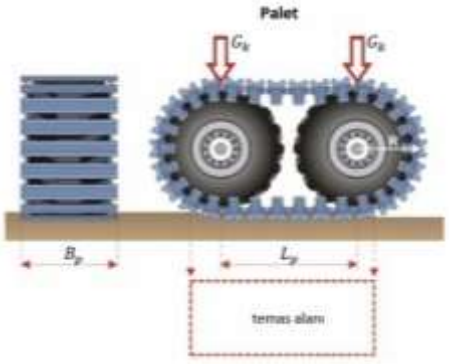
1. GİRİŞ

Zor arazi şartlarında yüksek hareket kabiliyetine sahip olan askeri paletli araçlarda süspansiyon sisteminin tasarımı, bu tip araçların performansını arttırmak açısından önemli bir konu olarak ortaya çıkmaktadır. Literatürde askeri paletli araçların süspansiyon konusuyla ilgili pek fazla ayrıntılı çalışma bulunmamaktadır. Paletli araçların süspansiyon sistemleri, özellikle aracın manevra kabiliyeti ve personelin sürüş konfor kriterleri birlikte göz önüne alınarak tasarlanır. Zor arazi koşullarında yüksek manevra kabiliyetine sahip bir araç süspansiyon sistemi tasarlanabilir, fakat bu arazi koşulları sebebiyle araçta oluşacak yüksek genlik ve frekans içeriğine sahip uyarılar (titreşim ve şok kuvvetleri) yeterli miktarda soğurulamaz ise sürücünün bu aracı kullanamamasına sebep olacaktır. Sürücü bu arazi koşulunda daha düşük hızlarda veya daha az manevra kabiliyetinde aracı kullanabilecektir. Tam tersi olarak düşünüldüğünde ise sürücü çok konforlu bir şekilde araç kullanabilmesi için çok yumuşak süspansiyon sistemleri tasarlanabilir, fakat bu durumda zor arazi şartlarında araç yüksek hızlara çıkamayacak veya yüksek manevra kabiliyetine sahip olamayacaktır.

2. PALETLİ ARAÇ SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN TASARIM PARAMETRELERİ

Paletli araç süspansiyon sistemi tasarlanırken hem araç manevra kabiliyeti hem de sürüş konforu kriterleri göz önüne alınarak optimum tasarımlar yapılması gerekmektedir. Bu tasarımlar yapılırken özellikle "palet yer basıncı", "süspansiyon doğal frekansı", "teker yükü", "yay kuvveti" ve "sönüm kuvveti" kriterleri hem manevra kabiliyeti hem de sürüş konforu açısından detaylı olarak incelenmelidir.

Palet Yer Basıncı; Paletli araçların zemine yaptığı basınç, aracın tekerler üzerindeki ağırlık dağılımına ve palet konturunun zemine temas alanına bağlıdır. Yüksek palet yer basıncına sahip bir araç özellikle yumuşak zeminlerde zemine saplanarak hareket kabiliyeti azalacaktır. Palet yer basıncı yüksek araçlar karlı, çamurlu ve kumlu zeminlerde daha yüksek hareket kabiliyetine sahiptirler. **Şekil**1'de paletli bir aracın palet ölçüleri ve yük dağılımı temsili olarak gösterilmiştir. Bu bilgiler doğrultusunda **Denklem 1** ve **Denklem 2** aracılığıyla aracın palet yer basıncı hesaplanabilmektedir.



Şekil 1; Paletli bir aracın palet ölçüleri ve yük dağılımı

$$A_p \cong B_p \times \left(1.25 \times r + L_p\right) \quad \{mm^2\} \quad (1)$$

$$NGP_p \cong \frac{2 \times G_k + G_p}{B_t \times \left(1.25 \times r + L_p\right)} \quad \{MPa\} \quad (2)$$

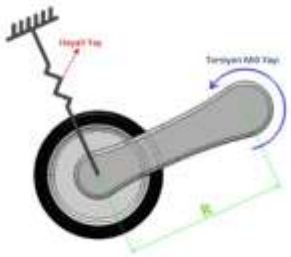
Süspansiyon Doğal Frekansı; Doğal frekans bir sistemin kütlesine ve esnekliğine bağlı olarak hesaplanan ve o sisteme özgü bir parametredir. Araçlarda doğal frekans incelenirken komple yapı temel olarak ikiye ayrılarak incelenmesi gerekmektedir. Bunlar yaylanan kütle ve yaylanmayan kütle olarak tanımlanmaktadır. Yaylanan kütle, süspansiyon kulelerinin üst tarafında kalan gövde komplesi olarak değerlendirilebilir; yaylanmayan kütle ise süspansiyon kulelerinin alt tarafında kalan tekerler ve süspansiyon sistemi kapsayan komple olarak değerlendirilebilir. Yay ve kütleye sahip bir sistemin doğal frekansı **Denklem 5**'e göre hesaplanır.

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \left\{rad/s\right\} \quad (3)$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} w_n \quad \{Hz\} \quad (4)$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} \quad \{Hz\} \quad (5)$$

Klasik tekerlekli araçlarda kullanılan helisel yaylar sebebiyle süspansiyon kolları doğrusal hareket etme kabiliyetine sahiptirler. Torsiyon mili kullanan bir paletli araçta yay elamanı sistemin dönme merkezinde bulunmaktadır. Bu durumda paletli aracın süspansiyon sisteminin doğal frekansının hesaplanabilmesi için dönme hareketi yapan yay elemanı yerine temsili olarak helisel yay düşünülerek doğal frekans hesabı yapılmalıdır. **Şeki2**'de torsiyon milli paletli bir aracın süspansiyon sisteminin şematik gösterimi yapılmıştır. Torsiyon miller yerine temsili helisel yaylar kullanılacağı için eşlenik yay katsayıları hesaplanmalıdır. **Denklem 6**'dan **Denklem 9**'a kadar bu hesaplama gösterilmiştir. **Denklem 10**'da ise torsiyon milli bir paletli aracın süspansiyon sisteminin doğal frekans hesabı denklemi gösterilmiştir.



Şekil 2; Torsiyon milli paletli bir aracın süspansiyon sisteminin şematik gösterimi

$$KE_{HY} = KE_{TB} \tag{6}$$

$$\frac{1}{2} * k_{HY} * x^2 = \frac{1}{2} * k_{TB} * Q^2 \tag{7}$$

$$x = R * \sin(Q) \qquad \{\sin(Q) \cong Q \ \text{ küçük açılar için}\}$$

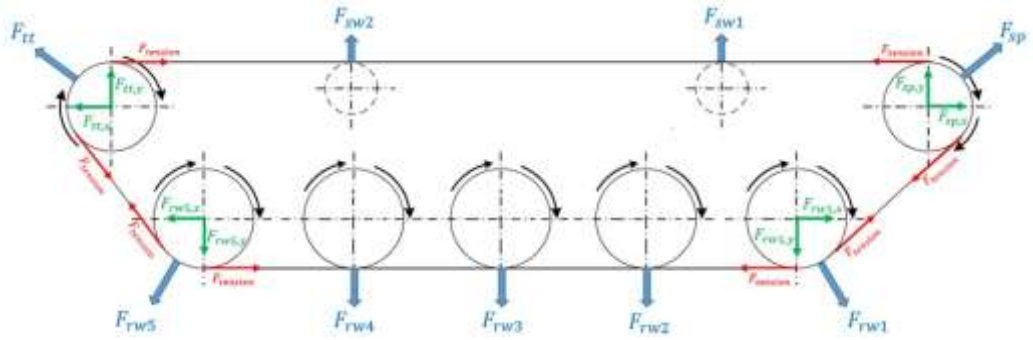
$$x = R * Q$$

$$\frac{1}{2} * k_{HY} * (R * Q)^2 = \frac{1}{2} * k_{TB} * Q^2 \tag{8}$$

$$k_{TB} = k_{HY} * R^2 \tag{9}$$

$$f_n = \frac{1}{2 * \pi} * \sqrt{\left(\frac{k_{TB} * N}{m_s * R^2}\right)} \tag{10}$$

Teker Yükü; **Şeki3**'de paletli bir araçta tekerlere, cer dişlisine, gergi tekerine ve istikamet makaralarına etki eden kuvvetler temsili olarak gösterilmiştir. Palet konturunun üst kısmında olan ve cer dişlisi ile gergi tekeri arasında kalan palet baklalarının ağırlıklarına karşı istikamet makaralarının oluşturduğu tepki kuvvetleri F_{sw1} ve F_{sw2} olarak gösterilmiştir. Palet gergi sisteminin gergi tekerini ötelemesiyle palette oluşan gerginlik $F_{tension}$ olarak, palet tekerinde oluşan tepki kuvveti ise F_{tt} olarak gösterilmiştir. Aynı şekilde palet gerginliği ile cer dişlisine etki eden tepki kuvveti F_{sp} olarak gösterilmektedir. Paletli araçlarda genel olarak 4-7 istasyon bulunmaktadır. Bu sebepten ötürü araç ağırlığını her bir istasyona dengeli şekilde dağıtma imkanı bulunmaktadır. İstasyonlardaki yay kuvvetleri hesaplanarak kurulması durumunda her bir tekere etki eden kuvvet birbirine yakın olacaktır. İstasyonlarda aynı yay katsayılı yay elemanları kullanılması durumunda istasyonların doğal frekansları da birbirine yakın olacaktır. Bu da süspansiyon ekipmanları seçimi ve sistem dinamik analizlerinin yapılmasında kolaylık sağlayacaktır. **Şeki3**'de 2. 3. ve 4. istasyonlarda palet gerginliğinin bir etkisi olmayacaktır. Araç ağırlığı ile bu istasyonlardaki yol tekerlerinde oluşan tepki kuvvetleri F_{rw2} , F_{rw3} ve F_{rw4} olarak gösterilmiştir. 1. ve 5. istasyonlara araç ağırlığı dışında palet gerginliğinin etki edeceğinden dolayı yol tekerlerinin oluşturacağı tepki kuvvetleri farklı doğrultuda olacaktır. Bu kuvvetler F_{rw1} ve F_{rw5} olarak gösterilmiştir. Tüm istasyonlardaki yol tekeri kuvvetlerinin birbirine eşit olması sağlamak için 1. ve 5. istasyon yol tekerlerinde palet gerginliğinden dolayı oluşan dikey kuvvetlerin etkisi göz önüne alınması gerekmektedir. Bu sebepten dolayı araç ağırlığının istasyonlara dağılımı 1.ve 5. istasyondan diğer istasyonlara (2., 3. ve 4. istasyon) palet gerginliğinin etkisi kadar aktarılmalıdır. Tüm bu değerlendirmeler aracın statik veya stabil (araç hızlanma veya yavaşlama hareketi yapmıyor iken) durumu için yapılmıştır. Araç hareket halindeyken cer dişlisinde oluşan moment, palet baklalarının hareketleri, ekipmanların ataleti, sürtünme kuvveti ve yoldan gelen kuvvetlerden, ekipmanlara etki eden kuvvetlerde anlık değişmeler oluşturacaktır.



Şekil 3; Paletli süspansiyon sistemine etki eder teker yükleri

Yay Kuvveti; Yay kuvveti oluşturabilmek için ya metalin esneme özelliğini ya da gazların sıkışabilme özelliğinden faydalanılmaktadır. Amaç metallerin veya gazların kuvvet altında şekil değiştirerek bünyelerinde enerji depolamalarıdır. Kuvvetin etkisi kaldırıldıktan sonra metal veya gazlar başlangıç konumuna dönerler. Askeri paletli araçlarda genel olarak 4 tip yay elemanı kullanılmaktadır. Bunlar;

- Torsiyon Mili (Burulabilen Mil)
- Helisel Yay
- Hidro-pnömatik Süspansiyon Ünitesi (HSU)
- Yol Kolu İçinde Süspansiyon Ünitesi (ISU)

Paletli araç üretin tarihine bakıldığında ilk başlarda torsiyon milli süspansiyon sistemleri kullanırken zaman içerisinde helisel yaylı süspansiyon ve daha sonrasında da hidro-pnömatik süspansiyon sitemleri kullanılmaya başlanmıştır. Fakat savaş koşullarında denenmiş olan paletli araçlarda ağırlıklı olarak torsiyon milli süspansiyon sistemi tercih edilmiştir.

Sönüm Kuvveti; Sönüm elemanları, sürüş esnasında yoldaki engebeler sebebiyle meydana gelecek sarsıntıların şiddetini ve etkisini hafifletmek için kullanılan özel ekipmanlardır. Sönüm elemanlarının genel olarak çalışma prensibi, tekerin yukarı veya aşağı doğru hareketine karşı direnç oluşturmaktır. Teker hareketleri ile sahip olunan kinetik enerji, yay elemanlarında depolanacak potansiyel enerjiye dönüşüm esnasında, sönüm elemanları sistem üzerinden enerji çalarak ısı enerjisine dönüştürürler. Sönüm elemanları sadece araç gövdesine gelen kuvvetleri sönümlemek için kullanılan elemanlar değildir. Aynı zamanda tekerlerin yolu veya paleti iyi kavramalarını sağlarlar ve virajlarda araçların savrulmasını engellerler. Ayrıca tekerlerin yola veya palete iyi basmalarını ve tekerlerin zıplamasını engelleyerek hem çekişi arttırır hem de fren yapıldığını durma mesafesini kısaltırlar. Askeri paletli araçlarda genel olarak kullanılan sönüm elemanları;

- Doğrusal damper (amortisör)
- Hidrolik döner damper
- Sürtünmeli döner damper
- Hidro-pnömatik Süspansiyon Ünitesi (HSU)
- Yol Kolu İçinde Süspansiyon Ünitesi (ISU)

3. APG STABİLİZASYON PARKURU

APG Stabilizasyon parkuru 455m uzunluğundaki beton bir saha üzerine dağıtılan 2 farklı tipte seri engellerden oluşmaktadır [1]. Bu parkur iki farklı sınıftaki araçlarının özelliklerini test etmek için kullanılmaktadır. Tank ve benzeri sınıftaki ağır tonajdaki paletli araçların atış kontrol sistemlerinin stabilizasyonu bu parkurda test edilmektedir. Orta ve hafif tonajdaki paletli ve tekerli araçların süspansiyon sistemi de bu parkurda test edilmektedir. **Şekil4**'de Amerika'nın Aberdeen Test Merkezi'nde bulunan APG Stabilizasyon parkuru gösterilmiştir. Bu parkur özellikle ABD ve NATO tarafından askeri araçları karşılaştırabilmek ve sürüş performanslarını değerlendirebilmek için referans alınan parkurdur.



Şekil 4; Aberdeen Test Merkezi'ndeki APG Stabilizasyon parkuru

4. SÜRÜCÜ TARAFINDAN SOĞURULAN GÜÇ DEĞERİ

Titreşim enerjisinin bir insan tarafından sönümlenebilme hızının bir ölçüsüdür ve engebeli araziden çalışan askeri araçlar için titreşime karşı insan toleransını tanımlamak için kullanılmıştır. Soğurulan güç kavramı, ABD ordusu ve NATO tarafından askeri araçların sürüş kalitesini değerlendirmek için benimsenmiştir. Halihazırda soğurulan gücün üst sınırı, sürücünün konumunda 6 W olarak kabul edilmiştir [2]. Sürüş sınırlayıcı hızı, sürücünün toplam geçen süre boyunca ortalama emdiği gücün 6 W'lık seviyeye ulaştığı hızdır. Soğurulan gücün 6 W değerini geçtiği araç hızı, kritik araç hızı olarak kabul edilmektedir ve bu hızdan yüksek hızlarda gitmek yolcuların sağlığı için sakıncalı olarak değerlendirilmektedir. Soğurulan güç değeri ivme spektral yoğunluk spektrumunun (PSD) uygun transfer fonksiyonu ile çarpılıp integralinin alınmasıyla hesaplanır.

$$P = \sum_{1}^{n} (C_i)(A_i)^2 \qquad \{W\} \qquad (11)$$

Tablo 1; Personel tarafından soğurulan güç formülündeki bileşenler

P	Soğurulan Güç	watts
A_i	i. frekans bandı için RMS ivme değeri	ft/s^2
C_i	i. frekans bandına karşılık gelen ağırlık katsayısı	$\frac{(K_1K_0)*(F_1F_4-F_2F_3)}{(F_3^2+W_i^2F_4^2)}$
W_i	frekans	rad/s
F	katsayı değerleri [2]	-
K	katsayı değerleri [2]	-

TOP 1-1-014A standardına göre sürücü tarafından soğurulan güç değerinin hesaplanabilmesi için 20 Hz'e kadar olan ivmeler, her bir frekans aralıkları için Butterworth yöntemi ile filtrelenerek grafiklerin RMS (karelerinin ortalamasının karekökü) değerleri bulunmalıdır. Bu RMS değerleri **Tablo1**'deki bilgiler yardımıyla **Denklem 11**'de kullanılır. Çıkan sonuç sürücü tarafından soğurulan güç değeri olarak belirlenir.

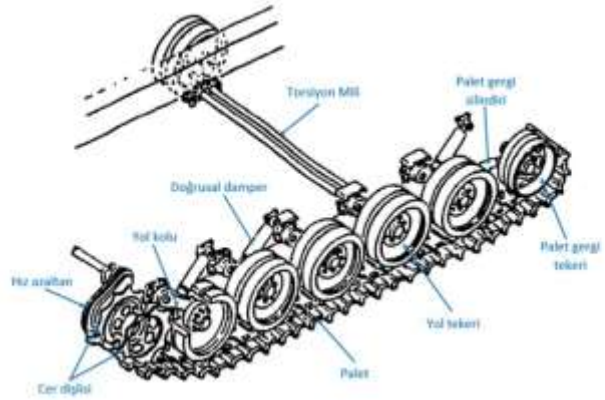
5. ÖRNEK BİR PALETLİ ARACIN ÖZELLİKLERİ

Bu çalışma kapsamında askeri paletli bir aracın süspansiyon sistemi analizi işlenmiştir. Bu analizin yapılabilmesi için dünyada en fazla üretilen ve açık kaynaklarda bilgilerine erişilebilen M113 aracı seçilmiştir [3] [4] [5]. Çeşitli açık kaynaklardan M113 aracının genel ölçüleri ve gövde yapısının mekanik özellikleri ile süspansiyon sisteminde kullanılan ekipmanların mekanik özellik bilgileri toplanmıştır. Bu bilgiler doğrultusunda tüm gövde yapısı, süspansiyon sistemi ve sürücü koltuk sisteminin hareket modeli RecurDyn programında hazırlanmıştır. Mevcut M113 aracının tasarımına göre, belirlenmiş arazi koşullarında sürücünün sürüş konforu göz önüne alınarak aracın sürülebileceği en yüksek hızlar belirlenmiştir. Bu sürüş hızlarının yükseltilmesi veya sürüş konforunun arttırılabilmesi için süspansiyon sisteminde iyileştirme önerilerinde bulunulmuştur. Bu iyileştirme önerileri doğrultusunda yeni modeller hazırlanmış ve koşturulmuştur. Analizler sonucunda mevcut durum ve iyileştirme önerileri sonucu durumların karşılaştırılması yapılmıştır. **Şekil5**'de örnek olarak alınan M113 aracının genel görüntüsü gösterilmiştir.

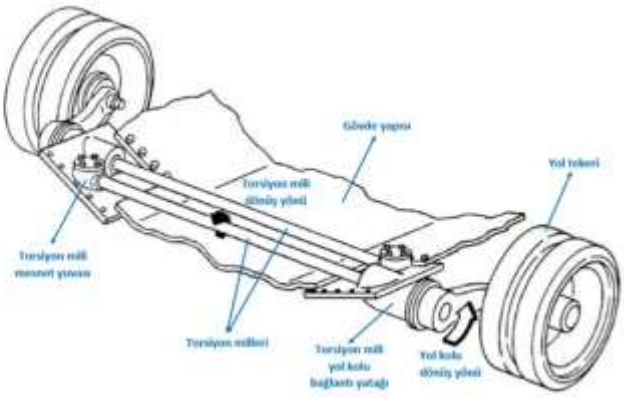


Şekil 5; M113 aracının genel görüntüsü

Şekil 6'da M113 aracının süspansiyon sisteminde kullanılan ekipmanlar şematik olarak gösterilmiştir. **Şekil 7**'de ise M113 aracının örnek olarak 1 istasyonunda kullanılan ekipmanlar gösterilmiştir. Bu istasyonda doğrusal damperler (amortisörler) gösterilmemiştir. M113 aracında 1.2. ve 5. İstasyonlarda doğrusal damper kullanılmıştır, fakat 3. ve 4. istasyonda doğrusal damper kullanılmamıştır.



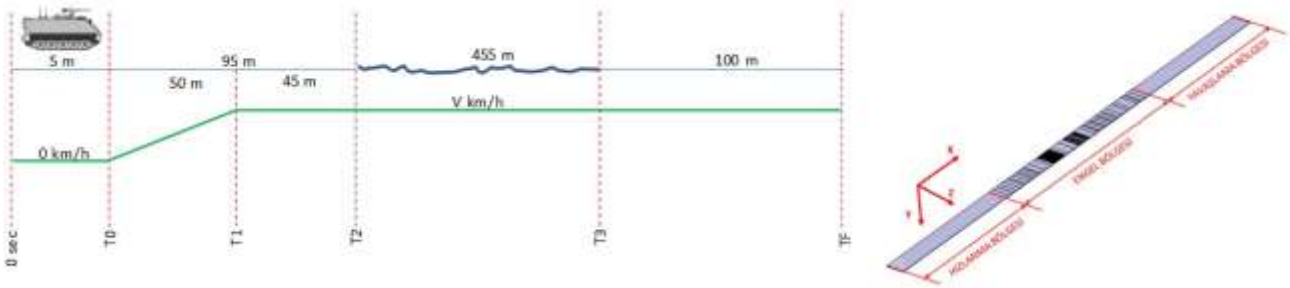
Şekil 6; M113 aracının süspansiyon sistemi ekipmanları



Şekil 7; M113 aracının bir istasyonundaki ekipmanlar

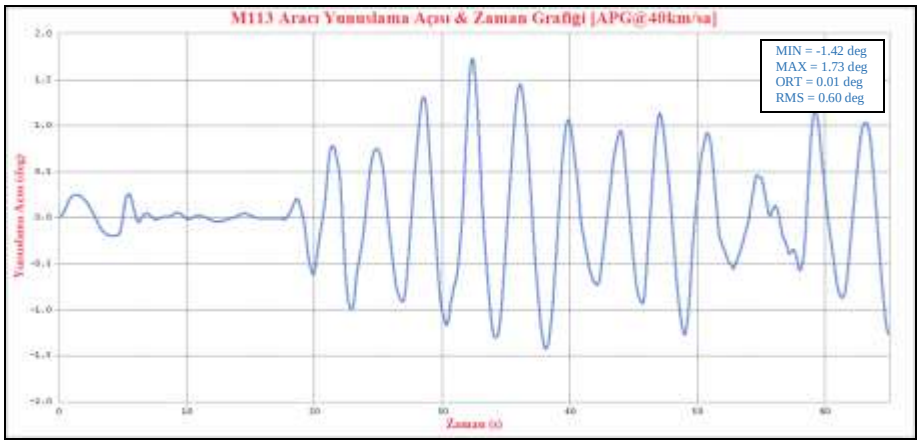
6. ÖRNEK ARACIN APG PARKURUNDA KOŞTURULMASI

Aracın APG parkuruna (stabilizasyon) dengeli ve sabit bir hızda başlayabilmesi için öncesinden şartlandırılmış olması gerekmektedir. APG parkurunun etkileri doğru gözlemlenebilmesi için parkur sonrasında düz bir yolda aracın tekrar dengeye gelmesi gerekmektedir. **Şekil8**'de analizde APG parkurunda süspansiyon performansı ölçülen aracın izlediği yol ve şartlandırılma senaryoları gösterilmiştir. Araç 0 – T0 süresi zarfında hareketsiz bekletilerek tüm süspansiyon ve palet sisteminin dengeye gelmesi beklenmektedir. T0 – T1 süresi zarfında (50m boyunca) araç belirlenen hıza ulaşabilmesi için ivmelendirilmektedir. Araç T1 anında belirlenen hıza ulaşmış olmaktadır. Bu ivmelenme hareketi sebebiyle araçta yunuslama (başvurma) açısal hareketleri olmaktadır. Bu sebeple T1 – T2 zaman zarfından (45m boyunca) yunuslama açısal hareketleri sönümlenebilmesi için araç belirlenen sabit hızla sürüşüne devam etmektedir. T2 anında 455m'lik APG parkuru başlamaktadır. T2 – T3 zaman zarfında araç APG parkurunda koşturulmaktadır. T3 anında APG parkuru sonlanmaktadır. Parkur sonrasında araçta hem yunuslama hem de yalpalama hareketleri oluşacaktır. Bu hareketlerin sönümlenmesi için T3 – TF zaman zarfında (100m boyunca) araç sabit hızla sürüşüne devam etmektedir. TF anında analiz sonlandırılmaktadır.

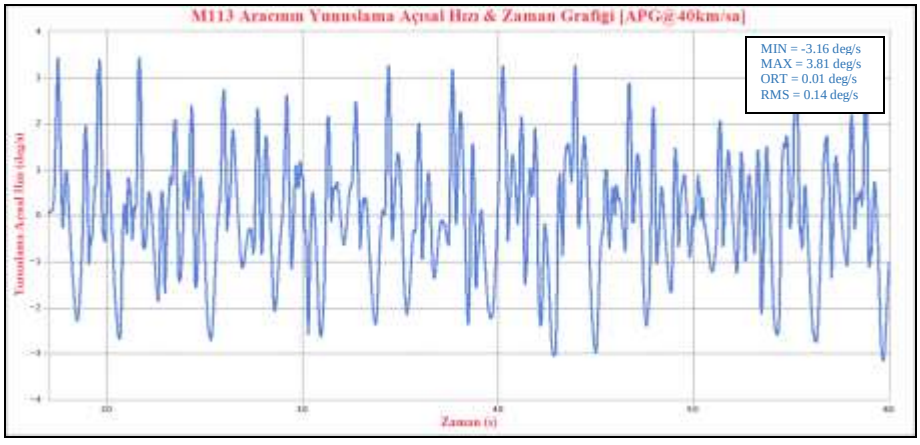


Şekil 8; Analizde koşturulan APG parkuru, öncesi ve sonrası

Sürüş konforu açısından önemli olan yapılan bu açıların türevi olan açısal hızların büyüklüğüdür. Standartta sürücünün sürüş konforunu etkilemeyecek açısal hız üst limit değeri 25 deg/s olarak belirtilmiştir [6]. **Şekil9'de** M113 aracının zamana göre yaptığı yunuslama açı grafiği, **Şekil10**'de M113 aracının yaptığı yunuslama açılarının türevi alınarak zamana göre açısal hız grafiği çizdirilmiştir. APG parkurundan 40 km/sa hızla gidilirken maruz kalınan en üst açısal hız değeri 3.81 deg/s olarak ölçülmüştür. Koltuğunun süspansiyon mekanizması sayesinde sürücünün maruz kaldığı yunuslama açısal hız değeri 1.21 deg/s değerine kadar düşürülmüştür. Bu değerler limitin altında olmasından dolayı aracın yaptığı yunuslama açısal hızı sürüş konforunu etkilememektedir.

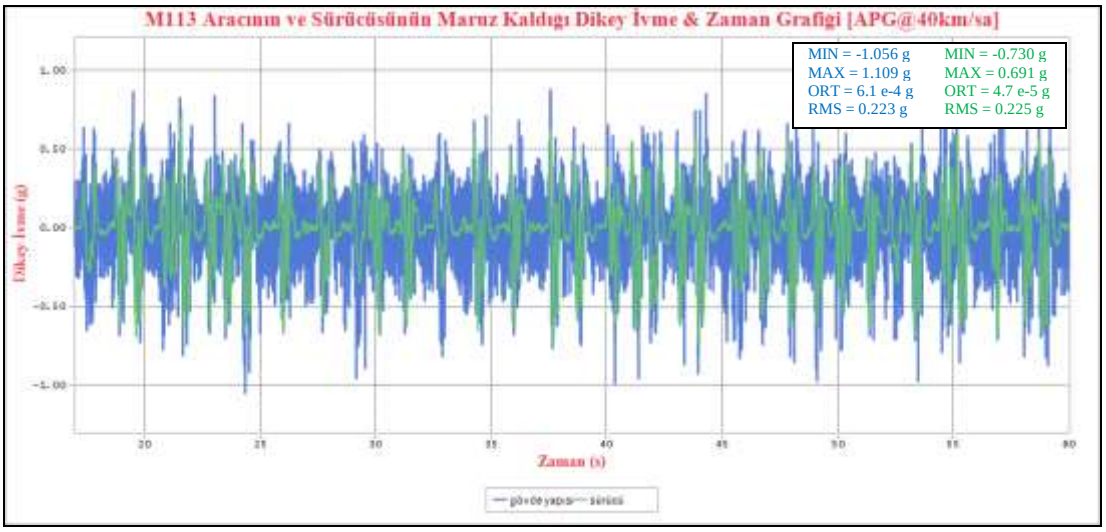


Şekil 9; M113 Aracı Yunuslama Açısı & Zaman Grafiği (APG@40km/sa)



Şekil 10; M113 Aracı Yunuslama Açısal Hız & Zaman Grafiği (APG@40km/sa)

Standartta sürüş konforu ve güvenliği için, sürüş esnasında personelin 2.5 g'nin üstünde dikey kuvvetlere maruz kalmaması istenmektedir [2]. **Şekil11**'deki grafik incelendiğinde sürüş esnasında gövde en fazla 1.109 g değerinde dikey kuvvete maruz kalmıştır. Fakat bu kuvvet koltuk süspansiyonu yardımıyla 0.691 g değerine kadar sönümlenmiştir. Bu sönümleme sayesinde sürücünün maruz kaldığı en yüksek dikey kuvvet, standartta belirtilen 2.5 g dikey kuvveti limitinin altında kalmıştır.



Şekil 11; APG parkurunda 40 km/sa hızla koşturulan M113 aracının ve sürücüsünün maruz kaldığı dikey ivmelerin (g) zamana (s) göre grafiği

Formüller aracılığıyla her bir frekans aralığı için bulunan soğurulan güç değeri toplandığında, sürücünün maruz kaldığı soğurulan güç değeri **4.98 W** olarak bulunmaktadır. Bu değer 6 W'ın altında olmasından dolayı sürücü oluşacak dikey kuvvetler sebebiyle bu parkurda aracı 40 km/sa hız ile sürekli kullanabilecektir.

Tablo 2; APG parkurunda 40 km/sa hızla koşturulan M113 aracının sürücüsünün maruz kaldığı dikey ivmelerin oluşturduğu soğurulan güç değerinin hesap tablosu

A.L.	Ü.L.	f_i	A_i (r.m.s)	W_i	K_0	K_1	F_1	F_2	F_3	F_4	C_i	P
0.5 Hz	1 Hz	0.7 s^-	1.271 ft/s^2	4.44 *rad/s*	4.354	1.36	0.91265	0.10359	0.89072	0.10191	0.00434	**0.01 W**
1 Hz	2 Hz	1.4 s^-	3.812 ft/s^2	8.89 *rad/s*	4.354	1.36	0.65876	0.09814	0.58028	0.09158	0.01999	**0.29 W**
2 Hz	3 Hz	2.4 s^-	2.969 ft/s^2	15.39 *rad/s*	4.354	1.36	0.04083	0.08403	-0.12363	0.06579	0.07418	**0.65 W**
3 Hz	4 Hz	3.5 s^-	3.246 ft/s^2	21.77 *rad/s*	4.354	1.36	-0.72921	0.06408	-0.86080	0.03179	0.15475	**1.63 W**
4 Hz	5 Hz	4.5 s^-	2.021 ft/s^2	28.10 *rad/s*	4.354	1.36	-1.47583	0.03972	-1.30512	-0.00507	0.20318	**0.83 W**
5 Hz	6 Hz	5.5 s^-	2.589 ft/s^2	34.41 *rad/s*	4.354	1.36	-1.98618	0.01289	-1.11566	-0.03809	0.17939	**1.20 W**
6 Hz	8 Hz	6.9 s^-	1.834 ft/s^2	43.53 *rad/s*	4.354	1.36	-1.83500	-0.02529	0.80391	-0.06332	0.09776	**0.33 W**
8 Hz	10 Hz	8.9 s^-	0.785 ft/s^2	56.20 *rad/s*	4.354	1.36	1.22482	-0.06104	6.54518	-0.01213	0.05244	**0.03 W**
10 Hz	12 Hz	11.0 s^-	0.407 ft/s^2	68.83 *rad/s*	4.354	1.36	8.43962	-0.04790	10.67031	0.19096	0.04373	**0.01 W**
12 Hz	16 Hz	13.9 s^-	0.280 ft/s^2	87.06 *rad/s*	4.354	1.36	23.59840	0.13764	-22.89750	0.79473	0.02435	**0.00 W**
16 Hz	20 Hz	17.9 s^-	0.153 ft/s^2	112.40 *rad/s*	4.354	1.36	18.71356	0.98148	-384.39799	1.82364	0.01280	**0.00 W**

M113 aracı APG parkurunda çeşitli hızlarda koşturulmuştur. Bu hızlarda sürücü tarafından soğurulan güç değerleri **Tablo3**'de gösterilmiştir. Değerler incelendiğinde M113 aracının APG parkurundan en yüksek **40km/sa** hız ile geçebileceği anlaşılmaktadır.

Tablo 3: APG parkurunda koşturulan M113 araçlarının değerlerinin karşılaştırılması

APG Geçiş Hızı	Sürücü tarafından soğurulan güç	Gövde yapısında oluşan en yüksek dikey ivme	Gövde yapısının en yüksek yunuslama açısal hızı
30 km/sa	4.75 W	1.99 g	5.03 deg/s
35 km/sa	4.84 W	3.95 g	19.39 deg/s
40 km/sa	4.98 W	1.11 g	3.82 deg/s
45 km/sa	6.33 W	1.45 g	3.77 deg/s
50 km/sa	6.53 W	1.25 g	3.90 deg/s

7. SÜSPANSİYON SİSTEMİ İYİLEŞTİRME ÖNERİLERİ VE ANALİZ SONUÇLARI

Mevcut bilgiler doğrultusunda APG parkurunda koşturulan M113 aracı için, sürücünün en yüksek hızda sürekli sürüş yapabileceği hız seviyesi 40 km/sa'tir. Bu sürüş performans kabiliyetini arttırabilmek için M113 aracının süspansiyon sisteminde bazı değişiklikler değerlendirilmiştir. Bu değişiklikler;

- Süspansiyon sistemine istikamet makaralarının eklenmesi
- 3. ve 4. istasyona da diğerleri ile aynı özelliklerde doğrusal damper takılması
- Süspansiyon doğal frekansının tavsiye edilen aralığa çekilmesi
- Hidro-pnömatik palet gergi sisteminin kullanılması
- Palet ile temas eden metal yüzeylerin kauçuk kaplanması

Tablo4'de mevcut M113 aracının süspansiyon sistemi ile iyileştirme önerilerinin uygulandığı M113 aracının süspansiyon sistemi karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir.

M113 aracında cer dişlileri ile gergi tekerleri arasında üst kısımda kalan palet grubu, ağırlıkları sebebiyle yol tekerlerinin üzerine sarkmaktadır. Bu durum palet gerginliğinin her tarafta dengeli bir şekilde dağılmasına engel olmaktadır. Sürüş esnasında palet kılavuz tırnakları yol tekerlerinin arasına giremeyip tekerlere çarpabilmektedir. Ayrıca yüksek hızlara çıkıldığında cer dişlilerinin palet kulaklarını güvenli bir şekilde kavrayamamasından dolayı palet atmaları da gözlemlenebilmektedir. Engellerden geçerken yol tekerlerinin yukarıya doğru hareket etmesinden ötürü ilave palet bollaşması meydana gelmektedir. Bu durumda palet grubu gövde yapısına çarpmaktadır, ya da palet atmaları gözlemlenebilmektedir. Üst palet grubu sarkmaması ve paletlerin yol tekerlerinin arasına girmemesi için istikamet makaraları kullanılmıştır. İstikamet makaraları 1. ile 2. yol tekerinin arasında 1 adet ve 4. ile 5. yol tekerinin arasında 1 adet olmak üzeri her bir tarafta 2 adet olarak konumlandırılmıştır. Konumları, engellerden geçerken yol tekerlerinin yukarıya doğru süpürdüğü alan göz önüne alınarak belirlenmiştir.

Mevcut M113 aracında sadece 1., 2. ve 5. istasyonlarda sönüm elemanı (doğrusal damper) kullanılmıştır. Sürüş esnasında engellerden geçerken yol kollarının en fazla hareket ettiği istasyonlar bu istasyonlardır. Fakat 3. ve 4. istasyonlara da doğrusal damper takılması, diğer istasyonlardaki doğrusal damperlerin etkisi kadar olmasa da yine de yoldan gelen kuvvetlerin sönümlenmesinde yardımcı olacaktır. Ayrıca aracın yunuslama açısı ve yunuslama açısal hızının düşmesine de yardımcı olacaktır.

M113 aracının yay katsayısı, yol kolu boyu, istasyon adedi ve aracın yaylanan kütlesi hesaplamada kullanıldığında sonuç olarak aracın süspansiyon sistemi ortalama doğal frekansı 1.352 Hz olarak çıkmaktadır. Wong'un yaptığı çalışmada paletli bir araç için ideal süspansiyon doğal frekansının $1.1<f_n<1.3$ aralığında olması gerektiğini belirtmiştir [6]. M113 aracının süspansiyon doğal frekansının istenilen aralığa getirilebilmesi için şunlar yapılabilir;

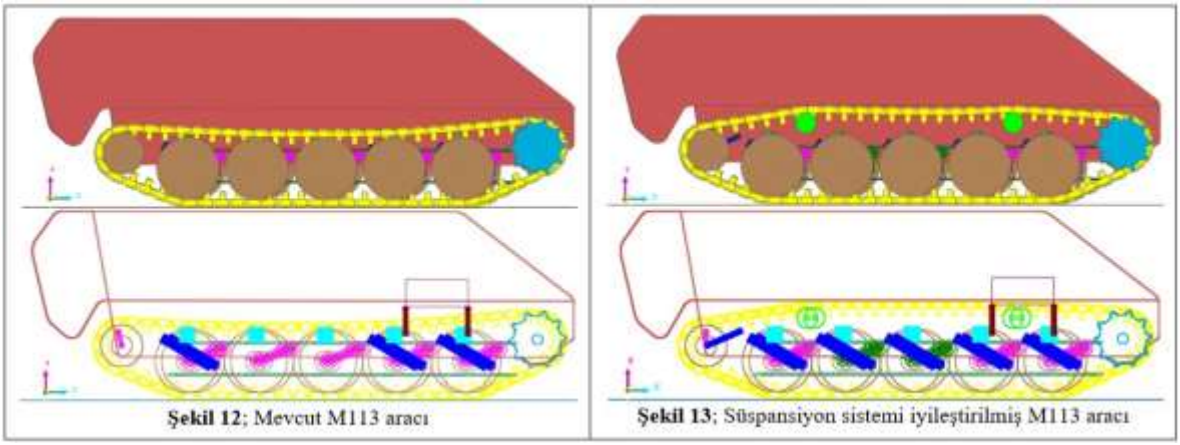
- Yaylanan kütle miktarının arttırılması; Yaylanan kütlenin arttırılması demek, mevcut aracın üzerine ilave yükler konulması demektir. Bu aracın yapısal dayanımını, çekiş gücünü, tırmanma kabiliyetini ve güç grubu performansını düşüren etkenlerdir.
- İstasyon sayısının düşürülmesi; İstasyon sayısının 10'dan 8'e düşürülmesi durumunda süspansiyon doğal frekansı $\sqrt{0.8}$ oranında etkileyecektir. Yani yeni doğal frekans 1.211 Hz olacaktır. Tüm aracın boyu ve araç ağırlığının dengeli bir şekilde tekerlere dağıtılabilmesi için istasyonlar arası mesafe açılmalıdır. Bu durumda araç üzerinde ciddi bir tadilat işi yapılması gerekmektedir.
- Yol kolu boyunun arttırılması; İstenilen doğal frekans aralığına gelebilmek için yol kolu boyunun 5% – 23% oranında arttırılması gerekmektedir. İstenilen süspansiyon doğal frekansının ortalama değer olarak 1.2 alındığında yol kolu boyunun 13%'de artması gerekmektedir. Bu durumda yol koluna bağlı yol tekerlerinin statik – jounce – rebound hareketlerinde tekerlerin birbirine çarpması söz konusu olacaktır. Ayrıca daha önce sistemin izin verdiği yol tekerin dikey yer değiştirme miktarını gerçekleştirebilmek için kullanılabilen burulma açısı değeri düşecektir.
- Yay katsayısı değerinin düşürülmesi; Her bir istasyona kullanılan torsiyon millerinin yay katsayı değeri daha düşük olan versiyonları ile değiştirilebilir. Mevcut arayüzlere uyumlu yeni torsiyon milleri ile istenilen süspansiyon doğal frekansı sağlanabilir. Wong'un yaptığı çalışmada tavsiye ettiği süspansiyon frekansı aralığı değerlendirildiğinde ortalama değer olarak 1.2 Hz alındığında, torsiyon milinin olması gereken yay katsayısı değeri **Denklem 10**'dan yararlanılarak **Denklem 13**'de hesaplanmıştır.

$$k_{TB} = \frac{4 \times f_n^2 \times \pi^2 \times m_{yaylanan} \times R^2}{N} \quad \left\{N.m/_{deg}\right\} \quad (12)$$

$$k_{TB} = \frac{4 \times 1.2^2 \times \pi^2 \times 11439 \times 0.3175^2}{10} = 6555 \quad \left\{N.m/_{deg}\right\} \quad (13)$$

Mevcut M113 araçlarında palet gergi sistemi otomatik değildir. Araç montajı gerçekleştirilirken gergi kolu bir silindir yardımıyla kurulmaktadır. Araç hareket ederken bu silindir kilitli bir yapıda olduğu için yol kolunu ileri veya geriye doğru hareket ettirmemektedir. Palet gergi sistemi, sürüş esnasında araç engellerden geçerken palet konturunun bollaşmasına cevap verememektedir. Palet konturunun bollaşmasını çözümleyebilecek en uygun yöntem, sürüş esnasında palet gergi sisteminin ihtiyaç doğrultusunda hareket ederek bollaşan yapıyı toplamasıdır. Bunun için sabit kurulmuş bir gergi silindiri yerine hidro-pnömatik bir gergi silindirinin kullanılması değerlendirilmiştir. Hidro-pnömatik silindirlerin içerisinde basınçlandırılmış gaz sayesinde her halükarda palet konturuna bir itme hareketi gerçekleştirilecektir. Palet konturunun bollaşması durumunda, silindir boyu dengeye gelecek ihtiyaç miktarı kadar uzayarak paletin gergin kalmasını sağlayacaktır. Palet konturunun normalin dışında ekstradan gerilmesi durumunda ise silindir boyu dengeye gelecek ihtiyaç miktarı kadar kısalarak palet pimleri ve burçlarındaki yüksek gerginliğin azalmasını sağlayacaktır. Bu sayede hem palet baklaların ömürleri uzamış olacaktır, hem de palet konturu hep tutarlı şekilde bütünleşik hareket edecektir.

Tablo 4; Mevcut M113 aracı ve süspansiyon sistemi iyileştirilmiş M113 aracının süspansiyon sistemleri karşılaştırması



Şekil 12; Mevcut M113 aracı

Şekil 13; Süspansiyon sistemi iyileştirilmiş M113 aracı

Süspansiyon sisteminde iyileştirme önerileri uygulanmış M113 aracının APG parkurunda tekrardan farklı hızlarda koşturulmuştur. Her bir hız için sürücü tarafından soğurulan güç değeri, gövde yapısında oluşan en yüksek dikey ivme değeri ve gövde yapısında gerçekleşen en yüksek yunuslama açısal hız hareketi değerleri **Tablo 5**'de verilmiştir.

Tablo 5; APG parkurunda koşturulan süspansiyon sistemi iyileştirilmiş M113 araçlarının değerlerinin karşılaştırılması

APG Geçiş Hızı	Sürücü tarafından soğurulan güç	Gövde yapısında oluşan en yüksek dikey ivme	Gövde yapısının en yüksek yunuslama açısal hızı
30 km/sa	1.04 W	1.46 g	4.18 deg/s
35 km/sa	1.62 W	1.65 g	3.72 deg/s
40 km/sa	2.11 W	2.22 g	3.59 deg/s
45 km/sa	2.47 W	1.97 g	3.13 deg/s
50 km/sa	3.24 W	2.03 g	3.18 deg/s
60 km/sa	5.30 W	2.36 g	3.42 deg/s
65 km/sa	6.19 W	4.83 g	6.81 deg/s

8. SONUÇLAR VE YORUMLAR

Askeri paletli bir aracın süspansiyon sistemi tasarlanırken araç ağırlığı, görev profili, araç hızı, kullanılacağı arazi profiline göre süspansiyon sistemi ekipmanları seçilmeli ve tasarlanmalıdır. Araç ağırlığının etkisi ile palet konturunun oluşturduğu palet yer basıncı; istasyon sayısı; kullanılan yay sertliği, yol kolu boyu ve yaylanan kütlenin ağırlığına bağlı olarak oluşan süspansiyon doğal frekansı; tekerlere düşen araç ağırlığının homojen şekilde dağıtılması; tercih edilecek yay ve sönüm sisteminin özelliklerinin belirlenmesi; kullanılacak olan palet türü (tek pimli, çift pimli, kauçuk …vb.); palet gergi sisteminin etkisi; istikamet makaralarının etkisi; çarpma takozları (bump stop) etkisi; kullanılacak kauçuk ve burç malzemelerinin mekanik özellikleri doğru seçilip hesaplanmalı ve analiz programları ile desteklenmelidir.

Paletli araçlarda, tekerlekli araçlara göre daha çok sayıda istasyon (tekerlekli araçlar için aks) kullanılmaktadır. Bunun sebebi arazideki engellere süspansiyon sistemi daha bütünleşik şekilde cevap verebilmesidir. Arazideki engelleri

yoğunluğu, yüksekliği, genişliği ve sayısı paletli araçta oluşacak kuvvetleri belirlemektedir. Bu engellerin özellikleri (engellerin oluşturduğu frekans ve genlik) ile paletli araçtaki istasyonların arasındaki mesafe, sayısı, yay ve sönüm karakteristiği direk olarak ilgilidir. Hem arazideki engellerin hem de süspansiyon sisteminin bu özellikleri birbirine göreceli olarak sonuç oluşturmaktadır. Örneğin aracın hızının artması ile personele etki eden dikey kuvvet her zaman artmayabilir, bazı düşük hızlarda bu değerler yüksek, başka değerlerde düşük olabilir.

Tablo3'de APG parkurunda mevcut M113 aracı 35 km/sa hız ile giderken gövde üzerinde 3.95 g değerinde dikey ivme oluşmuştur. Bu değer hem daha düşük hızda (30 km/sa) hem de daha yüksek hızlarda (40-45-50 km/sa) sürüş yapılırken gövde üzerinde oluşan dikey ivme değerlerinden daha yüksektir. **Tablo 5**'de süspansiyon sistemi iyileştirilmiş M113 aracının hızlarına göre gövde yapısında oluşan dikey ivmeler karşılaştırıldığında 40 km/sa hızda oluşan dikey ivme diğer hızlardaki değerlere göre daha yüksektir. Süspansiyon sistemi iyileştirildiği için hızlara göre oluşan dikey ivme değerleri arasında değer farkları mevcut M113 aracının değer farklılıklarına göre daha azdır. Yine **Tablo3**'de araç hızlarına göre gövde yapısının yaptığı en yüksek yunuslama açısal hızları karşılaştırıldığında mevcut M113 aracının 35 km/sa hız ile giderken oluşan değer (19.39 deg/s) diğerlerine nazaran çok yüksektir. Araç 35 km/sa hız ile giderken mevcut M113 aracının süspansiyon sisteminin karakteristiği ile APG parkur engellerinin karakteristiği arasında bazı parametreler olumsuz anlamda çakışmaktadır. Süspansiyon sistemi sönümleme hareketi yapamadan başka bir olumsuz parametre değerlerin yükselmesine sebep olmaktadır. Süspansiyon sistemi iyileştirilmiş M113 aracının değerleri incelendiğinde, araç 30 km/sa hız ile giderken gövde yapısının en yüksek yunuslama açısal hızı değeri diğer hızlardaki değerlere göre daha yüksektir. Fakat hızlar arasındaki bu farklılık mevcut M113 aracındaki değer farklılıklarına göre daha az değişkenlik göstermektedir. Gövde yapısı üzerinden ölçülen en yüksek dikey ivme değeri ve yunuslama açısal hızı değeri kısa süreliğine oluşan değerlerdir. Bu değerlerin sürüş güvenliği ve konforu açısında önemli parametreler olmasına rağmen sürüşün sürekliği düşünüldüğü zaman doğru karşılaştırmanın yapılabilmesi için sürücü tarafından soğurulan güç değerinin incelenmesi daha doğru yaklaşım olacaktır. **Tablo3** ve **Tablo 5**'deki hem mevcut M113 aracı hem de süspansiyon sistemi iyileştirilmiş M113 aracının sürücüleri tarafından soğurulan güç değerleri incelendiğinde araç hızı arttıkça değerler artmaktadır.

BÖLÜM 7'de belirtilen süspansiyon sistemi iyileştirme önerileri M113 aracı modeline işlenerek aynı yol koşulları ile RecurDyn programı kullanılarak APG parkurunda koşturulmuştur. Analiz sonuç değerleri (soğurulan güç, dikey yönde ivme, yunuslama açısal hızı) **Tablo3** ve **Tablo 5**'ye girilmiştir. Bu tablolardaki sonuçlar değerlendirildiğinde süspansiyon sistemi için önerilen iyileştirmelerin başarılı olarak sonuç verdiği görülmüştür. İyileştirme sonrası sürücünün maruz kaldığı soğurulan güç değerleri her bir hız için düştüğü tespit edilmiştir. **Tablo 5**'deki bilgiler doğrultusunda, süspansiyon sistemi iyileştirilmiş M113 aracının sürücüsü aracı APG parkurunda en yüksek **60 km/sa** hız ile sürebilmektedir.

KAYNAKLAR

[1] DTIC, TOP 1-1-11A (Vehicle Test Facilities at Aberdeen Test Center and Yuma Test Center), US Army Aberdeen Test Center, 2012.

[2] DTIC, TOP 1-1-014A (Ride Dynamics and Evaluation of Human Exposure to Whole Body Vibration), US Army Aberdeen Test Center, 2012.

[3] R. H. Keays, Analysis of a Armoured-Vehicle Track Loads and Stresses with Considerations on Alternative Track Materials, Victoria: DTIC, 1988.

[4] David Taylor Research and Development Center, «Automotive Test Rig Final Design Report (Volume-I Design and Fabrication),» DTIC, Maryland, 1986.

[5] M. F. R. Afonso, Ride Dynamic Analysis of Tracked Vehicles, Quebec: Concordia University, 1989.

[6] J. Y. Wong, Theory of Ground Vehicles, New York: John Wiley & Sons, 2001.

ASKERİ ARAÇLARDA BELİRLİ YÜKSEKLİKTEKİ PATLAYICI ŞOK DALGA ETKİSİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ

Mesut İŞKUR[1], Fevzi BEDİR[2], Kemal Can EKİNCİ[1]

[1]Şener Mekanik Sistemler San. ve Tic. A.Ş. İstanbul/Türkiye, mesutiskur@senermekanik.com
[2] Gebze Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Kocaeli/Türkiye
[1]Şener Mekanik Sistemler San. ve Tic. A.Ş. İstanbul/Türkiye, kemalcanekinci@senermekanik.com
Sorumlu yazar: Kemal Can EKİNCİ, kemalcanekinci@senermekanik.com

ÖZET

Bu çalışmada, askeri kara araçlarının kapı kilitleme mekanizmalarının NATO Stanag-4866 standartlarına uygun olarak gerçekleştirilmiştir. Önceki çalışmamızda geliştirilen kapı kilit mekanizmalarının bu çalışmada askeri zırhlı kara araçlarının kapı kilit açma mekanizmasına yerleştirerek patlama senaryoları ve testleri gerçekleştirilmiştir. Patlama analizleri LS-DYNA programı ile gerçekleştirilmiştir. Patlama senaryoları AEP-62 test ve performanslarına uygun olarak patlama senaryoları uygun olarak hazırlanmıştır. Patlama senaryosu araç altı orta bölge patlama modeli seçilmiştir. Analizlerden elde edilen sonuçlara göre; patlama basınçları 0,85 saniyeden başlamak üzere maksimum değerlere ani bir pik yapmıştır ve 1,2 saniyede 220 GPa değerlerine ulaşmıştır. Araç tabanında 132 mm bir çökme ölçülmüştür. Bu değerin plastik şekil değişim bölgesinde olduğu ve kalıcı hasar meydana geldiği sonucuna varılmıştır.

Anahtar kelimeler: Askeri Kara Araçları, kapı kilit mekanizması, Mayın patlama Senaryosu, NATO Standartı, FEM.

ANALYSIS OF EXPLOSIVE SHOCK WAVE EFFECT ON THE MILITARY VEHICLES WITH A SPECIAL HEIGHT BY USING FINETE ELEMENT METHOD

ABSTRACT

In this study, explosion tests of military land vehicles' door locking mechanisms were carried out in accordance with NATO Stanag-4866 standards. Explosion scenarios and tests were carried out by replacing the door lock mechanisms of military armored land vehicles developed in our previous study. Explosion analyzes were performed with the LS-DYNA program. Explosion scenarios have been prepared in accordance with AEP-62 tests and performances. Under-vehicle middle zone explosion model was chosen for the explosion scenario. According to the results obtained from the analysis; burst pressures made a sudden peak to maximum values starting from 0.85 sec and reached 220 GPa values in 1.2 sec. 132 mm collapse occurred on the vehicle floor. It was concluded that this value was in the plastic deformation region and permanent damage occurred.

Keywords: Military Land Vehicles, Door Lock System, Mine Explosion Scenarios, NATO Standards, FEA.

1. GİRİŞ

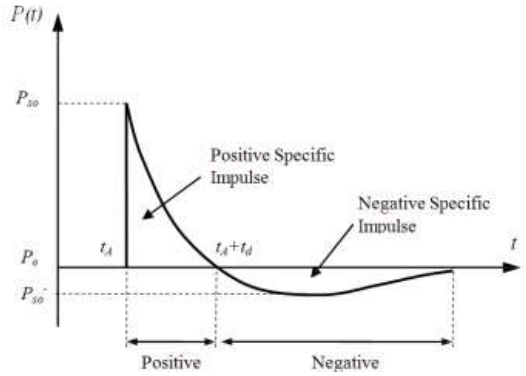
Teknolojik üstünlüğe sahip bir düşmana karşı temel silah olarak patlayıcıların kullanılması 21. yüzyılın başındaki sözde asimetrik savaşın ayırt edici bir özelliğidir. Terör örgütlerinin düzensiz, gerilla türü eylemlere odaklanan, ağırlıklı olarak hareket halindeki araçlar ve ekiplerine yönelik uyguladıkları taktikler, kara mayınları ve el yapımı patlayıcıların oluşturduğu patlayıcı şok dalgasından personelin korunmasını sağlayan araçların devreye girmesini öncelikli hedef haline getirdi. Son yıllarda, NATO ordularının uğradığı kayıpların sürekli artması nedeniyle bu araştırma yoğunlaşmıştır [1]. Patlama sonucunda hızlı bir enerji dalgası açığa çıkmakta ve ortama yayılmaktadır. Patlama türünün gömülü kara mayınları gibi yerleştirilmiş veya bilinen (uzak alan patlamaları) olup olmadığına bakılmaksızın, yapı farklı şekillerde tepki verebilir. Şöyle ki; koruyucu plaka yapı ya patlama dalgasının bir kısmını saptırır ya da plastik deformasyona uğrayarak kısmi veya tamamen parçalanma ve yırtılma deformasyonu meydana gelir. Uniform basınç yüküne maruz kalan plaka elemanlarında bu durum farklı yerel hasar modlarında tepki verebilir. Bu hasar modları başlangıçta Menkes ve Opat [2] tarafından kirişler için sınıflandırılmış, ancak daha sonra Nurrick ve Radford

[3]ve Olson ve arkadaşları [4] tarafından plakalar için geliştirilmiştir. Patlama etkisinin araştırıldığı levhalar üzerinde yapılan geçmiş çalışmaların çoğu, büyük plastik deformasyonlar ve daha sonra yüksek yük kütlelerinde sünek çekme yırtılması gösteren nispeten çelikler üzerinde yoğunlaşmıştır. Ayrıca yakın zamanlarda, ARMOX zırh çelikleri gibi yüksek mukavemetli çeliklere ilgi olmuştur. Langom ve arkadaşları **[**5] yumuşak çelik, ARMOX 370T, alüminyum alaşımı ve fiber takviyeli polimer kompozit plakalar üzerinde lokalize patlatma testlerinin sonuçlarını bildirilmiştir. Özellikle yüksek mukavemetli zırh çeliklerinin deformasyon sırasında depoladığı elastik enerjinin yumuşak çeliğe kıyasla yüksek olduğu gösterilmiştir[6].

Bununla beraber yapılan çalışmalarda kompozit yapı performansı metal yapı performansından daha iyidir. Kompozit yapılar**,** askeri araçlara monte edilerek ilave zırh sağlamak için yüksek mukavemet / ağırlık oranı sağlarlar[7-10]. Abdel Wahab ve arkadaşları[14] hafif yapıların performansına patlama dalgasının etkisini deneysel ve sayısal olarak tartıştı. VSC yapısı, patlama dalgasını aracın gövdesinden uzaklaştırarak aracın dibine iletilen patlama enerjisinin azaltılmasına yardımcı olur. Düz bir yüzey, yüzeyin altında önemli bir basınç konsantrasyonuna neden olur[11,12]. Toprak altına gömülü patlayıcı yüklere maruz kalan V-şekilli gövdelerin hafifletilmesi için çok küçük ölçekli deneyler gerçekleştirdi. 90˚ ve 120˚ eğim açılarına sahip kaynaklı V-şekilli plakalar üzerinde deneysel testler gerçekleştirdi. V şeklindeki plakalar, kara mayını patlama etkilerini simule etmek için gömülü patlayıcılara maruz bırakıldı. Mazek ve arkadaşları[13]araçları mayınlardan korumak için V-şekilli kompozit yapılar için patlatma sahası testleri gerçekleştirdi [14]. Bu çalışmada askeri kara araçlarında geliştirilen kapı-kilit sisteminin mayın patlaması sonucu oluşan şok dalga etkisinin saha testlerinden önce sonlu elemanlar yöntemi ile sanal ortam analizleri gerçekleştirilmiştir.

2. PATLAMA SONUCU OLUŞAN ŞOK DALGA KARAKTERİSTİĞİ

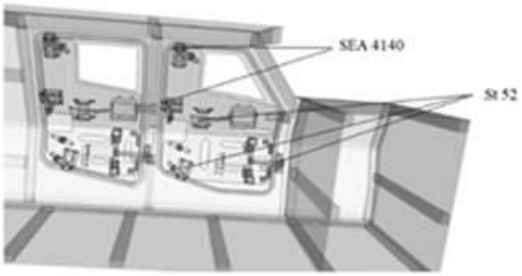
Tipik bir patlama basıncı profili Şekil 1'de gösterilmiştir. Yüksek patlayıcının etkisiyle oluşan patlama etkisi, patlayıcıdan çok yüksek aşırı basınç salınan yüksek hızlı bir şok dalgası şeklindedir. Bu aşırı basınç, basıncın çevredeki havaya genişlemesi nedeniyle mesafe ile çok hızlı bir şekilde azalır**.** Patlamanın ardından tA zamanı içerisinde Pso, basınç değeri aniden pik değerine yükselir, Pso ve bu değer ortam basınç değerinin (Po) üzerindedir. Basınç-zaman profili boyunca iki ana aşama gözlemlenebilir; ortamın üzerindeki kısım t_d süresinin pozitif aşaması olarak adlandırılırken, ortamın altındaki kısım sürenin negatif aşaması olarak adlandırılır. td daha düşük yoğunluklu, daha düşük genlikli ve bekleme mesafesi artış ve ardından pozitif fazın süresindeki artıştan dolayı daha uzun süreli şok etkisi görülür. Patlamanın fiziksel özellikleri, hava patlama dalgası özelliklerini etkiler. Basınç daha sonra t_d zamanında ortam seviyesine düşer. Hatta P_{so} (kısmi bir vakum yaratarak) basıncının altına kadar azalır. P_{so} değeri genellikle tepe yan aşırı basınç, tepe aşırı basınç olarak ifade edilir[15].



Şekil 1. Patlama dalgası basınç-zaman profili

3. SONLU ELEMANLAR MODELLENMESİ

Bu çalışmada kullanılan model mayın patlamasına karşı kara askeri araçlara gelen yüklerin ortaya çıkarılması ve kapı kilit sistemi tasarım parametrelerinin belirlenmesidir. Analizi basitleştirmek için araç 3D CAD modeli ve kapı modeli Şekil 2. de gösterilmiştir.



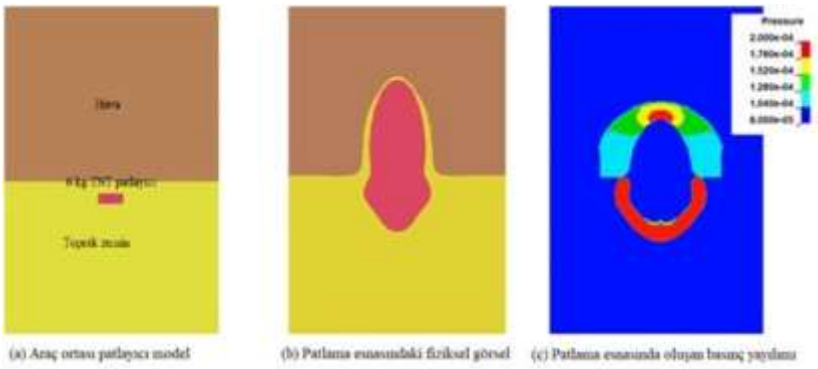
Şekil 2. Araç 3D CAD modeli ve kapı modeli

Sac parçalar ve kapılar 10 mm Armor 500 zırh çeliği olarak alınmıştır. Profiller St52 olarak alınmıştır. LS-DYNA sonlu elemanlar modelinde 425 "Beam Eleman", 244551 Shell element, 45554 Solid element ve 344278 Node içermektedir. Oluşturulan analiz modelinde en kötü durum dikkate alınmıştır ve akslar ve bunların bağlantılı dinamik elemanları modele dahil edilmemiştir. Bunlar yerine noktasal kütle ile dört noktadan bağlantı ifade edilmiştir. Toplam araç ağırlık 11.26 ton alınarak gerçeğe yakın bir model önerilmiştir. Karın altı yüksekliği 400 mm dir.

Model de kaynaklı bölgeler TIED kontak ile ifade edilmiştir. Gerekli cıvata bağlantıları modele dahil edilmiş ve Mxx 12.9 olarak alınmıştır. Özellikle kapı zırhı bağlantı cıvataları, kilit mekanizması ara saç bağlantı cıvataları ve kapı mafsalı cıvata ve 4140 olarak üretilen özel silindirik ince uzun parçalar "BeamEleman" lar ile bu malzeme limitleri baz alınarak modellenmiştir. Bunların haricinde bütün sistem birebirine "Automatic Single Surface" kontak biçimi ile 0.2 sürtünme katsayısı ile kontak tanımı yapılmıştır. Patlama simulasyonunda 6 kg silindirik TNT patlayıcı kullanılmıştır. Patlama senaryosu olarak araç ortası patlama kabul edilmiştir. Bu senaryoda NATO Standartlarına uygun test ve patlama senaryosu oluşturulmuştur[16].

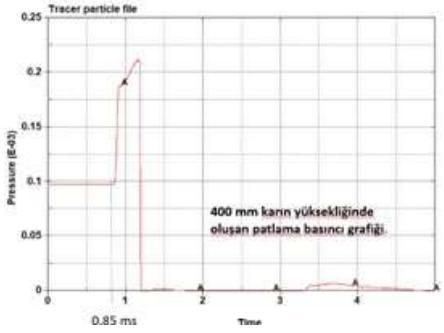
4. SONUÇ VE TARTIŞMALAR

6 kg TNT patlayıcının oluşturduğu araç ortası model ve basınç simülasyonu Şekil 3'de verilmiştir.



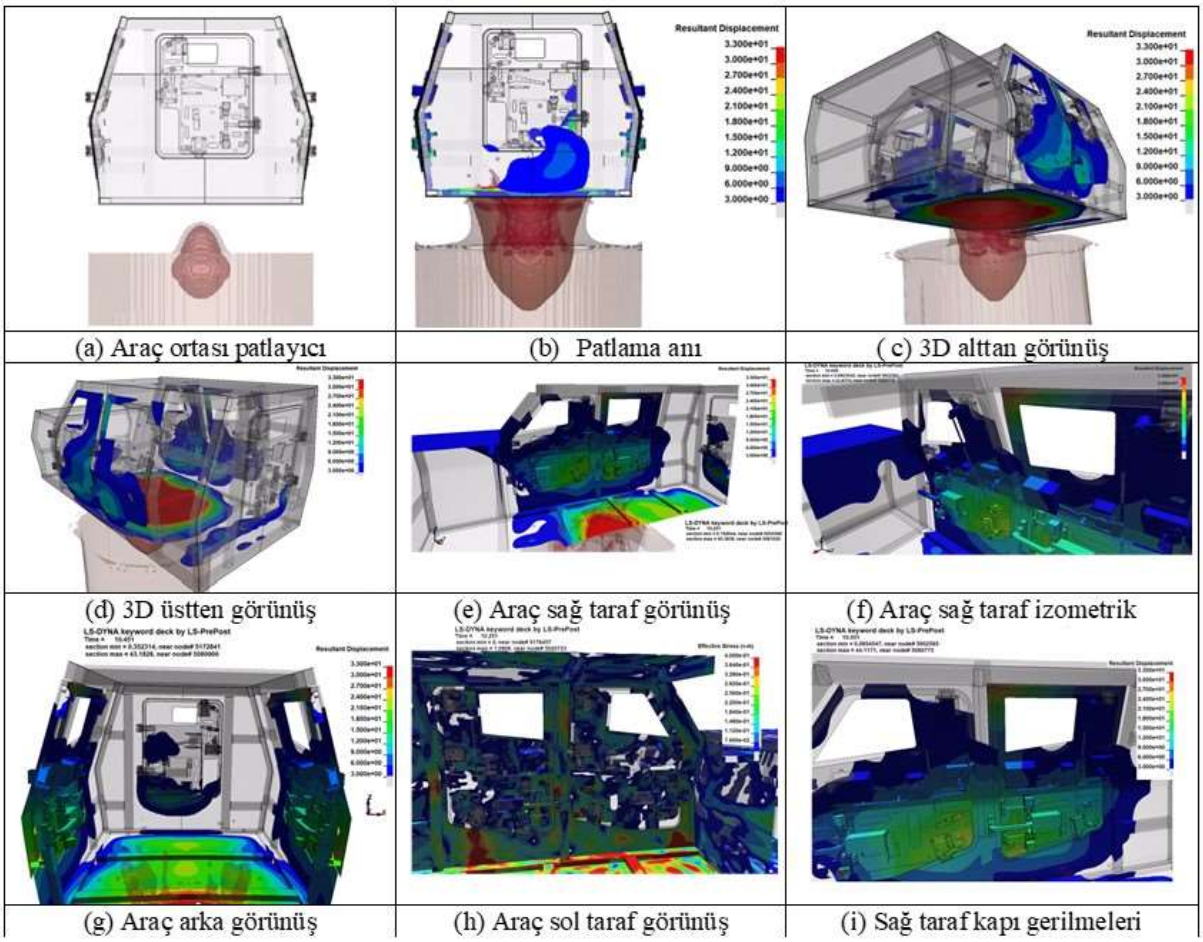
Şekil 3. 6 kg TNT patlayıcının oluşturduğu araç ortası model ve basınç simülasyonu

Simülasyon sonucunda elde edilen basınç yayılımının zamana bağlı olarak değişimi Şekil 4'te gösterilmiştir.



Şekil 4 Patlama sonucu oluşan basınç yayılımının zamana bağlı olarak değişimi

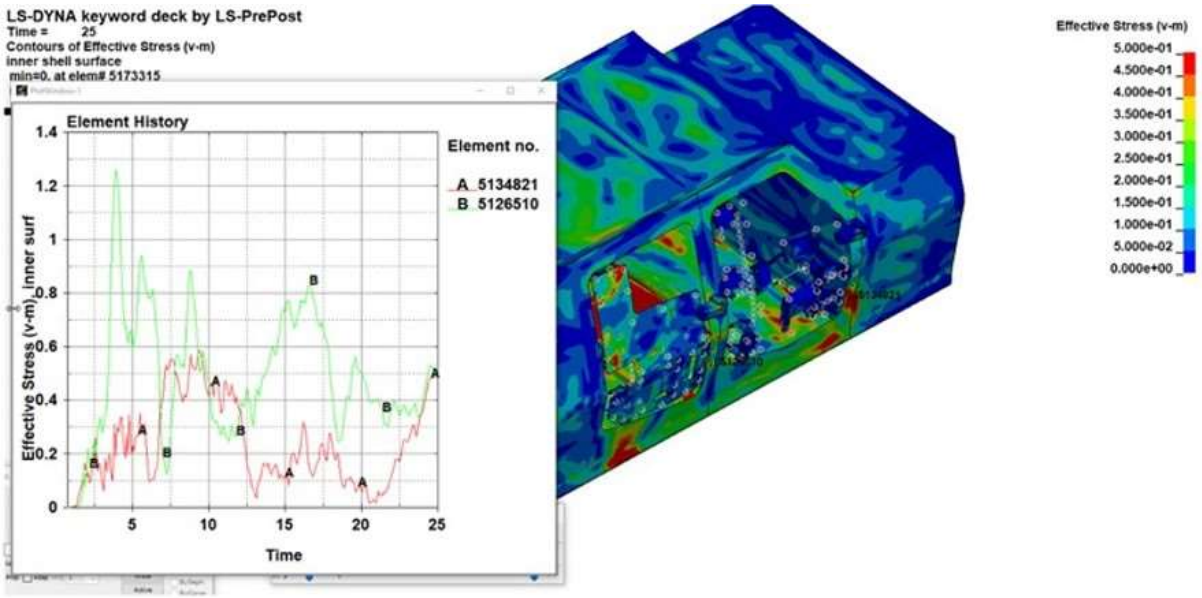
2D model fine mesh metodu ile 0.85 milisaniyede oluşan maksimum basınç değerleri 3D araç patlama modelinde input data olarak alınmıştır. Bu nedenle simulasyon ve analizlerde 3D analizler 0.85 milisaniyeden başlatılmıştır. Araç orta bölgesi patlama simulasyon sonuçları aşağıda Şekil 5' te verilmiştir.



Şekil 5 Araç orta bölgesi patlama simülasyon sonuçları

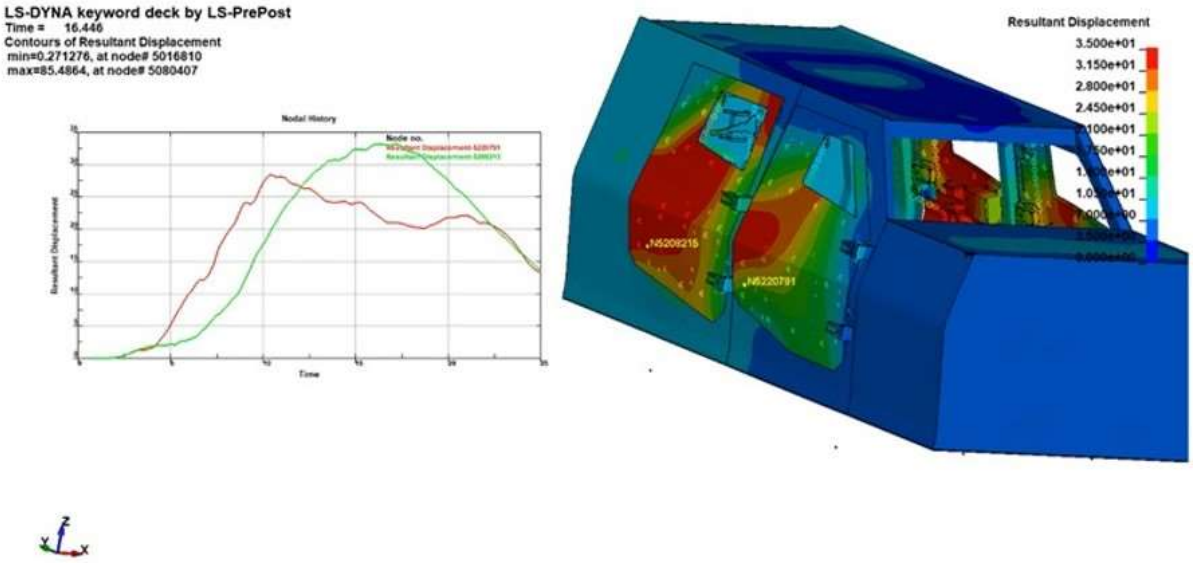
Mayına dayanıklı kilit mekanizması için yapılan farklı patlama analizlerinde de kilit bölgelerinde kullanılan malzeme 4140 ve geometrilerde oluşan gerilmeler STANAG seviye 2 kapsamında oluşan patlamalara dayanıklı olduğu gözlemlenmiştir. Yapılan farklı analizin sonucunda kilit açma/kapama dil mekanizmasında maksimum 400 MPa akma seviyesinin altında gerilmeler görülmektedir. Her bir kapıda toplam üç adet kilit mekanizması ile kapı bağlantılarının patlama sonucu oluşan deformasyonların güvenli aralıklarda olduğu ve kapının açılmasını engellemediği görülmüştür. Kapı dili mesafeleri bu şekilde bir zırhlı araç için yeterli seviyededir. Kapı dilinin e kapının patlama sonucunda geometrisini koruduğu görülmüştür.

Kapılara gelen gerilme ve deplasmanların değişimlerini Şekil 6 ve Şekil 7'da gösterilmiştir.



Şekil 6 Farklı iki element referans alınarak kapılara gelen gerilme değişimleri

Patlama sonucu kapıda oluşan efektif gerilme (GPa) referans alınan iki mesh noktasındaki değerlerdir. Hesaplamalarda Von-Misses akma kriteri kullanılmıştır. Meydana gelen maksimum gerilme yaklaşık 1,3 GPa olarak ortaya çıkmıştır.



Şekil 7 Farklı iki element referans alınarak kapılara gelen deplasmanların değişimleri

Deplasman değerleri ise iki farklı seçilen element numaraları referans alınmıştır. Belirlenen patlama senaryosunda yaklaşık ortaya çıkan hasar deplasmanı 33 mm olarak ölçülmüştür.

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada, önceki çalışmamızda geliştirilen askeri kara araçlarının kapı açma kilitlerinin geliştirilmesi sonucu saha simülasyon testleri senaryoları gerçekleştirilmiştir. Patlama analizleri ve simülasyonları LS-DYNA analiz programı ile gerçekleştirilmiştir. Patlama senaryosu Nato standartlarına uygun AEP-62 patlama modellerine uygun olarak hazırlanmıştır. Patlama senaryosu araç orta patlayıcı modeli seçilmiştir. Patlama basınçları 1,2 saniye maksimum değerlere ulaşmıştır. Elde edilen sonuçlarda araç tabanında 132 mm bir çökme oluştuğu ölçülmüştür. Bu değerin şekil değiştirmenin elastik bölgeyi aşarak plastik bölgede hareket ettiği ve sonucunda kalıcı hasar meydana geldiği ifade edilebilir.

KAYNAKLAR

[1] Saka, P., Krzystaáa ,E., Mezyk, A., An Analysıs Of An Explosıve Shock Wave Impact Onto Mılıtary Vehıcles Of Contemporary Warfare, SaskaJournal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 1 2011.

[2] Menkes SB, Opat HJ. Broken beams - Tearing and shear failures in explosively loaded clamped beams. Exp Mech 1973;13(11):480–6.

[3] Nurick GN, Radford AM. Deformation and tearing of clamped circular plates subjected to localised central blast loads. In: Reddy BD, editor. Recent Dev. Comput. Appl. Mech, vol. a volume i. 1997. p. 276–301.

[4] Olson MD, Nurick GN, Fagnan JR. Deformation and rupture of blast loaded square plates—predictions and experiments. Int J Impact Eng 1993;13(2):279–91.

[5] Langdon GS, Lee WC, Louca LA. The influence of material type on the response of plates to air-blast loading. Int J Impact Eng 2015;78:150–60

[6] Mehreganiana,N., Loucaa, L.A., Langdon, G.S., Curryb,R.J., Abdul-Karim,N., The response of mild steel and armour steel plates to localised air-blast loading-comparison of numerical modelling techniques, International Journal of Impact Engineering 115 (2018) 81–93.

[7] Condon, J.A., Gniazdowski, N., and Gregory, F.H. The Design, Testing, and Analysis of a Proposed Composite Hull Technology MineBlastResistant Vehicle Floor Panel. ARL-TR-796, 1995.

[8] Z. Xue and J. W. Hutchinson. Preliminary assessment of sandwich plates subject to blast loads. International Journal of Mechanical Sciences, vol. 45, pp. 687-705, 2003.

[9] L. Mori, et al. Deformation and fracture modes of sandwich structures subjected to underwater impulsive loads. Journal of mechanics of materials and structures, vol. 2, pp. 1981-2006, 2007.

[10] Mostafa M. Abdel Wahab, S. A. Mazek, Mahmoud. M. Abada and a. M. H. A. Shafy. Effect of blast wave on lightweight structure performance. Journal of Engineering Science and Military Technologies, vol. 1, 2017.

[11] S. C. K. Yuen, G. S. Langdon, G. N. Nurick, E. G. Pickering, and V. H. Balden. Response of V-shape plates to localised blast load: Experiments and numerical simulation. International journal of impact engineering, vol. 46, pp. 97-109, 2012.

[12] K. W. Genson. Vehicle haping for mine blast damage reduction. 2006.

[13] S. A. Mazek and his colleagues. Design and manufacture of protective systems for armored veichles against blast wave impact: Technical report, Egyption Army. Cairo. Egypt, 2016.

[14] M. Abdel Wahab1 , Sherif Mazek1 , Mahmoud Abada1 , Mohamed Abdel Shafy, Blast hazard impact on V-shape composite panel performance, Engineering of Science and Military Technologies, Volume (2) - Issue (2) - Apr 2018.

[15] D R Makwana et al. / Procedia Structural Integrity 14 (2019) 44–52.

[16] Aep-62 Vol 2 - Procedures For Testıng And Evaluatıon Of Performance Levels Of Defensıve Aıds Suıtes (Das) For Armoured Vehıcles - Volume 2 - Hard Kıll Das Performance, Published By Nato On June 7, 2013.

YÜKSEK BASINÇLI DÖKÜM YÖNTEMİ İLE ÜRETİLEN SİLAFONT-36 PARÇALARININ ISIL İŞLEM PERFORMASLARININ İNCELENMESİ

Barış KARA[1], Asım ZEYBEK[1], Celalettin YUCE[2]
[1]Yeşilova Holding Ar-Ge Merkezi, Bursa, Türkiye
[2]Bursa Teknik Üniversitesi Mekatronik Mühendisliği Bölümü, Bursa, Türkiye
Sorumlu Yazar: baris.kara@yesilova.com.tr

ÖZET

Bu çalışmada vakum destekli prototip kalıp kullanılarak yüksek basınçlı döküm yöntemi ile üretilmiş Silafont-36 alüminyum alaşımından üretilmiş numunelerin ısıl işlem sonrası mekanik özelliklerindeki değişim incelenmiştir. Döküm sonrası elde edilen parçalar havada soğutulmuş olup üzerlerinden çıkartılan numunelere farklı ısıl işlem çalışmaları uygulanmıştır. Isıl işlem çalışması öncesinde döküm parçalar X-Ray analizlerine tabi tutularak porozite kontrolleri gerçekleştirilmiştir. Sonrasında döküm sonrası gerçekleştirilen yapay yaşlandırma çalışmaları sonucu TS EN-1706 standardındaki değerler referans alınarak sonuçlar karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda standarttaki F ve T5 kondisyonuna karşılık gelen akma dayanımı ve yüzde uzama değerleri elde edilirken, çekme dayanım değerine ise yapay yaşlandırma çalışmaları sonucu ulaşılamamıştır. Solüsyona alma çalışmaları sonrası numunelerde mikro porozitelerde şişme ve yüzeyde baloncuklanma problemi gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Yüksek basınçlı döküm, Silafont 36, Isıl işlem, Mekanik özellikler

INVESTIGATION OF THE HEAT TREATMENT PERFORMANCE OF HIGH PRESSURE CASTED SILAFONT – 36 PARTS

ABSTRACT

In this study, the change in mechanical properties of Silafont-36 aluminum alloy samples produced by high pressure die casting method using vacuum assisted prototype mold after heat treatment were investigated. The parts obtained after casting were cooled in air and different heat treatment studies were applied to the samples removed from them. Before the heat treatment study, the cast parts were conducted to X-Ray analysis and porosity controls were carried out. Afterwards, as a result of artificial aging studies performed after casting, the values in the TS EN-1706 standard were taken as reference and the results were compared. As a result of the study, yield strength and percent elongation values corresponding to the F and T5 condition in the standard were obtained, while the tensile strength value could not be reached as a result of artificial aging studies. After the solution studies, micro porosities and bubbles on the surface were observed in the samples.

Keywords: High pressure die casting, Silafont 36, Heat treatment, Mechanical properties

1. GİRİŞ

Gelişen elektrikli araç endüstrisi ve otomotiv sektöründeki hafifletme hedefleri alüminyum alaşımlarının döküm, ekstrüzyon ve levha ürünleri olarak kullanımını arttırmaktadır. Malzeme ve imalat teknolojilerindeki gelişim ile birlikte deformasyon, ısıl işlem gibi farklı yöntemlerle mukavemeti artırılabilen alüminyum alaşımları, ağırlıklarının düşük olması, yüksek korozyon dayanımı ve yüksek geri dönüştürülebilirliği ile otomotiv endüstrisindeki birçok alanda önemli bir alternatif yaratmıştır [1].

Günümüzde çok yüksek üretim hacimlerine çıkan otomotiv sektöründe döküm parçaların üretiminde yüksek basınçlı döküm yöntemi tercih edilmektedir. Bu yöntem ergimiş alüminyum alaşımının çok yüksek basınç altında kalıba doldurulması esasına dayanmaktadır. Katılaşma tamamlanana kadar da bu yüksek basınç korunur. Bu yöntemin en önemli avantajı karmaşık geometrilere sahip parçaların dahi rahatlıkla üretilebilir olmasıdır. Bunun yanı sıra uygulanan yüksek basınç sayesinde yüksek üretim hızları mümkün olabilmektedir. Bu yöntem ile üretilen parçalarda genellikle

ilave talaşlı imalat işlemi gerektirmez. Ayrıca prosesin özelliği olarak, parçaların yüzeylerinde hızlı soğuma gerçekleştiği için ince taneli bir içyapı oluşarak mekanik özellikler daha iyi olmaktadır [2].

Yüksek basınçlı döküm yönteminde üretilen parçaların kalitesini (yüzey özellikleri, içyapıları ve porozite miktarları) proses parametreleri kadar kullanılan döküm hammaddesi de belirlemektedir. Alaşımı oluşturan elementlerin oranları akışkanlık, dayanım, enerji sönümleme kapasitesi gibi birçok özellik açısından belirleyici olmaktadır. Genellikle ikincil hammaddeden yani alüminyum hurdalarından elde edilen alaşımlardaki element miktarları belirli bir aralıkta tutulamamaktadır. Bu durum döküm ürünlerin porozite oranlarında ve kaynak edilebilirliklerinde önemli problemler ortaya çıkarmaktadır. Örneğin döküm alaşımları içerisinde en yaygın kullanım alanı bulan EN-AC 46000 alaşımdaki yüksek demir (Fe) içeriği dökülebilirlik özelliğini arttırsa da mekanik özelliklerini, ısıl işlem kabiliyetini ve kaynaklanabilirliğini düşürmektedir. Yapısal parçalarda kullanılacak döküm ürünlerinin kaynaklanabilirliği ve ısı işlem kabiliyeti yüksek olması istendiği için de müşteri beklentileri karşılanamamaktadır.
Yapısal parçalarda yüksek basınçlı döküm yönteminde kullanılan en önemli alaşımlardan biri Silafont-36 (AlSi9MgMn) alaşımıdır. Silafont-36 benzeri birincil Al-Si alaşımları sayesinde yüksek uzama değerleri döküm durumunda elde edilebilmektedir. Süspansiyon parçaları, fren parçaları ve motor beşiği gibi otomotiv ürünlerinde Silafont-36 yüksek mekanik özellikleri nedeniyle kullanılmaktadır [3]. Bu alaşım mekanik özellikleri olumsuz etkileyen Fe temelli fazları minimum seviyeye çekmek amacıyla düşük miktarda Fe elementi içermektedir. İğne görünümlü Al5FeSi (β) partikülleri malzemenin mekanik özelliklerine en fazla zararı vermektedir. Mangan elementi Fe elementinin kötü etkisini Al15(Fe,Mn)3Si2 bileşiğini oluşturarak zararlı Al5FeSi fazının oluşma riskini baskılayarak azaltır [4]. Alaşım elementleri içinde magnezyum mekanik özelliklere etkisi açısından öne çıkmakta olup, magnezyum oranı ayarlanarak parça beklentilerine paralel dayanım ve uzama arasındaki ilişki ayarlanabilmektedir [5].

Isıl işlem uygulamaları yüksek basınçlı döküm yöntemi ile üretilen parçaların akma, çekme ve yüzde uzama değerlerini iyileştirmek için uygulanan önemli bir işlemdir. Uygulanan ısıl işlemler en temelde içyapıyı ve buna bağlı olarakta mekanik özelliklerin geliştirilmesini amaçlayan ısıtma ve soğutma işlemlerinden ibarettir. Alüminyum alaşımlarının mukavemetinin arttırılmasında ısıl işlem önemli bir rol oynamaktadır. Bu süreçte sırası ile çözeltiye alma, su verme ve yaşlandırma işlemleri gerçekleştirilir [6]. Bu çalışmada yüksek basınçlı döküm prosesi ile Silafont 36 hammaddeden üretilen parçaların döküm sonrası farklı ısıl işlem koşullarına tabi tutulması ile mekanik özelliklerdeki değişimler incelenmiştir. Döküm sonrasında havada soğutulmuş numunelerin porozite miktarları ve mekanik özellikleri tespit edilmiştir.

2. MATERYAL YÖNTEM

Bu çalışmada vakumlu prototip kalıp ile Silafont 36 alüminyum alaşımı kullanılarak parçalar üretilmiştir. Alüminyum enjeksiyon döküm alaşımı olan Silafont-36, standart enjeksiyon döküm alaşımları ile karşılaştırıldığında, ortalama mukavemet değerlerinde maksimum uzama elde etmek için geliştirilmiş özel bir alaşımdır. Isıl işlem sonucunda %15' in üzerinde uzamaya, ya da 260 MPa civarında akma mukavemetine ulaşılabilir. Bu mekanik özelliklerin yanı sıra enjeksiyon döküm uygulamasında istenilen iyi dökülebilirlik, kalıba yapışmama, talaşlı imalata uygunluk gibi özellikleri sayesinde başta otomotiv sektörü uygulamaları olmak üzere bir çok alanda kullanılmaktadır [3].

Vakumlu prototip kalıp yardımı ile üretilen parçalar üzerinden 5 mm kalınlığında 150 mm x 100 mm boyutlarında 30 adet döküm plaka çıkartılmıştır. Çıkartılan numuneler öncelikli olarak elementel analiz çalışmalarına tabi tutularak standartlara uygunlukları kontrol edilmiştir. Sonrasında 'ASTM E2973-15 Alüminyum ve magnezyum dökümlerin muayenesi için standart dijital referans resimleri' standardı baz alınarak X-Ray ölçümleri ile plakaların porozite kontrolleri gerçekleştirilmiştir.

Son aşamada ise parçalara ısıl işlem uygulanmıştır. Bu kapsamda öncelikle döküm sonrasında havada soğutulmuş numunelere herhangi bir ısıl işlem uygulanmadan (F kondisyonu) mekanik özellikleri tespit edilmiştir. Sonrasında farklı bir numune grubuna 160 °C, 180 °C, 200 °C ve 220 °C sıcaklıklarda yapay yaşlandırma işlemi uygulanmıştır (T5 kondisyonu). Bir diğer numune grubuna ise solüsyona alma ve sonrasında doğal yaşlandırma işlemi (T4 kondisyonu) uygulanmıştır. Etüv fırını olarak Nüve FN 500-P ve kül fırını olarakta Thermnevo piri-100 modeli kullanılmıştır**.** Isıl işlem görmüş plakalar üzerinden alınan numuneler ile Brinnel sertlik ölçümleri gerçekleştirilerek sertlik-zaman grafikleri elde edilmiştir. Ayrıca, ASTM-E8M standardındaki numune boyutları referans alınarak çekme test numuneleri çıkartılmıştır. Isıl işlem sonrası mekanik özellikler çekme test sonuçları kıyaslanarak incelenmiştir.

3. BULGULAR VE SONUÇ

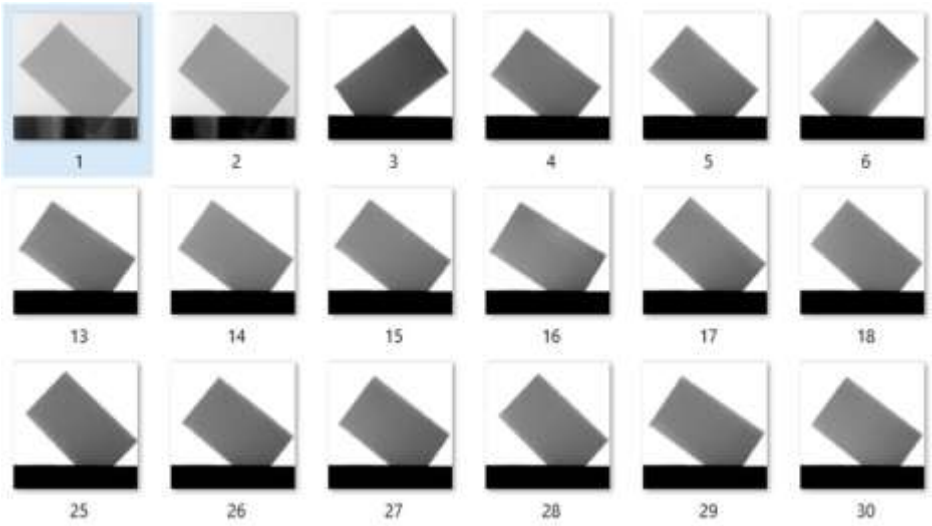
Çalışma kapsamında vakumlu prototip kalıp kullanılarak Silafont 36 alaşımından üretilen parçalara uygulanan Elementel analiz sonuçları Tablo 1'de verilmiştir. Yapılan analiz sonucundan da görülebileceği gibi çalışma

kapsamında prototip olarak üretilen Silafont 36 döküm parça TS EN-1706 standardına elementel içerik olarak uygun gözükmektedir [7].

Tablo 1. Elementel analiz sonuçları ve kıyaslaması

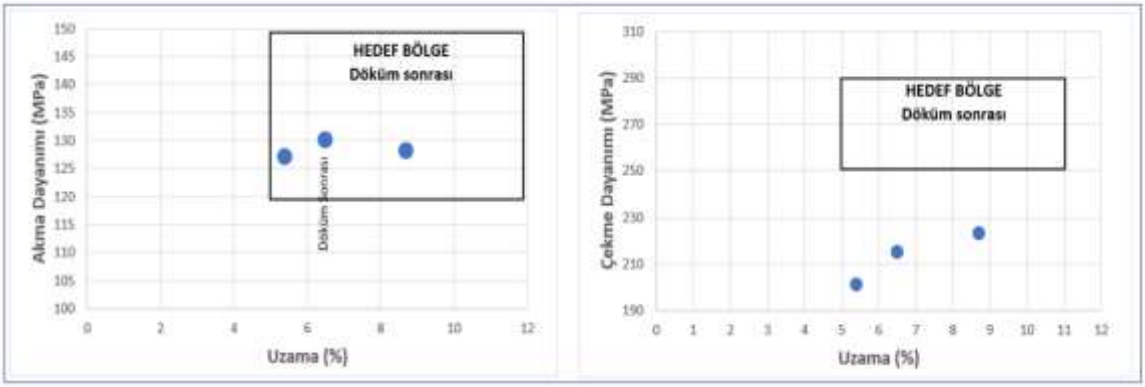
		Al	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Ni	Zn	Pb	Sn	Ti	SF	Sr	P
Numune-1	Ölçüm 1	87.08	11.25	0.15	0.01	0.66	0.36	0.01	0.06	0.01	0.04	0.02	0.06	1.50	0.02	
	Ölçüm 2	87.73	10.75	0.14	0.01	0.62	0.33	0.01	0.03	0.01	0.03	0.00	0.06	1.42	0.02	
	Ortalama	87.41	11.00	0.15	0.01	0.64	0.35	0.01	0.05	0.01	0.04	0.01	0.06	1.46	0.02	
Numune-2	Ölçüm 1	87.45	10.97	0.14	0.01	0.62	0.35	0.01	0.05	0.01	0.04	0.02	0.06	1.41	0.02	
	Ölçüm 2	87.61	10.82	0.13	0.01	0.62	0.35	0.01	0.04	0.01	0.03	0.01	0.06	1.41	0.02	
	Ortalama	87.53	10.89	0.14	0.01	0.62	0.35	0.01	0.04	0.01	0.03	0.01	0.06	1.41	0.02	
Silafont (Firma)	Min.	Kalan	9.50	0.15	0.03	0.50	0.10			0.07			0.04		0.01	0.00
	Maks.	Kalan	11.50	0.15	0.03	0.80	0.50			0.07			0.15		0.03	0.00
	Ortalama	Kalan	10.50	0.15	0.03	0.65	0.30			0.07			0.10		0.02	0.00
TS EN-1706 EN AC-43500	Min.	Kalan	9.00	0.20	0.03	0.40	0.10			0.07			0.15	0.05		
	Maks.	Kalan	11.50	0.25	0.05	0.80	0.60			0.07			0.20	0.15		
	Ortalama	Kalan	10.25	0.23	0.04	0.60	0.35			0.07			0.18	0.10		

Silafont 36 alaşımı ile yüksek basınçlı döküm yönteminde üretilen numunelerden alınan plakalarda döküm prosesinden kaynaklı porozite miktarlarını tespit etmek için 30 adet levha hazırlanarak X-ray cihazında incelenmiştir. Yapılan ölçümlerde otomotiv sektöründe baz alınan standartlara göre değerlendirme yapılmıştır. Alınan görüntüler Şekil 1'de verilmiştir. 24 parçada porozite görülmediği için Level – 1 olarak tanımlanmıştır. Mekanik testlerde porozite seviyesi en düşük olan bu levhalar kullanılmıştır. X-ray görüntüsü alınan diğer 6 levhada ise düşük oranda poroziteye rastlandığı için Level – 2 olarak sınıflandırılmıştır.



Şekil 1. Parça üzerinden çıkartılmış döküm numunelerinin X-ray görüntüleri

Standartlara uygun olarak hazırlanmış çekme testi numuneleri ile döküm sonrası havada soğutulmuş numunelerin akma dayanımları, çekme dayanımları ve yüzde uzama değerleri karşılaştırılmıştır. Şekil 2'den de görüleceği üzere Döküm sonrası havada soğutulmuş numunelerin akma dayanımı ve uzama değerleri TS EN-1706 beklentilerini karşılamakta olup çekme dayanım değeri ise standarttaki değere ulaşamamıştır.



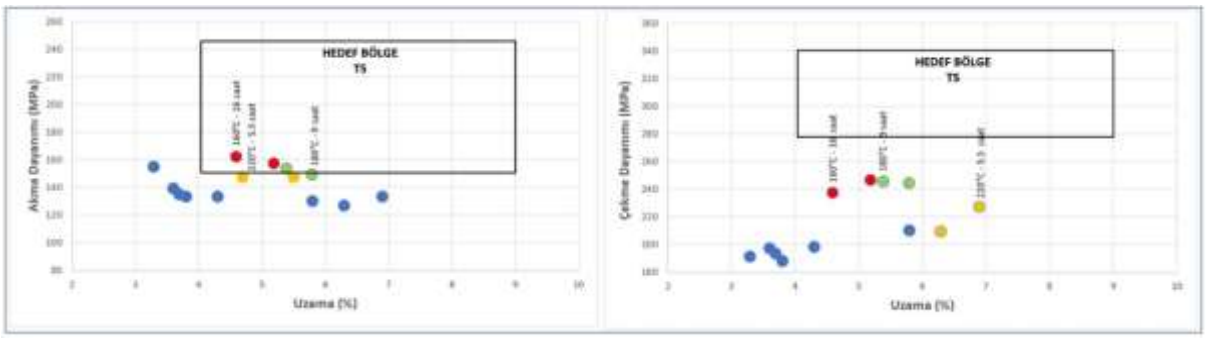
Şekil 2. Döküm sonrası havada soğutulmuş numunelerin mekanik özellikleri

Döküm sonrası havada soğutulmuş numuneler üzerinde farklı sıcaklık (160°C - 180°C - 200°C - 220 °C) ve sürelerde yapay yaşlandırma çalışmaları gerçekleştirilmiş olup sertlik-zaman grafikleri elde edilmiştir. Bu çalışmada pik sertlik değeri 160°C'de 16 saat yapay yaşlandırılmış numunede elde edilmiştir. Bu değerler havada soğutulmuş numunelerde pik değere uzun süreler sonra ulaşılabileceğini göstermektedir.



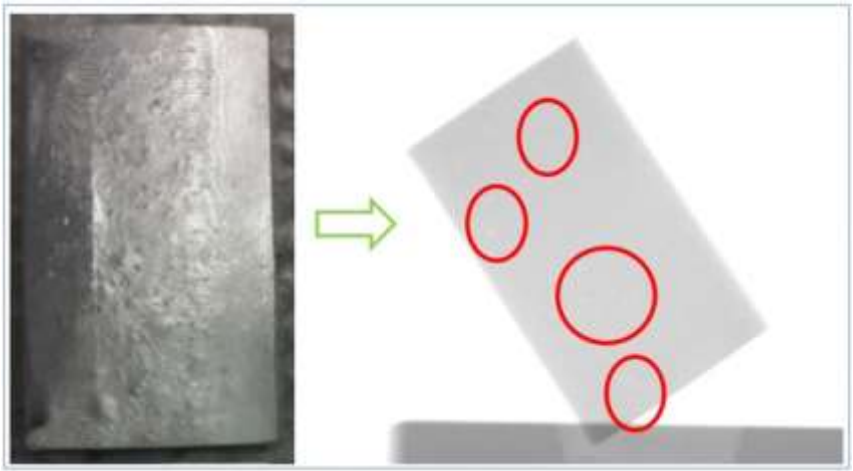
Şekil 3. Döküm sonrası havada soğutulmuş numunelerde yapay yaşlandırmanın etkisi

Sertlik-zaman grafiğine paralel olarak yapay yaşlandırma çalışmaları da gerçekleştirilmiştir. Şekil 4'te döküm sonrası 165°C sıcaklıkta 16 saat ve 180°C sıcaklıkta 9 saat yapay yaşlandırılmış parçaları da içeren ısıl işlem çalışmaları uygulanmış parçalardan alınan numunelerin akma ve uzama değerleri gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlar T5 standart isterleri ile kıyaslanmıştır. T5 ısıl işlemi normal şartlarda uygun kalıp kullanıldığı takdirde döküm sonrası suda soğutma ve yapay yaşlandırma işlemi ile elde edilen bir ısıl işlem kondisyonudur. Akma dayanımı ve yüzde uzama değerleri standarttaki isterlerin minimum değerlerine yakındır, fakat çekme dayanım değerleri yapay yaşlandırma sonrası T5 ısıl işlem beklentilerini karşılamamıştır.



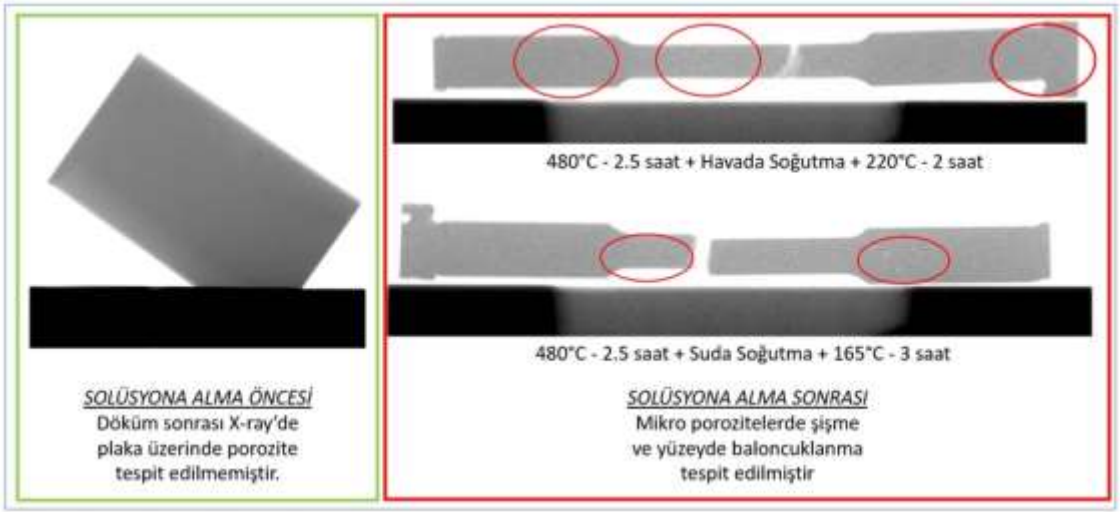
Şekil 4. Döküm sonrası havada soğutulmuş numunelerin yapay yaşlandırma sonrası mekanik özellikleri

Alüminyum alaşımlarında T4 kondisyonu malzemenin en sünek olduğu hali temsil eder ve genellikle şekillendirilecek parçalara uygulanır. Şekil 5'te döküm sonrası T4 ısıl işlemi uygulanmış (Solüsyon alma işlemi + stabil hale gelene kadar doğal yaşlanma) numuneye ait görüntü ve X-ray görüntüsü verilmiştir. Silafont-36 numunesine 480C 'de sıcaklıkta 2.5 saat olarak uygulanan ısıl işlem sonucunda vakum kalıp ile yüksek basınçlı döküm yöntemi ile üretilmiş numunelerde solüsyona alma sonrası çarpılma, yüzeyde baloncuklanma ve mikro porozitelerde şişme gözlemlenmiştir.



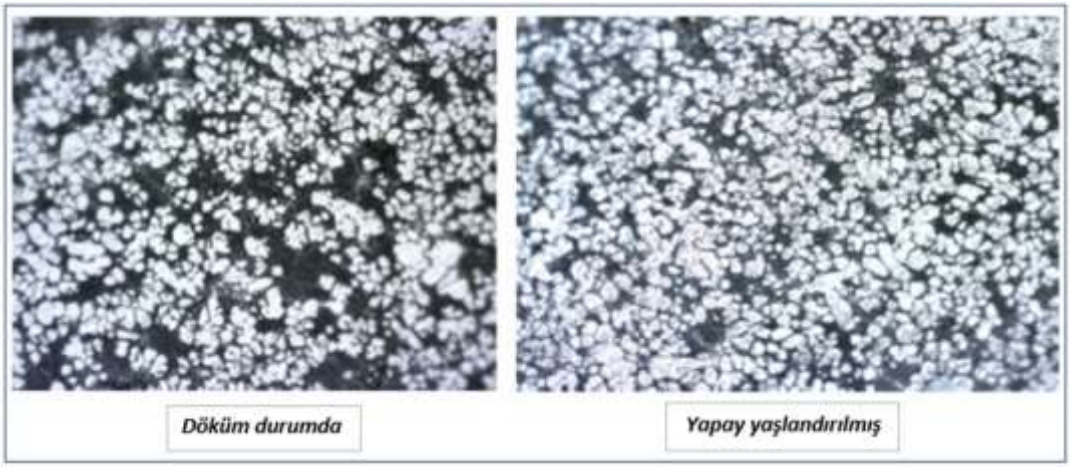
Şekil 5. Solüsyona alma sonrası çarpılma, baloncuklanma ve mikro porozitelerde şişme problemi

Şekil 6'da döküm sonrası yapılan X-ray analizinde Level-1 olarak değerlendirilmiş parçadan elde edilmiş çekme test numunelerinin ısıl işlem sonrası porozite durumu ele alınmıştır. Solüsyona alma sonrası havada ve suda soğutulmuş numunelerin ikisinde de yüzeyde baloncuklanma ve mikro porozitelerde şişme gözlemlenmiştir (Şekil 6). Bu durum mekanik özellikleri özellikle yorulma performansını olumsuz etkilemektedir.



Şekil 6. Solüsyona alma öncesi ve sonrası karşılaştırma

Silafont-36 malzemesinin döküm durumunda ve yapay yaşlandırma sonrası tane yapısı optik mikroskop yardımı ile incelenmiştir (Şekil 7). Beyaz bölge alüminyum zengin α bölgesini ve siyah bölge ise ötektik alüminyum silikon bölgeyi göstermektedir. Silafont-36 malzemesi içindeki Sr elementi sayesinde içyapı modifikasyonunun da gerçekleştiği görülmüştür.



Şekil 7. Silafont-36 tane yapısı

4. DEĞERLENDİRME

Vakumlu prototip kalıpta yüksek basınçlı döküm yöntemi kullanılarak elde edilen parçalarda yüksek oranda poroziteye rastlanmamış ve genel olarak Level-1 olarak sınıflandırılmıştır. Döküm sonrası numunelerde istenilen akma dayanımı ve yüzde uzama değerleri elde edilmiştir. Fakat çekme dayanım değerleri TS EN-1706 ve Silafont-36 firma kataloğu standardının beklentilerinden düşük çıkmıştır. Döküm sonrası gerçekleştirilen yapay yaşlandırma çalışma çıktıları da benzer sonuçları ortaya koymuştur. Solüsyona alma çalışmaları sonrası parçaların yüzeylerinde baloncuklanma ve mikro porozitelerde şişme gözlemlenmiştir.

Silafont-36 firma kataloğunda T5 ısıl işlem uygulamasında suda soğutma ve takibinde oluşacak doğal yaşlanma prosesini önlemek amacıyla 12 saat içinde yapay yaşlandırılması gerektiği dile getirilmektedir. Döküm sonrası havada soğutulmuş Silafont-36 parçalarında özellikle çekme dayanımında standarttaki değerlere kıyasla düşüş gözlenmektedir. İlave olarak ısıl işlem pik sertlik elde etme süreleri de uzamaktadır. Suda soğutmanın çarpılma gibi negatif etkilerini ortadan kaldırmak ve havada soğutmanın sağladığı düşük mekanik özellikleri iyileştirmek amacıyla Mg oranında yükseltme çalışmaları yapılabilir, yapay yaşlandırmanın çok yüksek etkisi olmayacağından dolayı bu tip parçaları F (döküm durumunda) kullanmak daha ekonomik olacaktır.

REFERANSLAR

[1] Benedyk, J. C. (2010). Aluminum alloys for lightweight automotive structures. Materials, Design and Manufacturing for Lightweight Vehicles, Woodhead Publishing Limited.

[2] Bonollo, F., Gramegna, N., Timelli, G. (2015). High-Pressure Die-Casting: Contradictions and Challenges. JOM, Vol. 67, No. 5, DOI: 10.1007/s11837-015-1333-8.

[3] Rheinfelden, Silafont 36 – Processing data sheets, https://rheinfelden-alloys.eu/en/alloys/silafont/

[4] Ji, S., Yang, W., Gao, F. Watson, D., Fan, Z. (2013). Effect of iron on the microstructure and mechanical property of Al–Mg–Si–Mn and Al–Mg–Si diecast alloys, Materials Science and Engineering: A, Volume 564, Pages 130-139.

[5] Hartlieb, M. (2013). NADCA Aluminum Alloys for structural Die Casting, Viami International Inc., Die Casting Engineer, pp. 40-43.

[6] Novikov, İ.İ. 2012. Metallerin Isıl İşlem Teorisi (1. Basımdan Çeviri), Ankara: Nobel Akademik Yayıncılık.

[7] Türk Standardları Enstitüsü, TS EN 1706 - Aluminium and aluminium alloys- Chemical composition and mechanical properties, 2.07.2020.

ÇİNKO GALVANİZ KAPLAMALI YENİ NESİL ÇELİKLERDE GÖRÜLEN SIVI METAL KIRILGANLIĞINI OLUŞTURAN VE ETKİLEYEN FAKTÖRLER

Hafize Çelik

[1] TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası Ar-Ge Merkezi, Bursa, Türkiye
[1] İlgili Yazar: Hafize Çelik, hafize.celik@tofas.com.tr

ÖZET

Yeni nesil AHSS (Advanced High-Strength Steel) 'nin gelişmesiyle, otomotiv endüstrisinde kullanılan kaynak ve üretim süreçlerine yönelik davranışları incelemek de önemli hale gelmiştir. Kaynak, otomotiv endüstrisi tarafından ağırlıklı olarak çelik parçaların montajında kullanılan birincil üretim yöntemidir. Otomotiv endüstrisinde esas olarak çelik parçaların montajı için kullanılan kaynak yöntemi düşük maliyeti, mukavemeti ve mükemmel seri üretim kapasitesi nedeniyle direnç punta kaynağıdır (RSW). Bununla birlikte, RSW, hızlı elektrot kapağı aşınması ve tutarlı kaynak kalitesi gibi alüminyum alaşımı uygulamaları ile ilgili önemli sorunları da beraberinde getirmektedir. Bununla birlikte, yeni nesil AHSS' de uygulanan RSW kaynaklarında bazı problemler gözlemlenmiştir. Bu problem, sıvı metal kırılganlığına (Liquid Metal Embrittlement -LME) bağlanmıştır. Bu çalışmada, otomotiv sektöründe yaygın kullanıma sahip yeni nesil çeliklerde görülen sıvı metal kırılganlığı kavramı üzerine bilgi verilecektir.

Anahtar Kelimeler: Yeni Nesil çelikler, sıvı metal kırılganlığı, nokta direnç punta kaynağı, galvaniz, kaplama

FACTORS CAUSED AND AFFECTING LIQUID METAL EMBRITTLEMENT IN ZINC-GALVANIZED NEW GENERATION STEELS

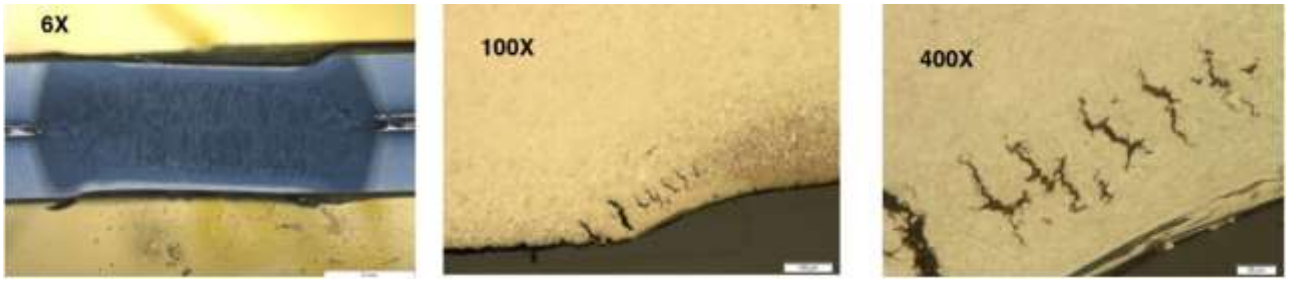
ABSTRACT

With the development of new generation AHSS (Advanced High-Strength Steel), it has also become important to examine the behavior towards welding and production processes used in the automotive industry. Welding is the primary production method used by the automotive industry mainly for the assembly of steel parts. The welding method used mainly for the assembly of steel parts in the automotive industry is resistance spot welding (RSW) due to its low cost, strength and excellent mass production capability. However, RSW also presents significant problems with aluminum alloy applications, such as rapid electrode cap wear and consistent weld quality. However, some problems were observed in the RSW welds implemented in the NEW generation AHSS. This problem has been attributed to liquid metal embrittlement (LME). In this study, information will be given on the concept of liquid metal embrittlement seen in new generation steels, which are widely used in the automotive industry.

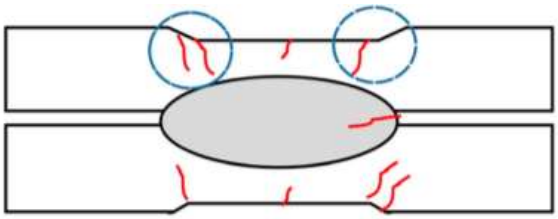
Keywords: New generation steels, liquid metal embrittlement, spot resistance spot welding, galvanization, coating

1. GİRİŞ

LME, yerel bir gerilmeye maruz kalan daha yüksek bir erime noktası üzerinde sıvı bir metal bulunduğunda ortaya çıkar. Kaynak sırasında ergiyen Zn atomlarının çelikteki tane sınırlarına nüfuz etmesi LME olarak adlandırılmaktadır. Galvaniz kaplamalı çeliklerin nokta kaynağı sırasında kaplama, düşük erime noktalı sıvı haline gelir. Elektrot girintisi, yüzey gerilme gerilmesini sağlar. Erimiş çinko çelik alt tabakaya nüfuz edip çatlaklar oluşturduğunda RSW'de sıvı Metal Kırılganlığı (LME) çatlaması meydana gelir. Bu çatlaklar morfolojide taneler arasıdır ve içinde çinko görülür. 3. Nesil çeliklerde bulunan LME süreksizlikleri sığ ve kısadır. Sadece mikroskop altında görülebilir, şekil 1. Sıvı metal kırılganlığı, üç faktörle daha da şiddetlenir: bir sıvı metalin varlığı, uygulanan bir yüzey gerilmesi ve duyarlı (genellikle büyük taneli) mikroyapı. Bu kaynaklar için ilk sıvı metal her zaman galvanizli yüzeylerde bulunur.



(a)



(b)

Şekil 1. (a)LME Sıvı Metal Kırılganlığının Mikroskop Altında Görüntüsü. (b) LME Çatlaklarının Sıklıkla Görüldüğü Yerler [2]

İ.Öztürk ve diğerleri (2017) TBF çeliklerinin RSW kaynağı ve sıvı metal çatlaklarının kaynak parametreleri ile kolerasyonunu konu almışlardır. Çalışmalarında farklı kalınlıklarda TRIP1050 çeliği (1mm&1.5mm) tercih edilmiştir. Çalışmalarında 6-10kA akım aralıklarını 1kA arttırarak ve 12-3 cycle kaynak zamanını 8 'er çevrim arttırarak kaynak çiftleri oluşturulmuş, MFDC makine kullanılmış, nugget size'a ve Nugget derinliğine kaynak akımının, kaynak zamanının ve ısı girdisinin «HII» etkileri grafiklendirilmiş, oluşan çatlaklar ve derinliği tespit edilmiş. Bunların parametreler ve HII ile ilgisi olup olmadığı yorumlanmıştır. Çatlak derinliği ile ısı girdisinin kolerasyonuna bakılmıştır. Isı girdisi artışı ile çatlak derinliğinin arttığı tespit edilmiştir. Kaynak çiftlerine çekme testi yapılmış, hata modları belirlenmiş en yüksek çekme makaslama ve tokluk değerlerine sahip bağlantı parametreleri belirlenmiştir. En iyi parametrede toplamda 149 mikron derinliğinde çatlak tespit edilmiştir. Kaynak zamanı veya akım arttıkça çatlak derinliği ~200 mikron'a kadar ulaşmıştır.

Choi vd. TRIP 1180'in elektrot kuvveti ile LME çatlak uzunluğu arasındaki ilişkiyi incelemiştir. Sonlu elemanlar yöntemi, daha zayıf bir elektrot kuvveti uygulandığında, elektrot ile çelik arasındaki bitişik alanın azaldığını ve soğutma etkisinin azaldığını ortaya koymuştur. Bu nedenle, çelik yüzeyin sıcaklığı daha uzun süre 600 C'nin üzerinde tutulur, bu da Zn metalinin yayılması için yeterlidir. En uzun çatlak uzunluğunun artan kuvvetle azaldığı (111 mikron'dan 149 mikron'a) sonucuna ulaşmışlardır.

Murugan vd. elektrot geometrisinin LME çatlakları üzerindeki etkisini araştırmıştır. Kubbe tipi elektrot çapı 6'dan 8 mm'ye çıktığında çatlak uzunluğu 55'ten 15 m'ye düşmüştür.

Tolf vd., 7.2 mm'lik nugget çaplı bir numune, kubbe tipi elektrot yerine yarıçap tipi elektrot kullanıldığında LME çatlaklarının boyutunda ve sayısında çarpıcı bir azalma olduğunu tespit etmiştir.

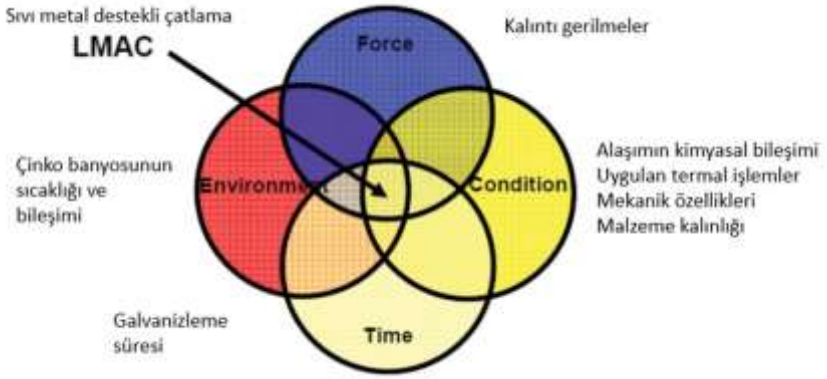
Tolf vd. DP çeliğinin RSW'si sırasında daha düşük bir kaynak akımı (8.0 kA ile 6.5 kA) ve daha uzun bir kaynak süresi (410 ms ile 615 ms) uygulandığında LME çatlaklarının % 50'si azaldığını göstermişlerdir . GI kaplamalı çeliğin yeniden elektro galvanizlenmesinin de önemli ölçüde azalmış çatlak sayısı gösterdiği bulunmuştur. EG kaplamalı çelik sürekli olarak en kısa LME çatlaklarını göstermiştir. Bu sonuçlar, GI'nin LME duyarlılığının EG'den daha yüksek olduğunu göstermektedir ve bu önceki çalışmaların sonuçlarıyla tutarlıdır.

2. SMK (SIVI METAL KIRILGANLIĞI HASSASİYETİ)

3.nesil çeliklerde yüksek dayanım ve yüzeyindeki kaplama nedeniyle kaynak sırasında problemler yaşanmaktadır. Kaynak sırasında yaşanan bu problem sıvı metal kırılganlığı olarak tanımlanır. Yüksek dayanımlı çelik alaşımları, Zn, Hg, Sn, Pb ve Al gibi sıvı metallerle temas ettiğinde kırılganlık oluşur. Galvaniz kaplamaya sahip 3. Nesil alaşımda kaynak sırasında ergiyen Zn atomları (kaplamada bulunan) çelikteki tane sınırlarına nufüs etmesi ile yüzeyde kırılmalar meydana gelmektedir.

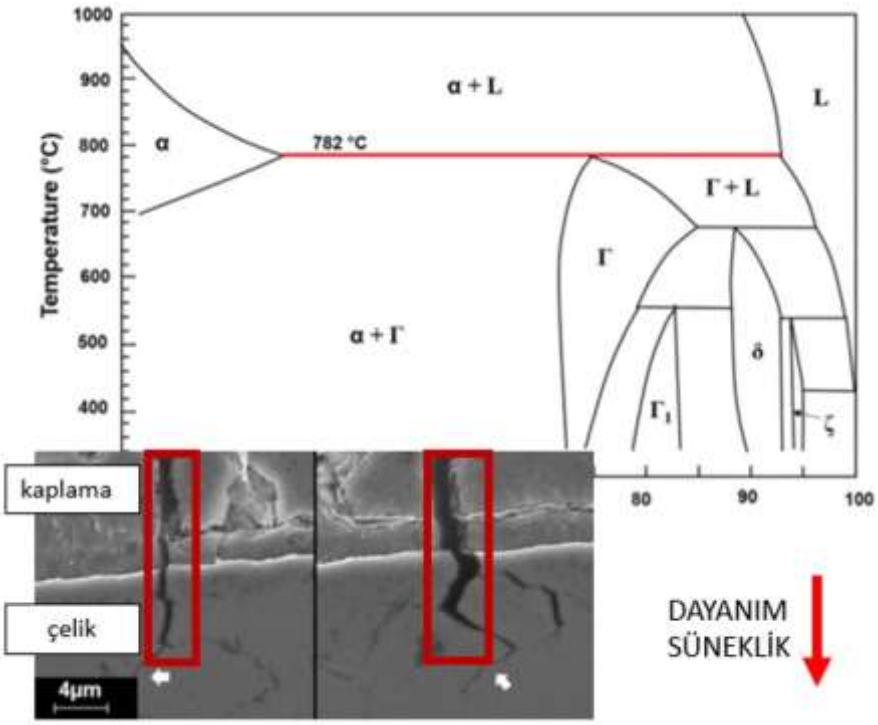
SMK hassasiyetini oluşturan nedenler aşağıda belirtilmiş olup Şekil 2'de gösterilmiştir [2].

1- **Kuvvetler:** Kaynak sırasında oluşan kalıntı gerilmeler ve termal gradyan yoğunlaşması oluşmaktadır.
2- **Malzeme özellikleri:** Malzemenin kimyasal bileşimi, ısıl işlem geçmişi, mekanik özellikleri önemlidir. 3. Nesil çeliklerin mikroyapısında yer alan kalıntı östenitin SMK hassasiyetini arttırdığı raporlanmıştır [1-3]. Malzemenin kalınlığı SMK hassasiyetini etkilemektedir.
3- **Kaplama:** Galvanizleme süresi SMK hassasiyetinde önemlidir. Bununla birlikte malzemeye yapılan galvaniz kaplama cinsine bağlı olarak SMK hassasiyeti artmaktadır.
4- **Çevresel faktörler:** Çinko banyosunun bileşimi ve sıcaklığı SMK hassasiyetini etkilemektedir.



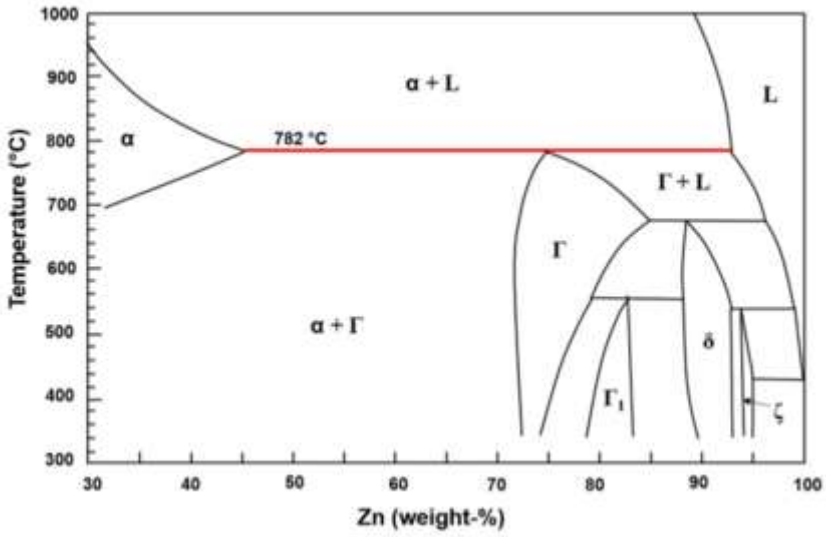
Şekil 2. SMK hassasiyetini oluşturan nedenler [1]

Galvaniz kaplamada yer alan Zn elementinin ergime sıcaklığı 420 °C'dir (Şekil 3). Zn 782 °C'de tamamen sıvı faza geçmektedir. Nokta kaynak sırasında 782 °C'de sıvı Zn (Şekil 4), çelik malzemeye nüfuz etmektedir. Bu durum nokta kaynak sırasında yüzeyde çatlaklara neden olmaktadır. Çeliğin dayanımında ve sünekliğinde ciddi oranda düşüş meydana gelmektedir [1].



Şekil 3. SMK hassasiyetini oluşturan nedenler [1]

Kaynak sırasında oluşan SMK hassasiyeti kaynağı yapılan malzeme özelliklerine ve galvaniz kaplama türüne bağlı olduğu raporlanmaktadır. 2. ve 3. Nesil çeliklerde SMK hassasiyeti 1. Nesil çeliklere göre daha fazladır. Yüksek Si ilavesi SMK oluşumun arttırmaktadır. Ancak literatürde yüksek Si ilavesi olumsuz raporlanmasına rağmen tam net bir kanıt/açıklama bulunmamaktadır.



Şekil 4. Zn ergime sıcaklığını gösteren faz diyagramı

Mikroyapı SMK hassasiyetinde önemlidir. Östenit fazın ferrit faza göre SMK hassasiyeti daha fazladır. SMK hassasiyetinin galvaniz kaplama çeşidine bağlı olduğu raporlanmıştır. Sıcak daldırma galvaniz kaplamada hassasiyet artmaktadır (Tablo 1). Kaplamasız çelikler galvaniz kaplı bir malzeme ile kaynak edildiğinde yüzeyde SMK oluşumu gözlenebilmektedir.

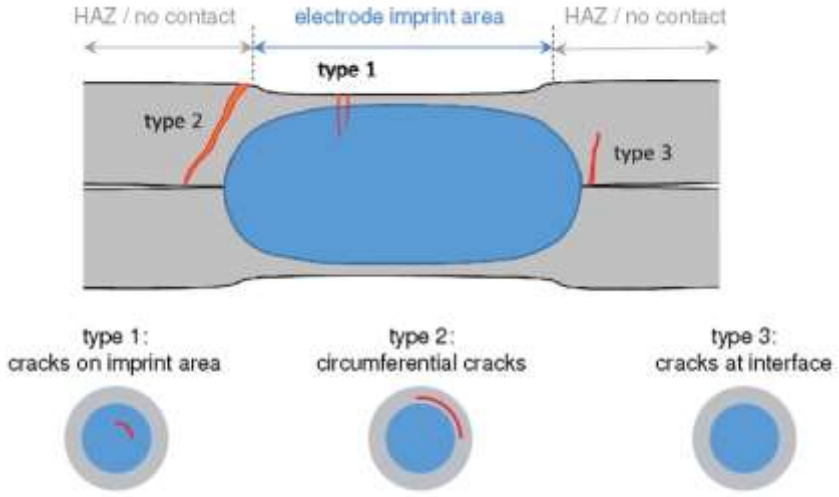
Tablo 1. Literatürde SMK Hassasiyeti ile ilgili gözlemler [1]

HDGI: Hot Dipped Galvanized, HDGA: hot-dipped gal- vanneal, EG: Electrogalvanized
HDGI: Sıcak Daldırma Galvanizli, HDGA: Sıcak Daldırma Galvanizli, EG: Elektrogalvanizli

Çelik kalitesi	Kaplama çeşidi /Kompozisyonu	SMK Hassasiyeti ile ilgili gözlemler
TWIP	HDGI (Zn); HDGA (Fe-Zn); EG (Zn-Ni)	EG < HDGA < HDGI
DP1000	HDGI (Zn); HDGA (Fe-Zn)	HDGA <HDGI
TRIP1180	HDGI (Zn); HDGI (Zn-Mg)	HDGI (Zinc)<HDGI (Zn-Mg)

ÇELİK TİPİ	KAPLAMA	KAYNAK PARAMETRELERİ	SONUÇ
TRIP 590	HDGA	8mm dome/flat type Cu-Cr elektrod 4-6 kN force, 10.5-12.0 kA	Yüzey çatlağı, kuvvet ve tutma zamanın artışı ile azalmış. Flat elektrod, dome elektrod'a göre çatlakları çok az azaltmış.
TRIP 700/800 (Al-Si)	HDGI/ EG	CU-Cr-Zr elektrod	Her iki kaplamada da LME çatlağı gözlenmiş. Isı girdisi artışı ile çatlak oluşumu azalmış.
TRIP 800 (0.2c-1.7 Mn-1.66Si, 0.43Al)	HDGI	5.5 mm küresel Cu-Cr-Zr elektrod, 6kN, 6-9 kA	Geniş ITAB gözlenmiş, kaplamanın yüksek ısı transferi özelliği sebebi ile. Çekme değeri kaynak akımının ve süresinin artması ile iyileşmiş.
TRIP 1180 (0.2C-2.6Mn-1.5Si)	HDGI	5.5 mm dome tipi Cr-Zr elektrod, 3-5 kN, 6-7.5 kA	LME çatlak boyutu elektrot kuvvetinin artması ile arttı. Daha uzun hold time çatlakların çoğalmasına neden oldu.

SMK nedeniyle oluşan çatlakların genellikle oluştuğu bölgeler Şekil 5'de gösterilmiştir [4]



Şekil 5. SMK nedeniyle oluşan çatlakların genellikle oluştuğu bölgelerin şematik gösterimi [4]

Type 1 olarak gösterilen bölge kaynak sırasında baskı uygulanan bölgedir. Baskı alanında oluşan çatlaklar gösterilmektedir. Type 2 bölgesinde çevresel kırılmalar oluşmaktadır. Type 3 de ise çatlaklar malzemenin ara yüzeyinde oluşmaktadır.

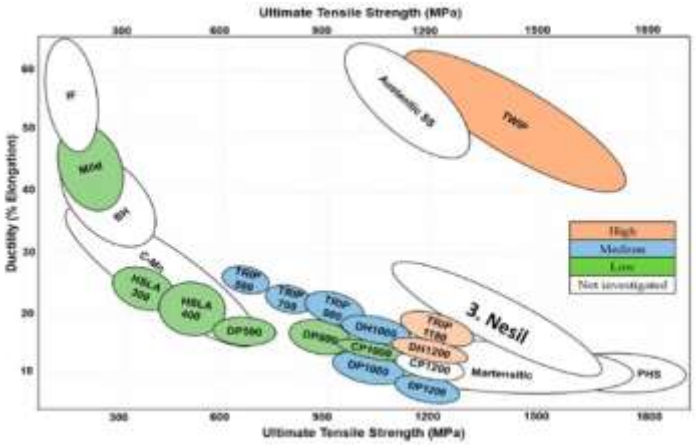
SMK oluşumu çeliğin kimyasal bileşimine, çeliğin mikroyapısına, çeliğin kaplamasına ve nokta kaynağı durumuna (örn. elektrot tipi, kaynak akımı, toplam ısı girdisi vb.) bağlıdır [5].

AHSS/UHSS çelikler %4-5 oranında Mn ve Si içermektedir. Bu çeliklerin içerdiği Mn, Si ve Al gibi elementler dayanıma büyük ölçüde katkı sağladıkları gibi aynı zamanda çeliğin elektrik iletkenliği özelliğini de arttırmaktadır. Bu durum yüksek ısı üretimine neden olduğu için punta kaynağı sırasında daha yüksek gerilmeler ile birlikte düşük alaşınlı çeliklere göre SMK hassasiyeti artmaktadır [5].

2.1. SMK Hassasiyeti Etkileyen Faktörler

2.1.1. Yüksek Dayanımlı Çelik Türü

Çelik alaşımları LME duyarlılığına göre düşük, orta ve yüksek çelikler olmak üzere sınıflandırılmaktadır. Şekil 6'ya göre çeliklerin dayanımı 1000 MPa'ı aştığında SMK hassasiyeti artmaktadır [1].



Şekil 6. Zn kaplı çeliklerin Düşük-Orta-Yüksek SMK hassasiyetine göre sınıflandırılması [1]

2.1.2. Zn Kaplama Çeşidi

Literatürde sıcak daldırma galvaniz (GI) kaplamanın galvaniz-tavlı (GA) ve elektro galvaniz (EG) kaplamaya göre SMK hassasiyetini artırdığı rapor edilmektedir. Sıcak daldırma galvaniz kaplamanın (GI-Zn) ergime noktasının sıcak daldırma galvaniz-tavlı kaplama (GA-FeZn) ve elektro galvaniz kaplamaya (GI-Zn-Ni) göre daha düşük olmasından dolayı, kaynak sırasında daha fazla Zn sıvı olarak bulunduğu için kırılganlık artmaktadır. Buna ek olarak kaplama ile ana malzeme arasında oluşan intermetaliklerin, kaplamanın ergime sıcaklığını artırmalarından dolayı, SMK hassasiyetini azalttığı raporlanmaktadır. GA kaplamada, GI kaplamadan farklı olarak 500 °C'de yapılan tavlama işlemi nedeniyle GA kaplama ile ana malzeme arasında oluşan Fe-Zn intermetalik bileşiği SMK hassasiyetini azaltır. GE kaplamada kaplama ile ana malzeme arasında oluşan Zn-Ni intermetaliği de aynı şekilde SMK hassasiyetini azaltmaktadır [6, 7].

2.1.3. Mikroyapının Etkisi

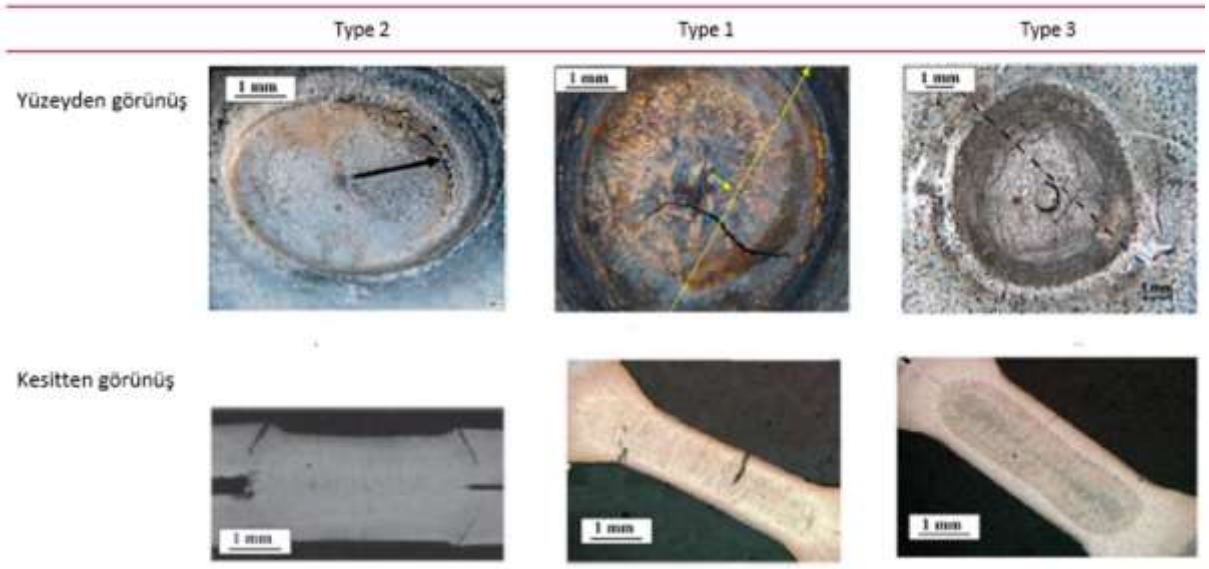
Literatürde TRIP ve TWIP çeliklerindeki SMK hassasiyetinin çok yüksek olduğu rapor edilmiştir. Bununla birlikte dayanımı 1000 MPa'ın üstündeki çeliklerde SMK hassasiyetinin yüksek olduğu belirtilmektedir. Ancak 1000 MPa üstü DP çeliklerindeki hassasiyet TRIP ve TWIP çeliklerinden daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Bunun nedeni TRIP ve TWIP'ın mikroyapısında östenit oranının daha fazla olmasıdır. Mikroyapının SMK hassasiyeti üzerine etkisini anlamak için termo-mekanik çalışmalar yapılmıştır. Yapılan bu çalışmada DP çeliklerinde gevrekleşme östenit oluşum sıcaklığının (A_{c3}) üzerinde gözlemlenmiştir. SMK hassasiyetinin östenit faz oluşumu sonrası ortaya çıktığı raporlanmıştır [3, 8].

2.1.4. Kaynak Parametreleri

Literatürde farklı kaynak koşullarında SMK oluşumu incelenmiştir. Bu incelemelere göre SMK hassasiyeti kaynak akımının artması, uzun kaynak çevirim süresi, küçük elektrot kuvvetleri, tutma süresinin azaltılması, yanlış hizalanmış elektrotlar ve kaynak sırasında ara parçaların birleşimi ile artmaktadır [9, 10].

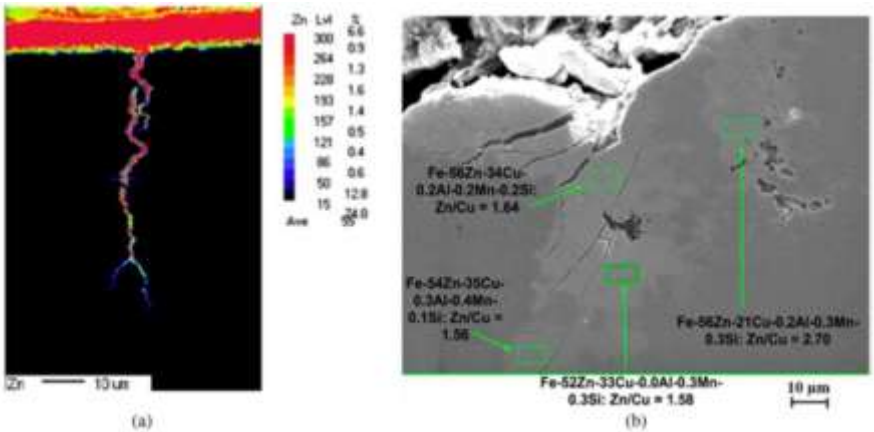
Çelik sac/elektrot girinti bölgesinin kenarları (kaynak omuzları) (Şekil 7) LME kırılganlığına en hassas bölge olarak belirtilmektedir. Tip 2 standart endüstriyel kaynak koşullarında gözlenmektedir. Tip 1 ve 3 uygulanan kaynak koşularında, yüksek ısı ve artan akım ve uzun süreli giriş kaynak çevirimleri ile oluşabilmektedir [11].

LME nedeniyle oluşan çatlaklar genel olarak stereo mikroskopta kolaylıkla görülebilir. Şekil 7'de LME nedeniyle oluşan oluşan çatlakların numune yüzeyi ve kesitinden görüntüleri yer almaktadır. Şekil 7'de belirtilen Type 1, Type 2 ve Type 3 bölgeleri makroskobik olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 7. Nokta kaynaklarında LME çatlaklarının makroskopik görünümü ve çatlak yeri ve derecesine göre sınıflandırma [8, 12-14]

Nokta kaynak sırasında oluşan LME çatlaklarının karakteristikleri incelenmiştir [6, 7]. Kırılma yüzeyleri incelendiğinde LME kırılmaların Zn'nin nüfus etmesi nedeniyle taneler arası oluştuğu gözlemlenmiştir. Galvaniz kaplamalı TWIP alaşımı üzerinde electron probu mikro analizi (EPMA) ile elde edilen görüntüler Type 2 LME kırılmaları olarak belirlenmiş olup Şekil 8a'da gösterilmektedir. Literatürdeki araştırmalardan bazıları Zn'nin Type 2'deki gibi yüzeyde LME hassasiyeti oluşturarak çatlaklar oluştuğunu raporlarken [6,7], diğer araştırmalar da LME çatlağının oluştuğu bölgede Zn ile birlikte yüksek oranda Cu (ağırlıkça yaklaşık % 15-20) tespit ettiği Şekil 8b'de gösterilmektedir. [3, 11].



Şekil 8. Nokta kaynakta LME çatlak karakterizasyonu; EPMA characterisation of LME cracks in spot welds: (a) LME çatlak oluşumundaki Zn analizi (b), Zn'nun nüfus ettiği bölgedeki Cu oranı (Zn/Cu konsantrasyonu) [3, 6, 7, 11]

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Yapılan araştırmalar çelik türünün, kaplama türünün, mikroyapı etkisinin ve kaynak parametrelerinin sıvı metal kırılganlığı üzerine etkisi olduğunu göstermektedir.

Çeliklerin dayanımı 1000 MPa'ı aştığında SMK hassasiyetinin arttığı gözlenmiştir. Mikroyapının SMK hassasiyetinde önemli olduğu, östenit fazın ferrit faza göre SMK hassasiyetinde daha fazla rol oynadığı görülmüştür. 2. ve 3. Nesil çeliklerde SMK hassasiyetinin 1. Nesil çeliklere göre daha fazla olduğu, yüksek Si ilavesinin SMK oluşumunu arttırdığı gözlenmiştir. Ancak literatürde yüksek Si ilavesi olumsuz raporlanmasına rağmen tam net bir kanıt/açıklama bulunmamaktadır.

Ayrıca SMK hassasiyetinin galvaniz kaplama çeşidine bağlı olduğu da raporlanmıştır. Sıcak daldırma galvaniz kaplamada hassasiyetin artmakta olduğu, kaplamasız çelikler galvaniz kaplı bir malzeme ile kaynak edildiğinde yüzeyde SMK oluşumu gözlenmiştir.

Ayrıca malzemenin kalınlığı, galvanizleme süresi ve çinko banyosunun bileşimi ve sıcaklığı da SMK hassasiyetini etkilemektedir.

Nokta direnç kaynağı uygulanması sonucu görülen sıvı metal kırılganlığı nedeniyle kullanımında kısıtlar olan 3. nesil çeliklerde bu sorunu ortadan kaldırmak mümkün olmasa da azaltmak için çalışmalar yapılmakta olup şu an için bu çeliklerin kullanımını mümkün kılmak için otomobil üreticileri tarafından bir kabul kriteri oluşturulmaya çalışılmaktadır.

KAYNAKLAR

[1] Yeongdo P., Siva Prasad M. (2018) "Liquid Metal Embrittlement Cracks in Resistance Spot Welded Advanced High Strength Steels", Proceedings of the JAAA2018.

[2] Diptak B. (2018), "Liquid metal embrittlement during resistance spot welding of Zn-coated high-strength steels, Materials Science and Technology" , https://doi.org/10.1080/0170811.2018.1461595.

[3] Jung G. (2015), "Liquid metal embrittlement of high Mn TWIP steel. Pohang: Graduate Institute of Ferrous Technology", POSTECH.

[4] Van Der Vent T. (2019), "Weldability challenges for new AHSS for BIW, Tata Steel, Joining in Car Body Engineering".

[5] Robert S., Martin G. (2017) "A cracking good story about liquid metal embrittlement during spot welding of advanced high strength steels", Vostalpine White Paper.

[6] Ashiri R, Haque Md Anwarul, Ji Chang-Wook, et al. (2015) "Super-critical area and critical nugget diameter for liquid metal embrittlement of Zn-coated twining induced plasticity steels". Scr Mater. 2015;109:6–10.

[7] Ashiri R, Shamanian M, Salimijazi HR, et al. (2016) "Liquid metal embrittlement-free welds of Zn-coated twinning induced plasticity steels". Scr Mater. 2016;114:41–47.

[8] Beal C. (2011) "Mechanical behavior of a new automotive high manganese TWIP steel in the presence of liquid zinc" [dissertation]. Lyon: INSA.

[9] Ertek Emre H, Kaçar R. (2016) "Resistance spot weldability of galvanize coated and uncoated TRIP steels". Metals (Basel). 2016;6 (12):49.

[10] Beal C. (2011) "Mechanical behavior of a new automotive high manganese TWIP steel in the presence of liquid zinc [dissertation] ". Lyon: INSA; 2011.

OTOMOTİV SEKTÖRÜNDE TEL BESLEMELİ EKLEMELİ İMALAT İLE ANALİZ VE DOĞRULAMA ÇALIŞMASI

Beril Yılmaz*, Şuayip Muaz Güç, Metin Çallı****
* Uludağ Üniversitesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Bursa, Türkiye
** COŞKUNÖZ HOLDİNG A.Ş, Bursa, Türkiye
Sorumlu Yazar: Beril Yılmaz, berilyilmaz98@outlook.com

ÖZET

Bu çalışmada metal eklemeli imalat yöntemi olan tel ark eklemeli imalat yönteminden bahsedilmiştir. 5cm x100cm boyutlarında bir parçanın tel beslemeli imalat yöntemiyle kaynaklanması durumunda lazer gücü ve lazer hızı parametrelerinin kaynak sonrası oluşan çarpılma değerine ve artık gerilmeye olan etkisi Simufact Welding programında analiz edilerek belirlenmiştir. Simulasyon sonuçları ile elde edilen verilerin artık gerilme ve çarpılma değeri, optimum olan deneyin belirlenebilmesi için Minitab programında Deney Tasarım tablosu oluşturulmuştur. Sonuçlar raporlanmıştır ve elde edilen grafik sonuçları değerlendirilmiştir.

Anahtar kelimeler: Sonlu eleman analizi, Tel ark eklemeli imalat, Eklemeli İmalat

ANALYSIS AND VERIFICATION STUDY WITH WIRE FEED ADDITIVE MANUFACTURING IN THE AUTOMOTIVE INDUSTRY

ABSTRACT

In this study, the wire arc additive manufacturing method, which is a metal additive manufacturing method, is mentioned. The effects of laser power and laser speed parameters on post-welding distortions and effective stress by welding a 5cm x 100cm piece with wire-fed manufacturing method were simulated in Simufact Welding program. A DoE table was created in the Minitab program in order to determine the optimum of the data obtained with the simulation results. The obtained table results were evaluated.

Keywords: Finite Element Analysis, Wire arc additive manufacturing, Additive Manufacturing

1. GİRİŞ

Hızlı prototipleme ve üç boyutlu baskı adlarıyla da bilinen eklemeli imalat, malzemelerin birleştirilerek katmanlar halinde oluşturulup üst üste eklenmesi prensibine dayanan, serbest formlu ve karmaşık geometrili objelerin üretilmesine imkân sağlayan pratik bir imalat metodudur. Günümüzde bu teknolojiler sadece polimerler, seramikler, plastikler vb. gibi hammaddelerin yanında metalleri de bünyesinde barındırmaya başlamıştır. ‘‘Metal eklemeli imalat sistemleri Şekil 1’deki gibi dört ana başlıkta incelenebilir’’.[3]



Şekil 1: Metal katkılı üretimin dört ana yöntemi [1]

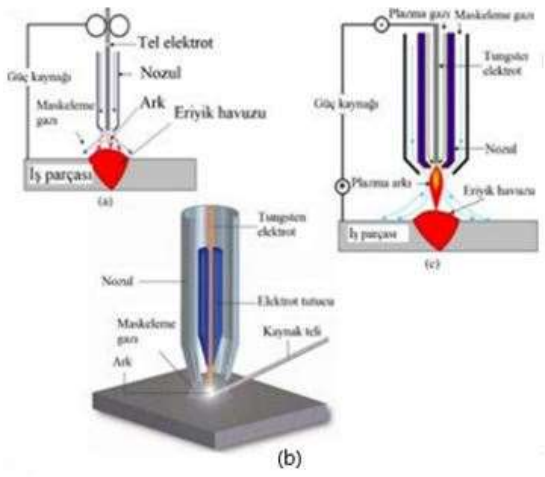
2. TEL ARK EKLEMELİ İMALAT

Tel ark eklemeli imalat ısı kaynağı olarak ark, besleme malzemesi olarak ise tel kullanan bir eklemeli imalat yöntemidir. Bu yöntem çok pasolu kaynak işleminden oluşur.Gaz metal ark kaynağı (MIG-MAG), gaz tungsten ark kaynağı (TIG) ve plazma ark kaynağı kullanılarak Tel ark eklemeli imalatişlemi yapılabilmektedir. [3] Şekil 2'de farklı kaynaklar için şematik görseller verilmiştir.

Tel ark eklemeli imalat yönteminde hammaddeden atık oluşmadan kayıpsız olarak faydalanılabilmesi, büyük boyutlu ve orta seviyedeki karmaşık parçaların sorunsuzca üretilebilmesi ve diğer metal eklemeli imalat yöntemlerine göre ekonomik oluşu bu tekniği talep gören bir üretim yöntemi haline getirmektedir.[4] Ayrıca bu yöntem ''toz yataklı ergitme yönteminde olduğu gibi yorulma ömrünü azaltan yüksek seviyeli gözeneklilik sorunu sergilemez.'' [3]

Toz beslemeli tekniği, oksitlenmeyi ve korozyonu engellemek amacıyla soy gaz ortamına elverişli tezgâhlarda kullanılmaktadır ve çeşitli metal alaşımlarının seçilmesine olanak sağlamaktadır.[5]Büyük metal bileşenlerin tel ark eklemeli imalat'ta olan artık gerilmeleri ve bozulmaları kontrol etmek için proses parametrelerini optimize etmek önemlidir. Ancak verilen büyük metal bileşenler için optimal proses parametrelerini deneysel olarak belirlemek zaman alıcı ve pahalıdır.[6]

Sonlu elemanlar (FE) analizi, gerçek eklemeli üretim süreci için referans sağlamak amacıyla Tel ark eklemeli imalat'taki sıcaklık alanı dağılımını ve deformasyonu tahmin etmek için yaygın olarak kullanılır. Katmanlı imalatta proses ayarları ve termal tepki arasındaki ilişkinin daha iyi anlaşılması, artık stres, deformasyon, mikro yapı ve mekanik özelliklerin yanı sıra proses parametrelerinin optimizasyonunu makul bir şekilde tahmin edebilir. Sayısal simülasyonun hesaplama süresi esas olarak model boyutu, ağ noktalarının sayısı ve kullanılan ısı kaynağı modeli ile ilgilidir. [6]

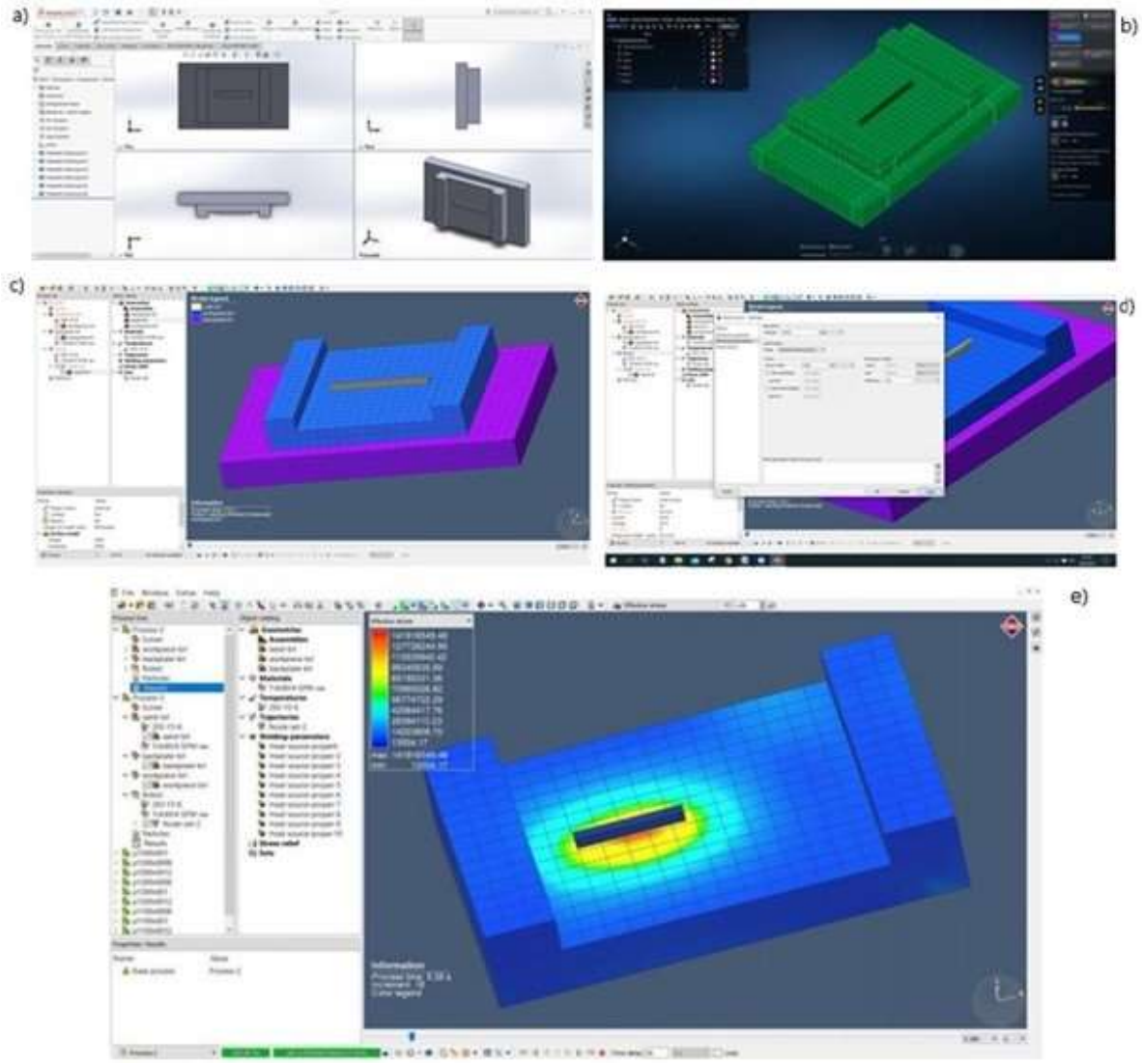


Şekil 2: a) Gaz metal ark kaynağı, b) Plazma kaynağı, c) Gaz tungsten ark kaynağı [2]

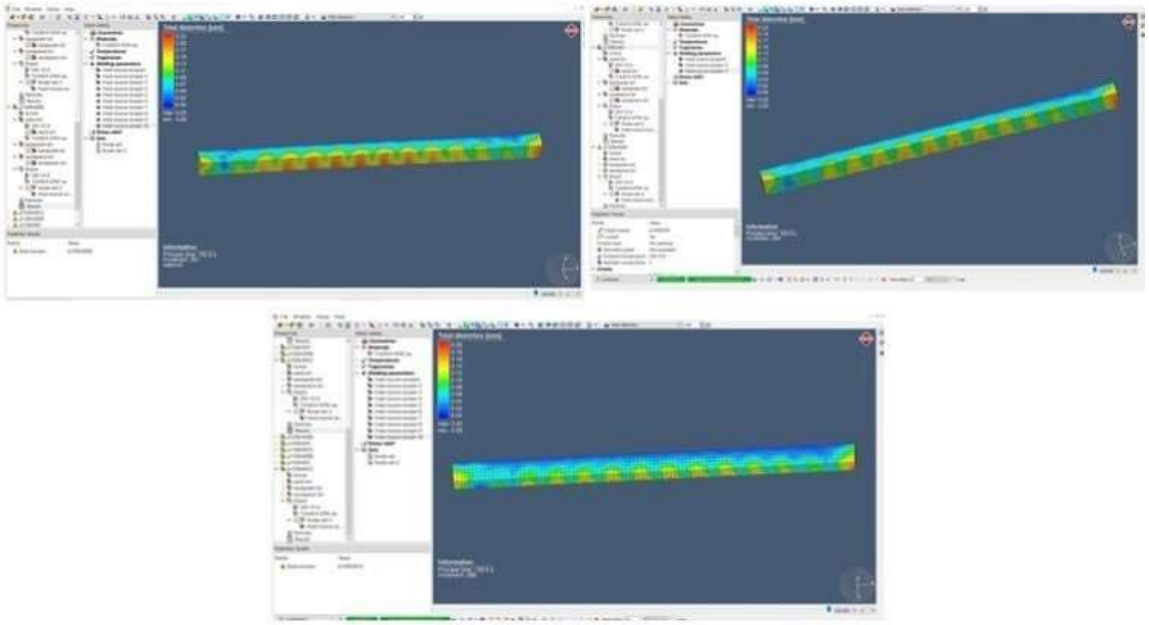
3. MALZEME VE YÖNTEM

Parça tasarımından simülasyon çıktıları elde edilene kadar oluşan süreçteki adımlar Şekil 3'te verilmiştir. Parça Solidworks programında üç boyutlu şekilde modellendikten sonra , MSC Apex programında tasarlanan modele mesh atıldı. Mesh atılan parça Simufact Welding programına aktarılıp, modelin taban kısmı sabitlendi. Malzeme olarak TiAl6V4-SPM seçildi, her kaynak süreci için bitiş süresi 150 saniye olarak belirlendi.

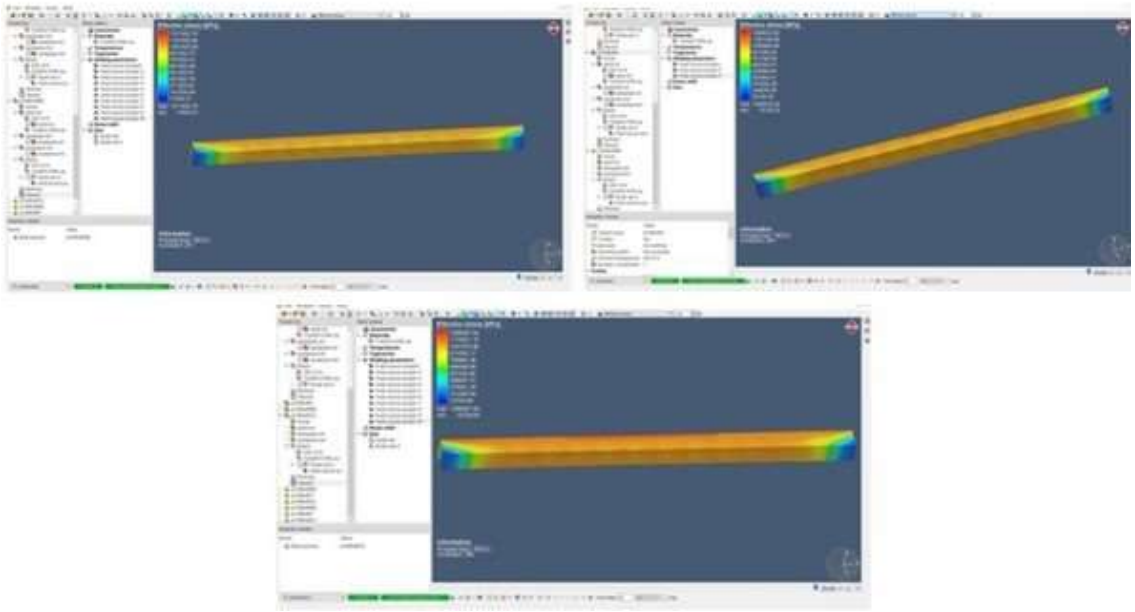
Lazer gücü 1.1 kW, 1.3 kW, 1.5 kW, lazer hızı 0.008 m/s, 0.01 m/s, 0.012 m/s olarak seçildi. Lazer gücü ve lazer hızı parametrelerinin birbiriyle olan tüm kombinasyonları için ısıl girdi parametreleri girildi. Bu parametrelerin kombinasyonu sonucunda elde edilen simülasyonlar Şekil 4'ten itibaren Şekil 9 da dahil olmak üzere aşağıda gösterilmiştir. Deney tablosu oluşturulması için toplamda 9 adet simülasyon elde edilmiştir.



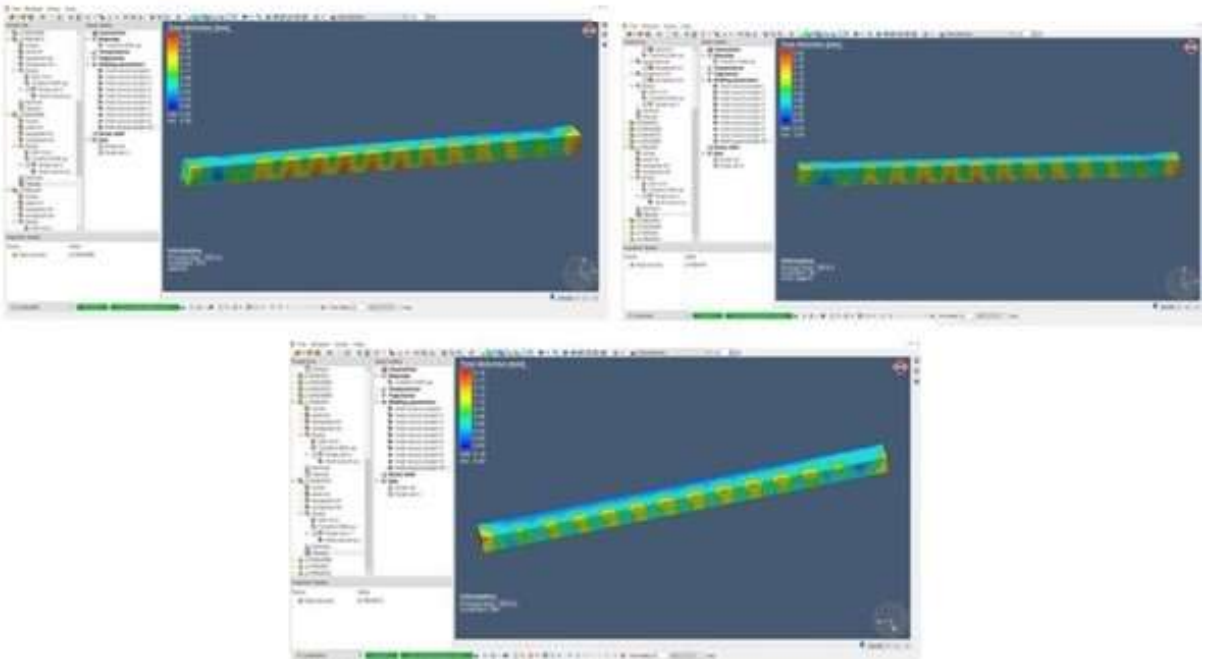
Şekil 3: a) Solidworks programında parçanın üç boyutlu olarak modellenmesi, b) MSC Apex programında mesh oluşturulma işlemi, c) Modelin Simufact Welding programına aktarılması, d) Isıl girdi parametrelerinin girilmesi, e)Tüm durumlar için ısıl girdi girilmesi



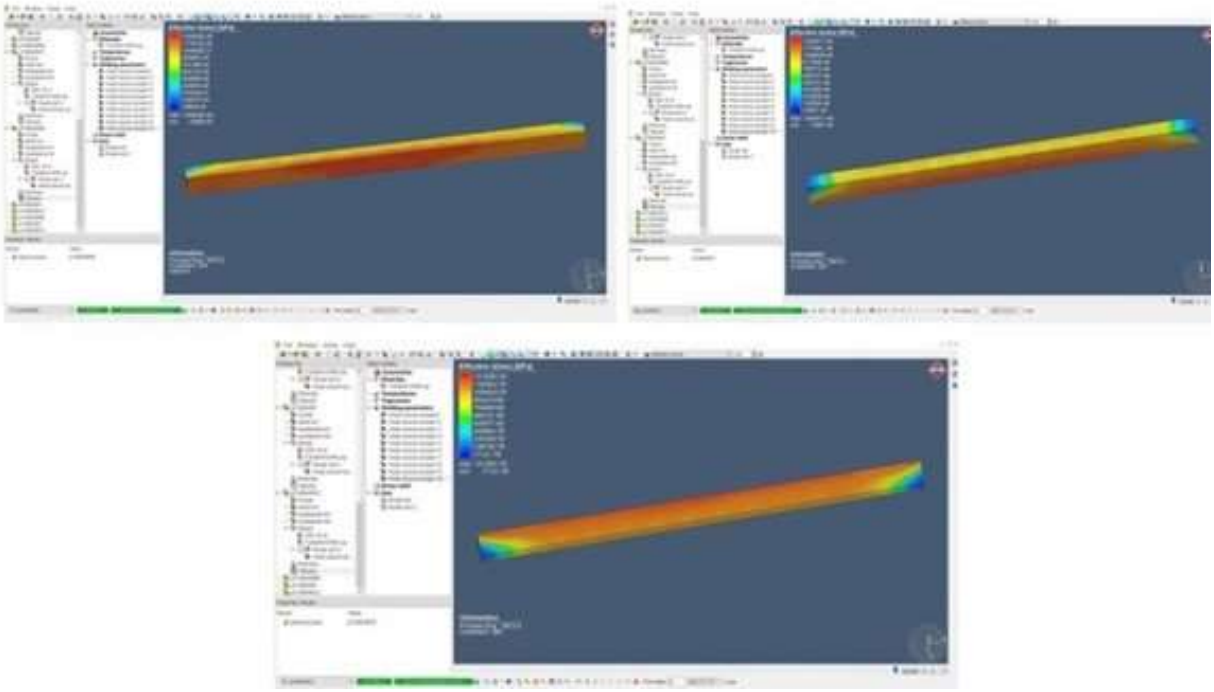
Şekil 4: Lazer gücü 1.5kW iken hızların sırasıyla 0.008 m/s, 0.01 m/s 0.012 m/s olduğu çarpılma simülasyon sonuçları.



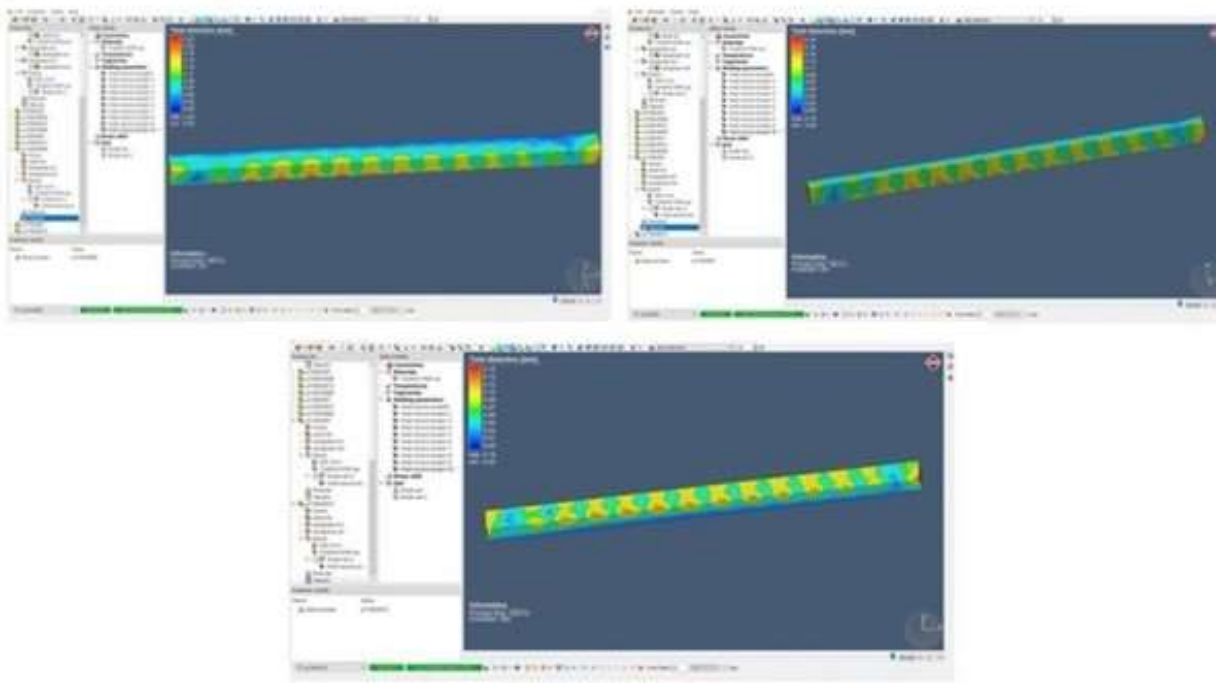
Şekil 5: Lazer gücü 1.5kW iken hızların sırasıyla 0.008 m/s, 0.01 m/s 0.012 m/s olduğu artık gerilme simülasyon sonuçları



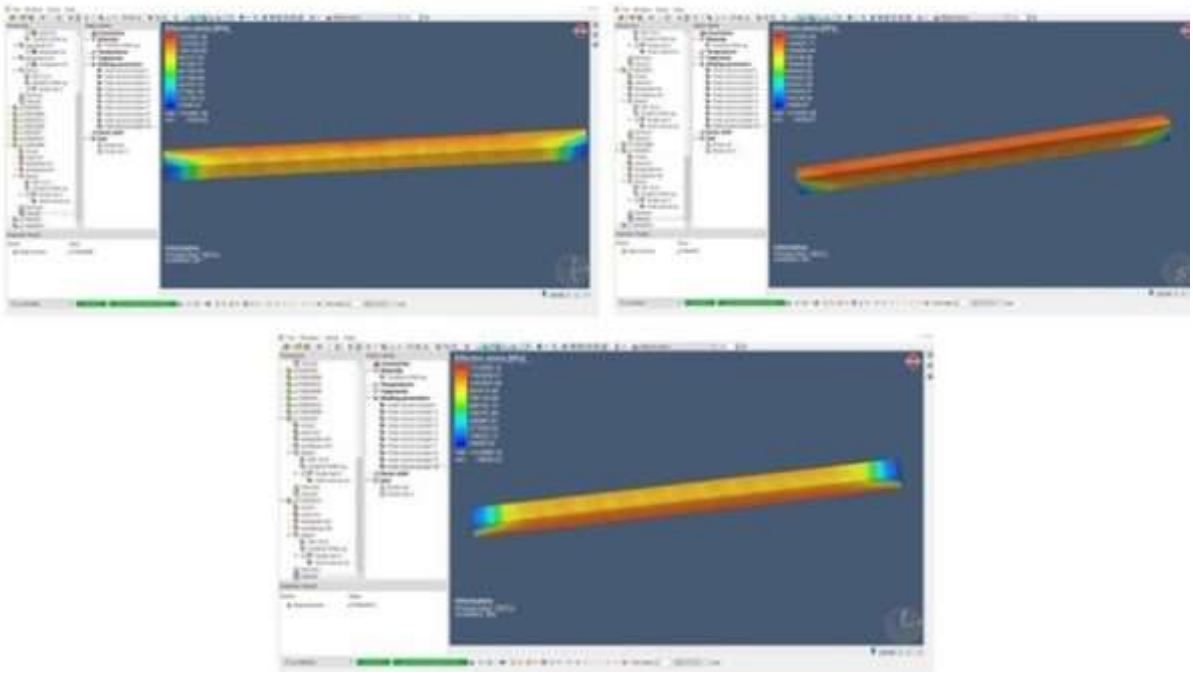
Şekil 6: Lazer gücü 1.3kW iken hızların sırasıyla 0.008 m/s, 0.01 m/s 0.012 m/s olduğu çarpılma simülasyon sonuçları



Şekil 7: Lazer gücü 1.3kW iken hızların sırasıyla 0.008 m/s, 0.01 m/s 0.012 m/s olduğu artık gerilme simülasyon sonuçları



Şekil 8: Lazer gücü 1.1kW iken hızların sırasıyla 0.008 m/s, 0.01 m/s 0.012 m/s olduğu çarpılma simülasyon sonuçları



Şekil 9: Lazer gücü 1.1kW iken hızların sırasıyla 0.008 m/s, 0.01 m/s 0.012 m/s olduğu artık gerilme simülasyon sonuçları

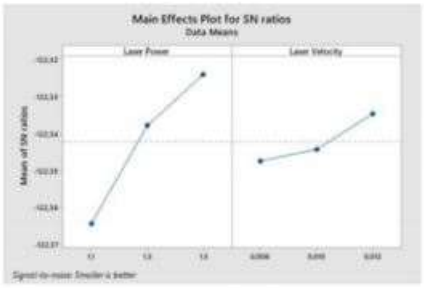
Minitab uygulamasına girilen simülasyon sonucu değerlerinin deney tasarım tablosuna aktarılmış hali Şekil 10'da verilmiştir.

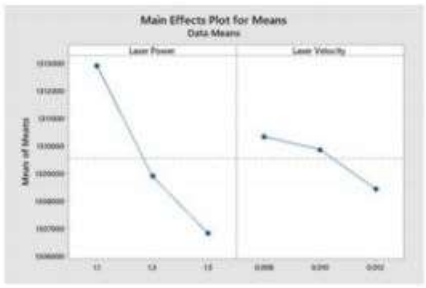
Analysis of Variance for SN ratios

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Laser Power	2	0,002538	0,002538	0,001269	0,93	0,467
Laser Velocity	2	0,000265	0,000265	0,000133	0,10	0,910
Residual Error	4	0,005483	0,005483	0,001371		
Total	8	0,008286				

Analysis of Variance for Means

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Laser Power	2	57557532	57557532	28778766	0,93	0,467
Laser Velocity	2	5938582	5938582	2969291	0,10	0,911
Residual Error	4	124151128	124151128	31037782		
Total	8	187647242				



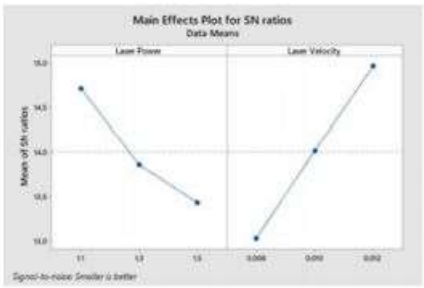


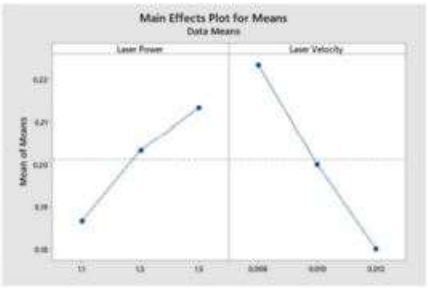
Analysis of Variance for SN ratios

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Laser Power	2	2,573	2,573	1,2864	1,98	0,253
Laser Velocity	2	5,634	5,634	2,8171	4,33	0,100
Residual Error	4	2,600	2,600	0,6499		
Total	8	10,807				

Analysis of Variance for Means

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Laser Power	2	0,001089	0,001089	0,000544	1,85	0,270
Laser Velocity	2	0,002822	0,002822	0,001411	4,79	0,087
Residual Error	4	0,001178	0,001178	0,000294		
Total	8	0,005089				





Şekil 10: TiAl6V4-SPM malzemesi ile yapılan kaynak için sırasıyla artık gerilme ve toplam atıklık değerlerinin Sinyal/Gürültü oranlarının ve ortalamalarının temel etki grafikleri

4. DEĞERLENDİRME VE SONUÇ

Metal eklemeli imalat işlemlerinden biri olan tel ark yönteminin tanıtıldığı ve Simufact Welding programında farklı lazer hız ve güçlerinde simülasyon sonuçları elde edilen bu çalışmada;

- Lazer gücünün artması artık gerilmeyi azaltmıştır.
- Lazer hızının artmasını artık gerilmeyiazaltmıştır.
- Lazer gücünün artması çarpılmayı arttırmıştır.
- Lazer hızının artması çarpılmayı azalmıştır.
- Yapılan deney sayısının belirtilen üretim süreci için daha fazla olması gerekliliği, hata oranının artışına sebep olmuştur. Bu yüzden deney sayısı arttırılmalıdır.

TEŞEKKÜR

Akademik Proje Danışmanım Prof.Dr. Ferruh ÖZTÜRK e, bana bu projede çalışma fırsatı veren COŞKUNÖZ HOLDİNG A.Ş ye, projeye yön verdikleri ve bilgilerini paylaştıkları için Firma Proje Danışmanlarım Metin ÇALLI ve Şuayip Muaz GÜÇ e en içten dileklerimle teşekkür ederim.

KAYNAKLAR

[1] Liu, J., Xu, Y., Ge, Y., Hou, Z., ve Chen, S. (2020) "Metal bileşenlerin tek ve ark katkılı imalatı: son araştırma geliştirmelerinin gözden geçirilmesi", The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 111, september 2020, pp.149-198.

[2] Yeşildal, İ. (2020) "Düşük alaşımlı çelikten tel ark eklemeli imalat ile üretilen bir parçanın mekanik özelliklerinin incelenmesi", Karabük Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Makina Mühendisliği Bölümü Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi

[3] Ayan, Y., Kahraman, N. (2018) , " Metal Eklemeli İmalat: Tel Ark Yöntemi ve Uygulamaları" , International Journal of 3D Printing Technologies and Digital Industry, 2, 3, pp. 74-84.

[4] Gisario, A. (2019), " Ticari Havacılık Endüstrisinde Metal Katkılı İmalat: Bir İnceleme", Üretim Sistemleri Dergisi, 53, Ekim 2019, pp. 124-149.

[5] Süt, M., Öztürk, E. (2019) " Havacılık Uygulamalarında Katmanlı İmalat Teknolojisi", Düzce Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, İmalat Mühendisliği, Lisans Tezi.

[6] Ding, D., Zhang, S., Lu, Q., Pan, Z., Li, H., Wang, K. (2021) " Tel Ark Eklemeli Üretim Sürecinin Sayısal Simülasyonu İçin İyi Dağıtılmış Hacimsel Isı Kaynağı Modeli", Materialstoday Communications, 27, Haziran 2021.

OPTIMAL CONTROLLER AND OBSERVER DESIGN FOR ACTIVE SUSPENSION SYSTEMS

İlhan Yunus[1*], Emre İsa Albak[2], Ferruh Öztürk[1]
[1]Bursa Uludağ University, Engineering Faculty, Automotive Engineering Department, Bursa, Turkey
[2]Bursa Uludağ University, Hybrid and Electric Vehicle Technology, Vocational School of Gemlik Asım Kocabıyık, Bursa, Turkey
*Corresponding Author: İlhan Yunus, ilhanyunus@gmail.com

ABSTRACT

The suspension systems are designed to improve ride comfort and handling behaviour of the vehicle. The current developments in electrification have increased the interest in active suspension systems. In this study, a mathematical model of the quarter car with an active suspension system is developed in MATLAB & Simulink environment. Before developing the full-state feedback control logics; Luenberger observer and Kalman filter are designed and integrated into the system to predict the unmeasured states. LQR and LQG control methods are applied to the developed active suspension model and the system behaviour is simulated to demonstrate the advantages of the methods. The selection process of the LQR and LQG control weighting parameters will be investigated in a further stage of the research.

Keywords: Active suspension systems, observer design, Luenberger observer, Kalman filter, Linear Quadratic Regulator (LQR), Linear Quadratic Gaussian (LQG) control.

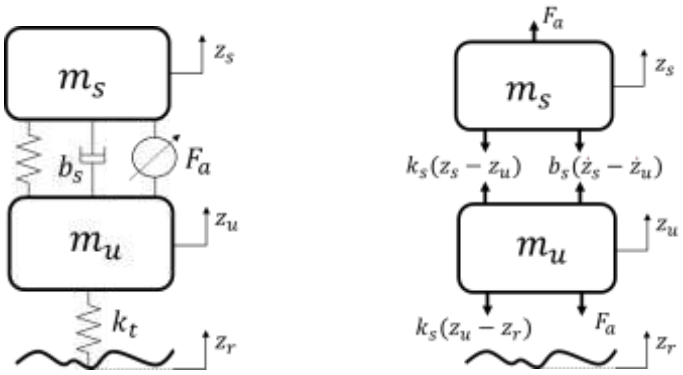
1. INTRODUCTION

The suspension systems are aimed at and designed to improve ride comfort and handling behaviour of the vehicle. Starting from the 1950s researchers worked on active vehicle suspension system design for many years. Especially, high attention on the research in the mid-1980s (Hrovat, 1990 and 1997) and (Handbook, 1996). An extended literature survey on active suspension systems can be found in (Tseng and Hrovat, 2015). Nowadays, automotive technologies are more focused on Autonomous Drive (AD) and Advanced Driver Assistant Systems (ADAS). Autonomous drive functions combined with active suspension systems have tremendous benefits such as; improve safety and reduce the crash impact by adjusting the ground level of the vehicle side crash zone (URL1). Tran et al (2021) showed the benefits of integrating the active suspension system to cruise control of autonomous vehicles. The current developments in electrification and with the help of advance applied optimal control methods and observer techniques have caused the increased attention of researchers to develop active vehicle suspension systems.

In this study, first, a mathematical model of the quarter car with an active suspension system is developed. Additionally, the Luenberger observer and Kalman filter are designed and integrated into the system to predict the unmeasured states. Then, LQR and LQG control methods are applied to the developed active suspension model and the system behaviour is simulated and controller performance evaluated in MATLAB & Simulink environment. The selection process of the LQR and LQG control weighting parameters will be investigated in a further stage of the research.

2. MODELING OF ACTIVE SUSPENSION SYSTEM

In this section; the equation of motion of quarter car model is derived and modelled in Matlab & Simulink environment. The model has advantages based on its simplicity and ability to evaluate performance. The active suspension system of the quarter car model is shown in Figure 1. The sprung mass is denoted by m_s and unsprung mass is by m_u. The control force actuator (F_a) is used in the active suspension system. The tire damping coefficient is so small compared to suspension dampers (b_s) that it can be neglected and is assumed to have only the spring feature (k_t) and is in contact with the road. The spring constant, k_s, represents the elasticity of the suspension.



(a) (b)

Figure 1. (a) Active suspension system configuration (b) free body diagram of Active suspension system

The equations of motion should be derived to perform a numerical simulation of the vertical movement of the vehicle suspension system. The equations of motion of the two-degrees-of-freedom quarter-car model with active suspension system are represented by equations as follows (Rajamani, 2011):

$$\ddot{z}_s = \frac{1}{m_s}\left(F_a - k_s(z_s - z_u) - b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u)\right)$$

$$\ddot{z}_u = \frac{1}{m_u}\left(k_s(z_s - z_u) + b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_t(z_u - z_r) - F_a\right)$$

The state vector is defined as follows when representing the dynamics of the quarter car model in state space:

$$\dot{x} = Ax + Bu$$
$$y = Cx + Du$$

With the notation $(x_1 ; x_2 ; x_3 ; x_4) = (z_s ; \dot{z}_s ; z_u ; \dot{z}_u)$
Where is the sprung mass $m_s = m_1$; unsprung mass $m_u = m_2$; suspension damper coefficient $b_s = b_1$; spring constant, $k_s = k_1$; tire spring constant $k_u = k_2$; control force $F_a = f$; road disturbance $z_r = w$
Equations (1) and (2) re-written into a vector-matrix form:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -k_1/m_1 & -b_1/m_1 & k_1/m_1 & b_1/m_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ k_1/m_2 & b_1/m_2 & -(k_2 + k_1)/m_2 & -b_1/m_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 1/m_1 & 0 \\ 0 & 0 \\ -1/m_1 & k_2/m_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f \\ w \end{bmatrix}$$

$$y = \dot{x}_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f \\ w \end{bmatrix}$$

Based on the Equations above the quarter car model was developed and simulated in MATLAB & Simulink environment to investigate the effects of different control strategies which will be explained in the next sections in detail.
The selected quarter car active suspension system model parameters can be seen in Table 1.

Table 1. Parameters of the vehicle suspension system for a quarter-car model

Parameters	Symbols	Quantities
Sprung mass	m_s	290 [kg]
Unsprung mass	m_u	59 [kg]
Suspension stiffness	k_s	16182 [N/m]
Suspension damping coefficient	b_s	750 [Ns/m]
Tire Stiffness	k_t	190000 [N/m]
Tire damping coefficient	b_t	-

2. OBSERVER DESIGN

In most real systems, all the state variables are not available through measurements because of costs, technical impossibilities, high power consumption and not robust enough (due to high noise), etc. Estimation of unmeasured state variables is commonly referred to as observation. The algorithm that estimates the state variables is called a state estimator or observer. A state observer is a system that provides an estimate of the states of a given real system based on the measurements of the output and control variables (Akbari et al. 2012). Full state feedback control with observer diagram can be seen in Figure 2.

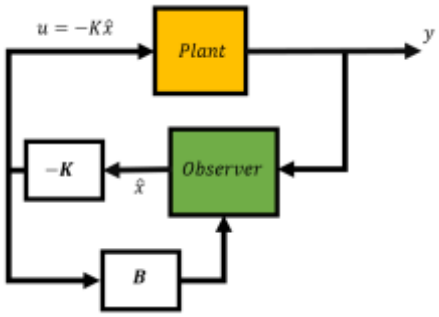


Figure 2. Full state feedback control with observer diagram

In this study, the motivation behind the observer design is the implementation of full state feedback control laws that need estimated state variables. So, before designing the full state feedback control, all state variables need to be available.

2.1 Luenberger Observer

The observer with feedback (without noise) called Luenberger observer. Luenberger was the first who suggested the state observer for estimating the unknown states of deterministic linear systems. Luenberger observer is correcting the estimation states with feedback from the estimation error $e = y(t) - \hat{y}(t)$ (Hernandez et al. 2019). A Block diagram of a system with Luenberger observer can be seen in Figure 3.

Linear system observer equation is given by

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + L(y - \hat{y})$$
$$\hat{y} = C\hat{x}$$
$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + L(y - C\hat{x}) = (A - LC)\hat{x} + Bu + Ly$$

L is the observer gain matrix to be determined.

State estimation error dynamics:

$$\varepsilon = x - \hat{x}$$
$$\dot{\varepsilon} = \dot{x} - \dot{\hat{x}} = (Ax + Bu) - \left(A\hat{x} + Bu + L(y - C\hat{x})\right) = (A - LC)\varepsilon$$

The stability of the error dynamics depends on the eigenvalues of $(A - LC)$

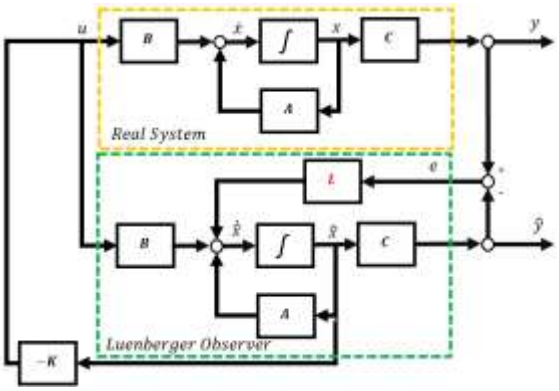


Figure 3. Block diagram of a system with Luenberger observer

Simulated performance results of the designed Luenberger observer in this study will be given next sections.

2.2 Kalman Filter

Optimal estimation algorithm (with noise) called Kalman filter. Kalman filter is one of the good observers against a wide range of disturbances (process and sensor noise). The process noise and the measurement noise, both are considered to be Gaussian. The filter is named after Rudolf E. Kalman, one of the primary developers of its theory (Sharma et al 1994). A Block diagram of a system with Kalman Filter can be seen in Figure 4.

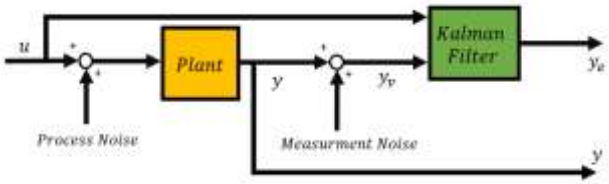


Figure 4. Block diagram of a system with Kalman Filter

The continuous-time system dynamics and measurement equations are given as

$$\dot{x} = Ax + Bu + w$$
$$y = Cx + v$$
$$w \sim (0, Q_c)$$
$$v \sim (0, R_c)$$

Note that $v(t)$ and $w(t)$ are continuous-time white noise processes.

The continuous-time Kalman filter equations are given as

$$\hat{x}(0) = E[x(0)]$$
$$P(0) = E[x(0) - \hat{x}(0))(x(0) - \hat{x}(0))^T]$$
$$K = PC^T R_c^{-1}$$

$$\hat{x} = A\hat{x} + Bu + K(y - \hat{y})$$
$$\hat{y} = C\hat{x}$$
$$\hat{x} = A\hat{x} + Bu + K(y - C\hat{x})$$

K is the Kalman gain minimizes the derivative of the estimation covariance. Simulation results of the designed Kalman filter will be given next sections.

3. OPTIMAL CONTROLLER DESIGN

3.1 LQR controller

Linear quadratic regulator (LQR) is an optimal controller that provides full state feedback. The main advantage of LQR method is that in using it the factor of performance index could be weighted according to the designer's preferences or other constraints (Soliman 2011) and (Sam et al 2000). The optimal LQR controller block diagram can be seen in Figure 5.

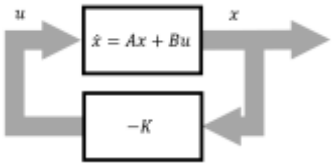


Figure 5. Optimal LQR controller diagram

The main concern of optimal control theory is operating a dynamic system at minimum cost. The plant could be written in state-space form for the derivation of the linear quadratic regulator

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

and that all of the n states are available for the controller with a cost function defined as

$$J = \int_0^\infty (x^T Q x + u^T R u)\, dt$$

The feedback control law that minimising the cost is

$$u = -R^{-1} B^T P x$$

where P is found by solving the Riccati equation.

$$A^T P + PA - PBR^{-1} B^T P + Q = 0$$

$$K = R^{-1} B^T P$$

The state variable feedback regulator can be written as follows:

$$u = -Kx$$

where the feedback gain is a matrix K. K and P could be computed using Matlab "lqr" command. The matrices Q and R are the design tuning parameters which are weighting the penalty for the states and control effort. These two matrices are tuned iteratively. The simulated performance of the designed LQR controller in this study will be given next sections.

3.2 LQG controller

Linear Quadratic Gaussian (LQG) or called linear–quadratic state estimator (LQE) combines an LQR control law and a stationary Kalman filter. The LQG controller determines an output feedback law that is optimal in the sense of minimizing the quadratic cost function. LQG optimal state-feedback controller is dynamic and relies on noisy output measurements to generate the control commands. Process and output measurements are assumed to be corrupted by white Gaussian noise (URL2). The Block diagram of LQG control can be seen in Figure 6.

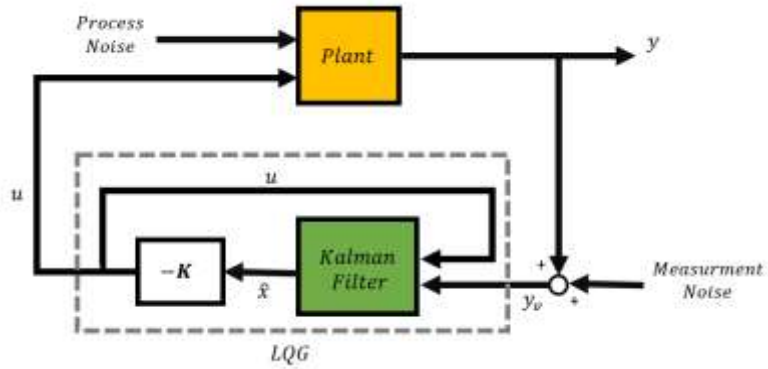


Figure 6. Block diagram of LQG control

The simulated performance of the designed LQG controller in this study will be given next sections.

4. SIMULATION RESULTS

In this section simulated results of designed observer and LQR/LQG controllers are given. Suspended mass displacement $(x_1 = z_s)$ used state for performance analysis of observers and controllers. All figures below show the behaviour of the suspended mass displacement behaviour in Matlab & Simulink environment.

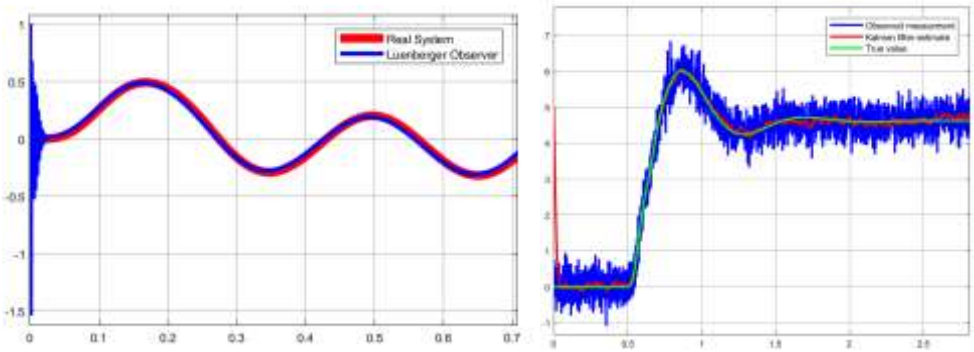


Figure 7. Estimate state with Luenberger observer and Kalman filter

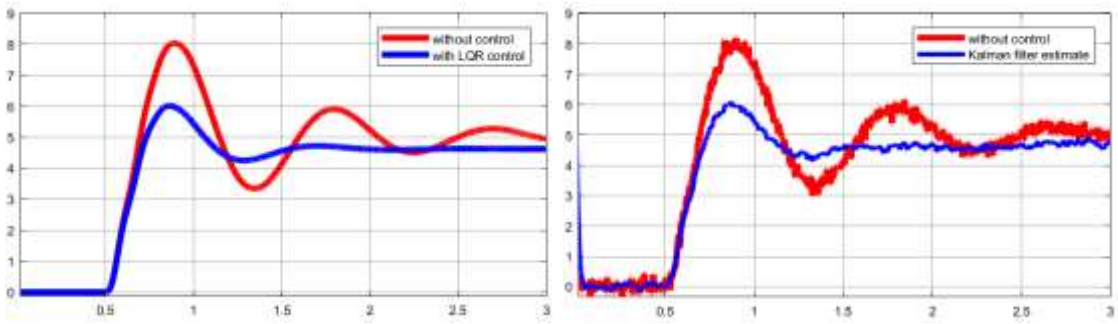


Figure 8. Comparison of passive and LQR and LQG controlled systems

5. CONCLUSION

This paper is about the part of ongoing research on active suspension system development which aims to optimize vehicle ride comfort and handling characteristics. Only the observer design and controller design parts are given with simulation results in this paper. The next step will be the investigation of choosing weighting gains to improve the system performance.

REFERENCES

[1] Akbari, E., Feizabadi, H. K., Kiani M. J. and M. Khalid, (2012) "Control and designing observer for active suspension system by using linear quadratic regulator," 2012 International Conference on Enabling Science and Nanotechnology, Johor Bahru, 2012, pp. 1-2.

[2] Handbook, B.A. (1996) "Automotive handbook", Stuttgart, Germany, Robert Bosch GmbH.

[3] Hernandez A.D., Amezquita-Brooks L., Morales-Villarreal N. and Juarez-Tamez O. A., (2019). "Velocity Estimation Algorithms for Suspensions," 2019 IEEE Global Conference on Signal and Information Processing (GlobalSIP), Ottawa, ON, Canada, 2019, pp. 1-5.

[4] Hrovat, D. (1990) "Optimal active suspension structures for quarter-car vehicle models", Automatica, 26(5), pp.845-860.

[5] Hrovat, D. (1997) "Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications", Automatica, 33(10), pp.1781-1817.

[6] Tseng, H. and Hrovat, D. (2015) State of the art survey: active and semi-active suspension control, Vehicle System Dynamics, 53:7, 1034-1062

[7] Rajamani, R. (2011) "Vehicle dynamics and control", Springer Science & Business Media.

[8] Sam, Y.M., Ghani, M.R.H.A. and Ahmad, N., (2000) "LQR controller for active car suspension", In 2000 TENCON Proceedings. Intelligent Systems and Technologies for the New Millennium (Cat. No.00CH37119), Kuala Lumpur, Malaysia, 2000, pp. 441-444 vol.1.

[9] Sharma K., Crolla D. A. and Wilson D. A (1994) "The design of a fully active suspension system incorporating a Kalman filter for state estimation," 1994 International Conference on Control - Control '94., Coventry, UK, 1994, pp. 344-349 vol.1

[10] Soliman, A.M. (2011) "Adaptive LQR control strategy for active suspension system" (No. 2011-01-0430). SAE Technical Paper.

[11] Tran, G.Q.B.; Pham, T.-P.; Sename, O.; Costa, E.; Gaspar, P. (2021) "Integrated Comfort-Adaptive Cruise and Semi-Active Suspension Control for an Autonomous Vehicle: An LPV Approach". Electronics 2021, 10, 813.

[12] URL 1: SAE (2020), Audi details new A8 active suspension. https://www.sae.org/news/2017/07/audi-details-new-a8-active-suspension.

[13] URL 2: Linear-Quadratic-Gaussian (LQG) design. https://uk.mathworks.com/help/control/getstart/linear-quadratic-gaussian-lqg-design.html

NUMERICAL SOLUTION OF WATER DROPLET MOTION IN A FUEL CELL CHANNEL WITH TWO OUTLETS USING VOF METHOD

Arın Göksel Altıntaş[1], Erman Çelik[2], İrfan Karagöz[1*]

[1]Mechanical Engineering Department, Bursa Uludag University, Turkey
[2]Mechanical Engineering Department, Firat University, Turkey
[*] Corresponding Author: İ.Karagöz, karagoz@uludag.edu.tr

ABSTRACT

One of the uses of hydrogen, known as a clean and renewable energy source, is fuel cells. Although there are areas open to development, fuel cells are promising for vehicles and transportation. One of the important issues in fuel cells is water management and discharge of excess water. This study proposes a second intermediate outlet on the flow channel to discharge excess water and presents the use of the Volume of Fluid method to simulate water movement. Multiphase laminar flow in the created model was solved numerically with fluent software. The movement of a water droplet placed in the channel and the effects of different pressures applied to the extra outlet on the droplet movement were investigated.

Keywords: Fuel Cell, Water Management, Water Droplet, VoF Method

1. INTRODUCTION AND MAIN SECTIONS

In the twenty-first century, fossil fuels are still the main source to meet global energy demand. According to International Energy Agency's share of 2018 energy supply tables, only fifteen percent of the energy demand is met by renewable energy sources [1]. There are several downsides of nonrenewable energy sources, which are mainly fossil fuels. First, carbon emission from fossil fuels is a serious threat to earth. The problem of air pollution and global warming has been recognized after the industry revolution in the 1960s. Then, some limitations on carbon emission are implemented by international agreements. The most recent one is the Paris Agreement, which was adopted by 196 parties in 2015 [2]. However, continuously growing global economy, carbon emission is still increasing according to IEA 2018 data [3]. The second downside of fossil fuels is that they are in control of some specific countries, so other countries lack them. Moreover, fossil fuels are claimed to be consumed away with time advancing [4].

Hydrogen is promising as a clean and renewable energy source. Proton Exchange Membrane Fuel Cell (PEMFC) is one of the types of fuel cells that use hydrogen as fuel. PEMFC stacks are compact and clean, they start up quickly, and they work at low temperatures -around 80 °C. While these features make them a great source for energy need in transportation, the low operating temperature make water management harder, especially for this type of fuel cells. The excessive liquid water may block membrane electrode assembly pores, catalyst areas, or the membrane. This blockage inhibits the proton transfer or reaction and causes dramatic losses of efficiency. On the other hand, if the membrane dries out, its proton conductivity decreases. Therefore, discharge of excessive water should be managed steadily and in control.
Improving the channel design of PEMFC to enhance water management is a current topic in research and development. The Volume of fluid (VOF) method is generally preferred, since CFD studies on water management should cover a two-phase solution. Quan et al. simulated a bubble movement in U shaped channels in ANSYS Fluent. They analyzed the effect of bending area on bubble movement. They claimed that while the bending portion has a critical effect on water transfer, shear stresses, wall adhesion and surface tensions also affect the water transfer [5]. Liu et al., tried to enhance water evacuation by altering the geometry of bending portion of U-shape PEMFC channel also in Fluent. They analyzed separated cases that have different cross-sectional areas on bending portion and different angles of alignment of the exterior wall on bending portion of a PEMFC flow channels. They conclude that altering the cross-sectional area may result in unwanted pressure drops, but providing a slight slope on the exterior wall of the bending portion has positive effect on water evacuation [6]. Bao and Gan analyzed the effect of the roughness and the hydrophobia of channel walls, and they claimed both properties support the water discharge [7].

More research work about water management in PEMFC channels needs to be done. In this work, enhancing water transfer by adding an extra outlet to PEMFC channels is discussed. A water bubble is placed in an air flow in a U form flow channel with two outlets in ANSYS Fluent. Then, movement of the bubble is investigated under different operating conditions.

2. MATERIALS AND METHODS

The structure and working principle of a PEM fuel cell, which is predicted to be one of the favorite power sources for automotive and other sectors demanding portable energy due to its characteristics, can be seen in Fig.1.

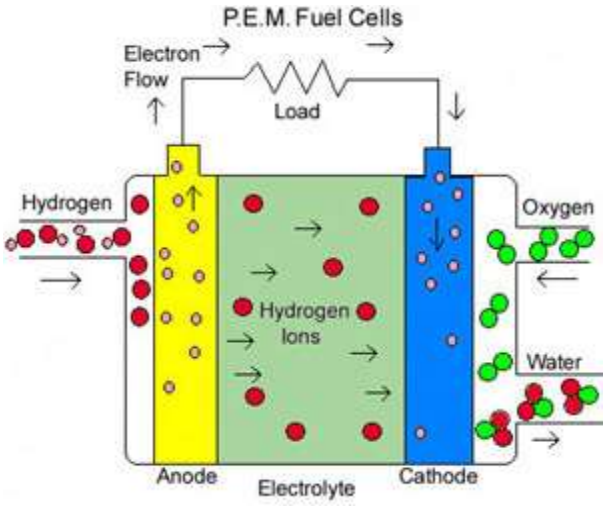


Figure 1. Main components and working principles of a PEM fuel cell

The part that appears as the electrolyte between the anode and the cathode in Fig.1 is called the Membrane Electrode Assembly (MEA). The membrane is a semipermeable (selective) membrane, allowing only positively charged protons to pass through. It has a special structure that does not pass electrons and heavy gases. The hydrogen atoms coming from the anode to this special membrane structure are separated into their protons and electrons here. Protons pass through the MEA and combine with oxygen at the cathode to form water. Electrons also pass to the cathode with an external circuit and chemical equilibrium is achieved. This electron flow creates an electric charge in the circuit. The reactions that take place are as follows:

Anode side : $H_2 \longrightarrow 2H^+ + 2e^-$
Cathode side : $\frac{1}{2} O_2 + 2H^+ + 2e^- \longrightarrow H_2O$
Total : $H_2 + \frac{1}{2} O_2 \longrightarrow H_2O$

While oxygen, hydrogen and cathode form water by chemical reaction, it also provides electrical power from the external circuit.

In order to examine the movement of water formed together with the reactants, the conservation equations of the multiphase flow in the fuel cell channels should be solved. In this work, Volume of fluid (VOF) method is used to model water bubble movement in a PEMFC channel using ANSYS Fluent. In the Volume of Fluid method, multiple non-mixing fluids are solved using one set of momentum equations. For every mesh cell, the amount of a fluid is related to a ratio "α", or volume fraction. If a mesh cell is full of a fluid, then its volume fraction is set to one for that cell. Else, if that cell does not contain the fluid, its volume fraction is set to zero. If the cell contains multiple fluids, then, there is a fluid interface in that cell. For every cell, the sum of volume fractions is equal to one.

$$\sum_{q=1}^{n} \alpha_q = 1 \qquad (1)$$

For each fluid, the product of its physical properties and volume fraction is summed to get the property of that cell.

For example, suppose a cell contains two fluids, a gas, and a liquid.

For a cell containing liquid and a gas:

$$\alpha_g + \alpha_l = 1 \tag{2}$$

Then, each physical property can be calculated by sum of products.

$$\rho = \rho_l \alpha_l - \rho_g (1 - \alpha_l) \tag{3}$$

$$\mu = \mu_l \alpha_l + \mu_g (1 - \alpha_l) \tag{4}$$

Where α_g is volume fraction of gas, α_l is volume fraction of liquid. ρ is density and μ is dynamic viscosity. Continuity equation and momentum equations are calculated by using such those volume average properties.

Continuity equation can be written as

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \tag{5}$$

which is implied in Volume of Fluid method as

$$\frac{\partial \alpha_q}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \alpha_q = \frac{S_{\alpha_q}}{\rho_q} \tag{6}$$

where t is time, v ⃗ is velocity, S is source term (which is zero by default) and ρ is density.
Momentum equation is,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v}\vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \left[\mu \left(\nabla \vec{v} + \nabla \overrightarrow{v^T}\right)\right] + \rho \vec{g} + \vec{F} \tag{7}$$

where p is pressure and F ⃗ is the force generated from the shear tension. And finally, the energy equation is to be solved.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot \left(\vec{v}(\rho E + p)\right) = \nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T) + S_h \tag{8}$$

where E is energy, k_{eff} is effective thermal conductivity, S_h is the source term.

$$E = \frac{\sum_{q=1}^{n} \alpha_q \rho_q E_q}{\sum_{q=1}^{n} \alpha_q \rho_q} \tag{9}$$

Then for each fluid, energy can be calculated by using Equation 9.
Surface tension of a non-mixing fluid is its tendency to keep its surface area at minimum and it can be calculated using surface tension equation,

$$p_2 - p_1 = \sigma \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right) \tag{10}$$

where F_{vol} is volumetric force, κ_i is curvature term, σ_{ij} is surface tension for each side.

Surface tension and wall adhesion are crucial factors in multiphase micro flows.

Adhesion force can be resolved as,

$$\hat{n} = \widehat{n_w} \cos\theta_w + \widehat{t_w} \sin\theta_w \quad (11)$$

$\widehat{n_w}$ Wall normal unit force vector, $\widehat{t_w}$ wall tangent unit vector, θ_w Contact angle.

If the contact angle is smaller than the right angle (90°) surface is hydrophilic, else surface is considered hydrophobic (Fig.2).

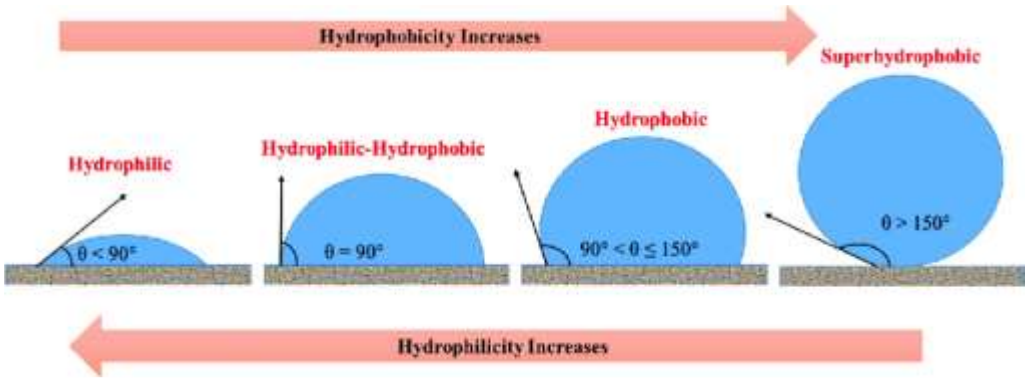
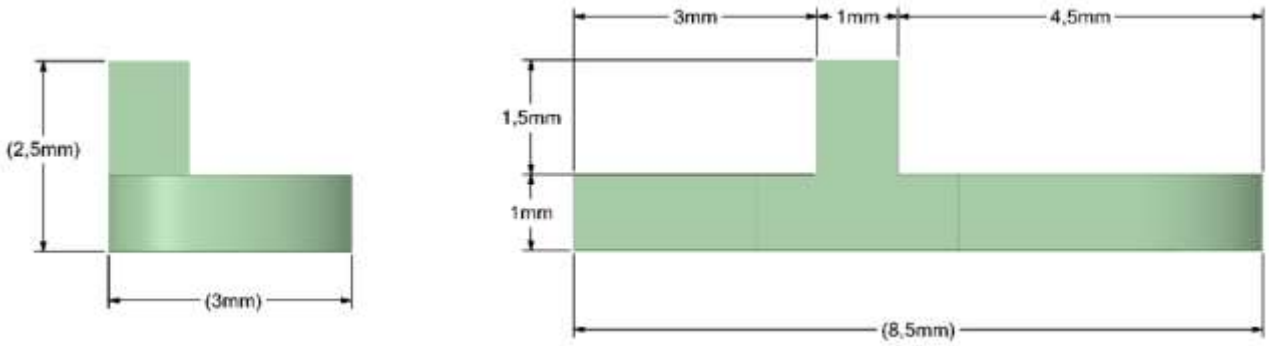


Figure 2. Relation between the hydrophoby and the contact angle

3. NUMERICAL MODEL AND BOUNDARY CONDITIONS

A part of a fuel cell flow channels is considered in this study to simulate the motion of liquid formed in the cell. The part under consideration is a U-shaped channel with 1x1 mm^2 cross section. As a new design, an extra outlet (outlet-1) that can be used to drain excess water is placed on the channel as can be seen in Fig.3. Model is meshed using ANSYS Meshing.



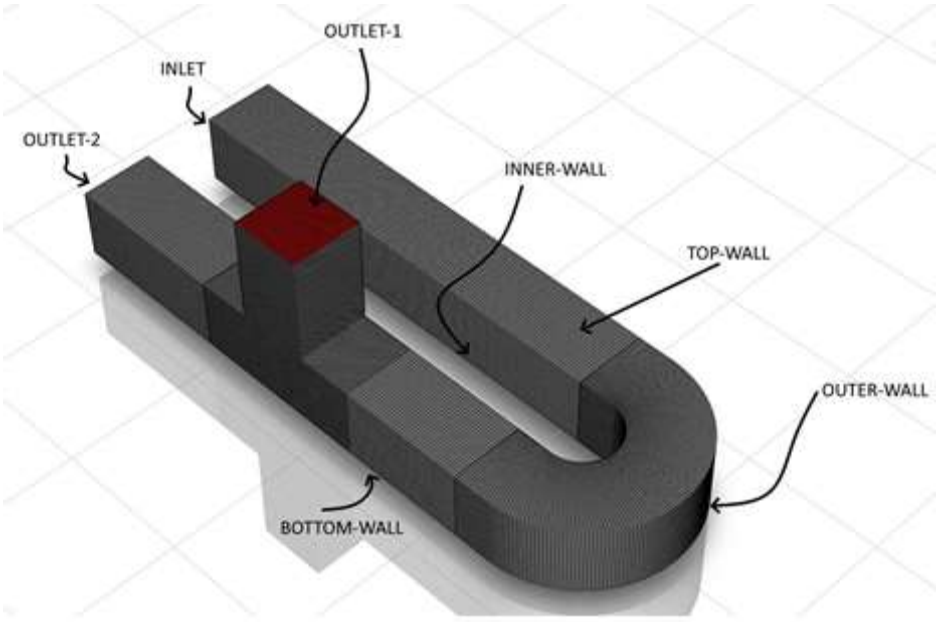


Figure 3. *The geometry and the meshing of U-form channel model with an extra outlet*

A 4 m/s air flow enters from the inlet, while Outlet-2 opens to an atmospheric pressure. A 0.6 mm diameter spherical water bubble is placed near to the inlet. The bubble has the same velocity with water at time zero. Gravitational acceleration is 9.81 m/s on minus y direction. The surface tension is taken constant at 0.073 N/m.

The airflow is defined as laminar flow. Contact angles between all walls and water is set to 140°. Seven cases with different outlet-1 pressures are compared. All settings are given in Table 1.
The methods used in the analyses are as follows. Multiphase: Volume of Fluid Method. PISO for Pressure – Velocity Coupling, Least Squares Cell Based Spatial Discretization, PRESTO! for pressure, Second Order Upwind for Momentum Equation, Geo-Reconstruct for Volume Fraction, and First Order Implicit for Transient Formulation.

Table 1.2 *Boundary Conditions for all cases*

Work / Case		Outlet-1 Pressure (pa)	Bubble Size (Diameter ,mm)	Other Settings	
1	p0	0	0,6		**Contact Angle:** 140°
2	p20	-20	0,6	**Inlet:** 4m/s	**Surface Tension:** 0.073 N/m
3	p30	-30	0,6	**Outlet-2:** 0Pa	**Model Volume:**18,6mm^2
4	p50	-50	0,6	**Bubble Size:** 0.6	**Number of Elements:** 470 426
5	p**	-2/5* Outlet-2	0,6	**Gravity:** -9.81m/s^2	**Pressure URF:** 0.3
6	p2000	-2000	0,6	**Gradient:** Least Square Node Based	**Density URF:** 1
7	p5000	-5000	0,6	**Pressure:** PRESTO!	**Body Forces URF:** 0.8
				Momentum: Second Order Upwind	**Momentum URF:** 0.7
				Volume Fraction: Compressive	**Courant Number:** 0.5
					Bubble Start Velocity: 4m/s

2.1. Mesh Independency Study

Hexa mesh structures were created with 4 different element numbers by changing the maximum mesh element size. The mesh numbers and mesh qualities of these meshes are summarized in Table 2. CFD analyzes with the same initial condition and time step, convergence criteria were performed with these meshes and the results were compared.

Table 2. Mesh characteristics

Node number	Element number	Average Element Quality	Average Skewness	Average Orthogonal Quality	Average Aspect Ratio
467190	435232	0,964	3,10E-03	0,99999	1,204
352107	325832	0,966	3,47E-03	0,99999	1,1813
250796	231250	0,952	2,70E-03	0,99999	1,3066
164268	151250	0,775	4,13E-03	0,99995	1,8102

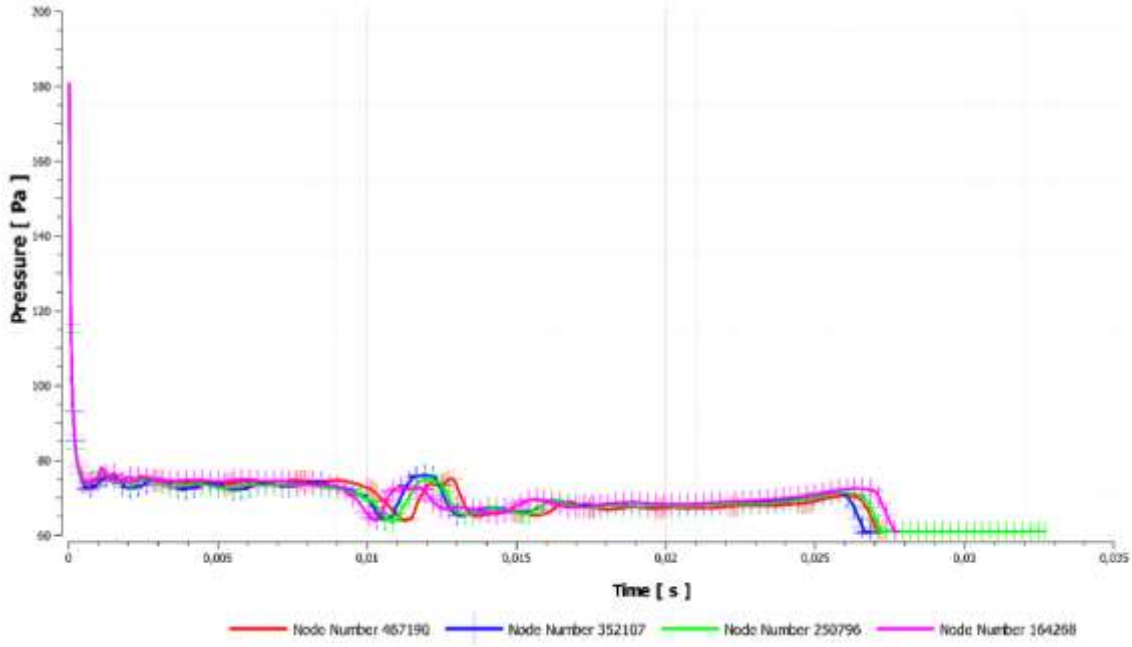


Figure 4. Variation of inlet pressure for different meshes

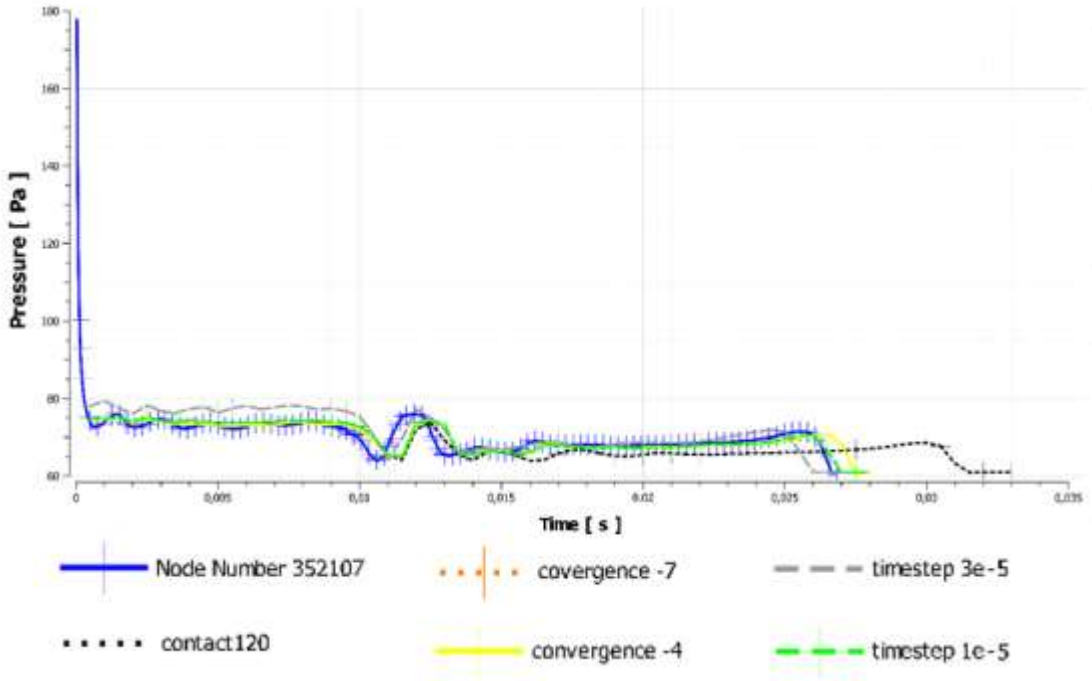


Figure 5. The effect of different solvent settings on the results with the same number of elements

As a result of the solution, the pressure change in the inlet is given in Fig.4 depending on time. The results show a deviation of less than 5% in terms of the pressure value. However, the deviation is greater in terms of time.

Other factors that may affect the results were also wanted to be examined, and for this purpose, some studies were carried out with different solvent settings such as time step, contact angle, convergence criteria with 350 thousand elements. The results were compared in Fig.5. As expected, the convergence criterion did not affect the solution, as both converged. The change of the time step caused changes in the graphs, but the effect on the pressure was limited. In the case of a 120° contact angle, it has clear effects on both the pressure and the changeover times.

Depending on the behavior of the droplet, the duration of the analysis may be less than 6 hours for low element number, light convergence conditions, and long time steps in a personal computer with an 8-core processor, while it can be up to 1 week for denser mesh and heavy convergence conditions and short time steps.

2.2. Validation

Since there was no experimental results, validation was done with a one-dimensional analytical solution.

To confirm numerical solution, an analytical solution is carried out. Since there is a branching in the air flow, the system is a parallel system. Air flow velocity is known at inlet, but inlet pressure and outlet flows are unknown.
For a laminar flow, friction factor which is used in head loss calculation is only function of Reynolds number. Therefore, three unknowns can be calculated from three equation.
The extended Bernouilli equation between two points is,

$$\frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 - h_{f1-2} \tag{13}$$

where P is pressure, V is flow velocity, z is the elevation from reference, ρ is density, g is gravitational acceleration, h_{f1-2} is head loss between point 1 and 2.
Reynolds number can be calculated from Equation 14.

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} \tag{14}$$

where D is effective diameter, μ is dynamic viscosity.
For laminar flow in square cross-sectional channel, friction factor can be calculated as

$$f = 56{,}92/Re \tag{15}$$

Finally, from conservation of mass third equation is obtained and added to two extended Bernouilli Equation.

$$V_{inlet} = V_{outlet-1} + V_{outlet-2} \tag{22}$$

In the analytical solution made according to the estimated local loss coefficients and laminar flow assumption, the pressure loss was calculated as approximately 61 Pa, the average velocities were calculated as 0.66 m/s at the outlet-1 and 3.34 m/s at the Outlet -2. In numerical solution, these values were obtained as 59 Pa, 0.7 m/s and 3.3 m/s, respectively, which are quite acceptable.

3. RESULTS AND DISCUSSION

The motion of liquid phase in the air flow was solved by using the VOF method. It was assumed that a spherical water droplet with a diameter of 6 mm was placed initially at the beginning of the U-form channel with an extra outlet. 4 m/s constant air flow is supplied the channel from the inlet. Outlet-2 is opening to 0 gage pressure. The gage pressure of Outlet-2 is set to different pressures as given in Table 1.

Inlet pressures for different cases are given in Fig.6. Inlet pressure changes with time depending on the droplet motion. When the bubble crashes to the bending wall at 2 ms, the minimum inlet pressure is observed. Then, the pressure is increased until the bubble reaches to Outlet-1 portion. After that, the pressure decreased dramatically with open path from Inlet to Outlet-1.

Volume average of velocity of water content is given in Fig. 7. It is observed that bubble velocity is continuously decreases until the evacuation.

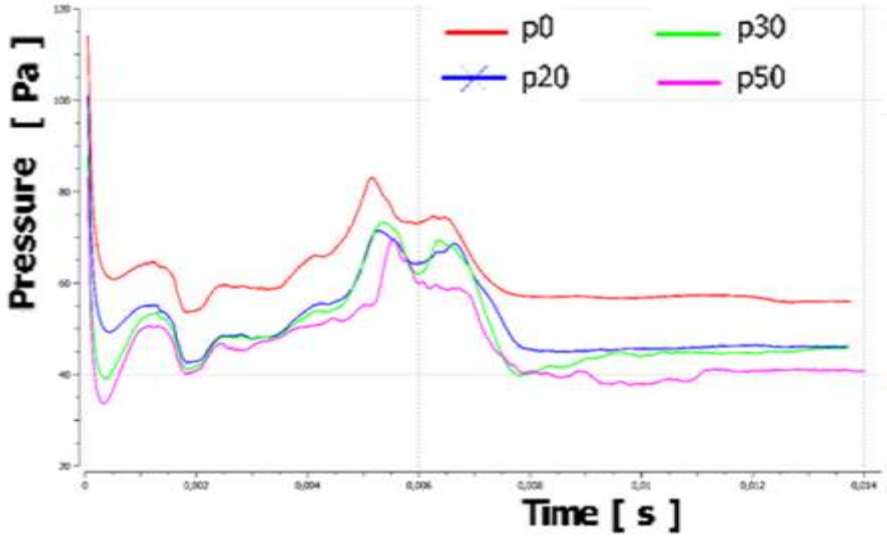


Figure 6. Inlet pressure for different Outlet-1 gage pressures.

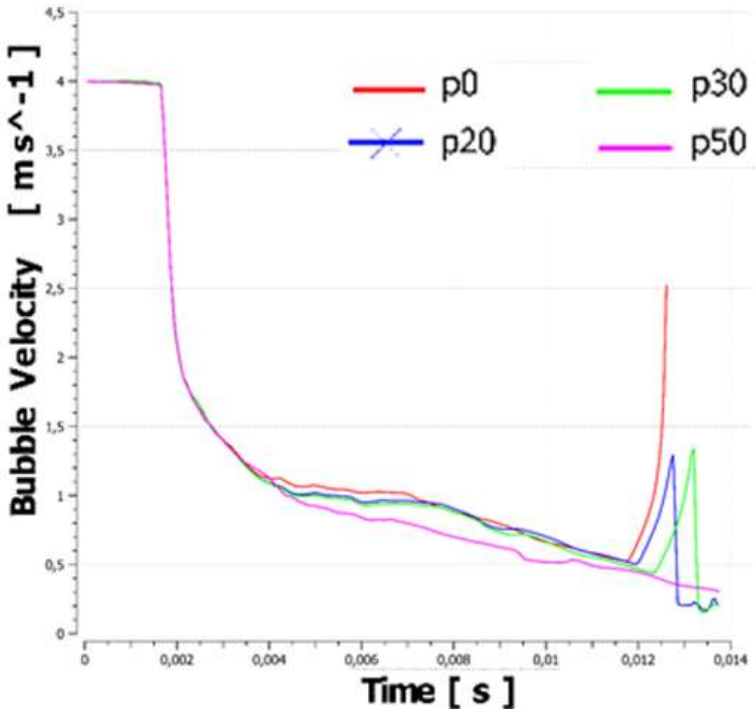


Figure 7. Water Average Velocity for different cases.

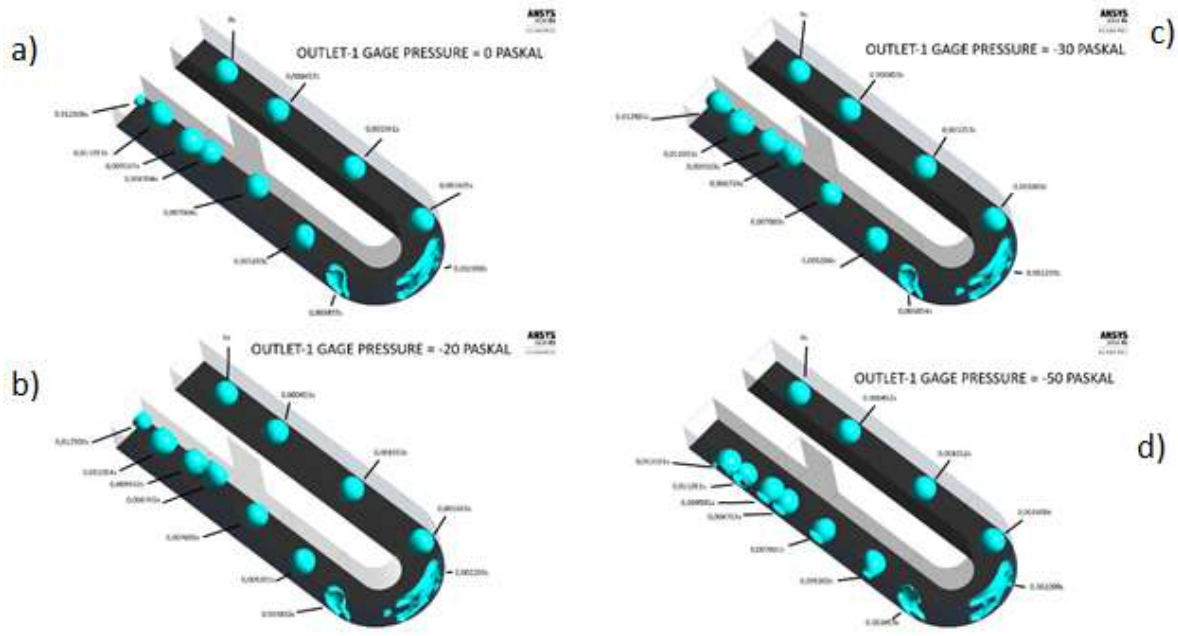


Figure 8. Water droplet positions at different times for different exit pressures at Outlet-2. P2 Pressures: a) 0 Pa b) -20 Pa c) -30 Pa d) -50 Pa

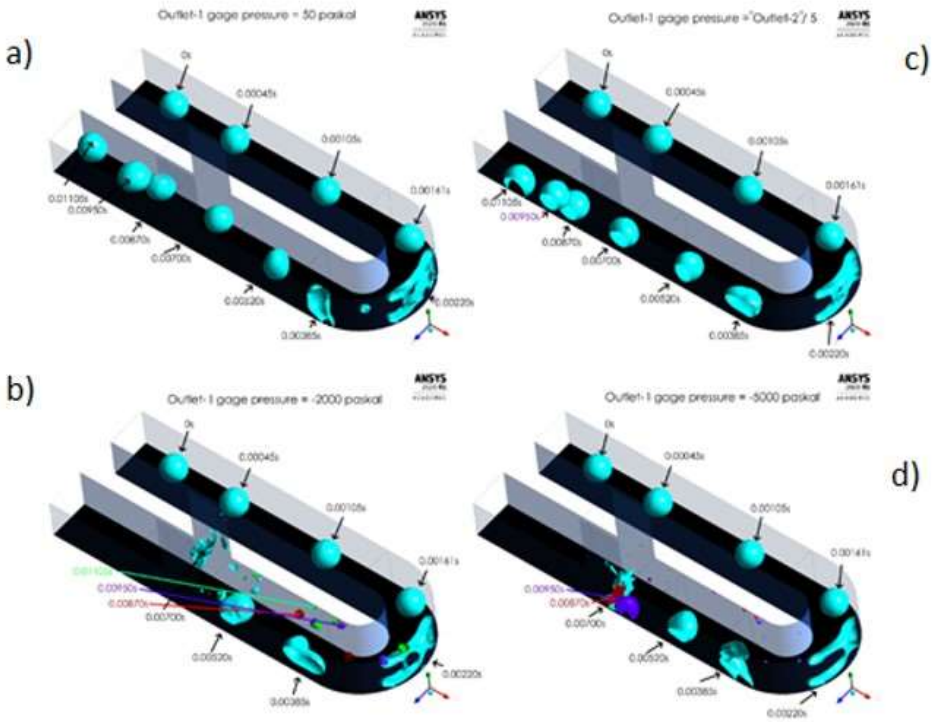


Figure 9. Water droplet positions at different times for different exit pressures at Outlet-2. P2 Pressures:

a) 50 Pa b) "Total Pressure of Outlet-2"/5 c) -2000 Pa d) -5000 Pa

Shape and positions of the water droplet at different times for different exit pressures at Outlet-2 were given in Fig.8., it is observed that changing outlet-2 pressure has no effect in upstream flow of the bending portion. For all cases, water droplet is reached to bending without a deformation at 1,6 ms. The bubble hits the outer bending wall at 0,22 ms and losses its velocity in that direction. Therefore, it is surface area is expanded to balance its inner pressure.
The droplet is stayed in contact with outer bending wall until it exits from bending portion at 3,85 ms. At 5,2 ms the droplet is separated from the outer wall except for the -50 Pa case. For -50 Pa case, this results in high friction forces that causes the bubble to leave the channel much later.
After 7 ms, the effect of different outlet-2 pressures is noticeable. Bubble exits the channel first in 0 Pa case, then respectively in -20 Pa, -30 Pa and -50 Pa cases. A sharp direction change in bubble movement is not observed.

In the second part of first series of analysis, Outlet-1 gage pressure is given 50 Pa, -2000 Pa and,
-5000 Pa and -1/5 of Outlet-2s total pressure. From Figure 9, it is seen that, for -2000 Pa and -5000 Pa cases, bubble is evacuated from outlet-1. For other cases, it is evacuated from outlet-2. When the pressure is set to -5000 Pa and -2000 Pa, some water particles jumped back to inlet direction. While earlier evacuation start is managed for those cases, earlier full water evacuation is not achieved.

4. CONCLUSIONS

Hydrogen is a strong tool for clean renewable energy. Fuel cells use hydrogen as energy carrier and induce zero emission since there is no combustion reaction. PEMFC is one of them. Some advantages of PEMFC are they work at low temperatures, they are compact, and they have fast start-up. Some researches are conducted to optimize PEMFC designs. Water management is one of the concerns. Providing a steady water evacuation to PEMFC is a critical subject. Excessive water can block reaction areas in membrane and lower the cell's efficiency.

In this work, an extra intermediate outlet is added to a U-form flow channel model and a water bubble movement is analyzed in ANSYS Fluent.
Results can be listed as follows:

- For velocity inlet and pressure outlets, an extra intermediate outlet has no effect on upstream flow.
- An extra outlet with lower pressure causes pressure drop in the inlet.
- To discharge the bubble from the intermediate outlet,the bubble should lose almost all of its velocity in the main outlet direction, and it should gain velocity towards the intermediate outlet. Therefore, discharging from intermediate outlet requires strong flow towards intermediate outlet.
- The intermediate outlet may yield breakup and distribution of the bubble, which restrains the channel blockage.

Using the facts that reservoir outlet discharges the water close to it, and dispose water in smaller portions, different designs can be developed.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors gratefully acknowledge the support from The Scientific and Technological Research Council of Turkey (TÜBİTAK) (Project No.118M485).

REFERENCES

[1] International Energy Agency, “Global Energy & CO2 Status Report 2018,” 26 March 2019. [Online]. Available: www.iea.org/geco/data. [Accessed: October 2019].

[2] The Paris Agreement,” [Online]. Available: https://unfccc.int/process-and-meetings/the-paris-agreement/the-paris-agreement. [Accessed: 11 04 2021].

[3] Boden, G. Marland ve R. Andres, «Global, Regional, and National Fossil-Fuel CO2 Emissions,” U.S. Department of Energy, Oak Ridge, Tenn., U.S.A., 2019.

[4] O. S. (. R.). Singh, “Global trends of fossil fuel reserves and climate change in the 21st century.,” Vol. 8. chapter, 2012.

[5] O. Ijaodola, Z. E.-. Hassan, E. Ogungbemi, F. Khatib, T. Wilberforce, J. Thompson ve A. Olabi, «Energy efficiency improvements by investigating the water flooding management on proton exchange membrane fuel cell (PEMFC),” Energy, pp. 246-267, 2019.

[6] T. Wilberforce, A. Al-Makky, A. Baroutaji, S. Rubal ve A. Olabi, “Optimisation of bipolar plate through computational fluid dynamic simulation and modelling using nickle open pore cellular foam material,” International conference on renew able energies and power quality, 2017.

[7] P. Quan, B. Zhoua, A. Sobiesiak ve Z. Liu, “Water behavior in serpentine micro-channel for proton exchange membrane fuel cell cathode,” Journal of Power Sources , vol 152, pp. 131-145, 2005.

OTOMOBİLLERDE AKTİF ÖN IZGARA SİSTEMİNİN AERODİNAMİK AÇIDAN NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ

Merve Vatansever Ensarioğlu[1], Cihat Ensarioğlu[2]

[1,2] Bursa Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bursa, Türkiye
[1] Başlıca Yazar: mrv.vatansever@gmail.com

ÖZET

Motor kabinindeki iç akıştan kaynaklanan sürüklenme, araç toplam sürüklenmesinin yaklaşık %10'unu oluşturmaktadır. Günümüzde bazı araçlarda, sürüklenme katsayısının düşürülmesi ve diğer taraftan motor soğutma performansının etkinliğinin sağlanması amaçlanarak aktif ön ızgara sistemleri tasarlanmaktadır. Bu çalışmada; ön ızgaranın, radyatörün, motorun ve şanzımanın basitleştirilmiş şekilde yer aldığı jenerik bir araç modeli üzerinde aerodinamik incelemeler yapılarak, sürüklenme katsayındaki değişim nümerik olarak değerlendirilmiştir. Değişken olarak, ön ızgara kanatçık açısı alınmıştır. Nümerik analizler sonucunda, kanatçık açısının artmasıyla (kanatçıkların açılması) sürüklenme katsayısının arttığı gözlenmiştir. Artış doğrusal olmamış, ilk artış daha yüksek oranda gerçekleşmiştir. Kanatçıklar açıkken, motor kabini içerisinde basınç değerlerinin arttığı gözlenmiştir. Ancak, ön kısımdaki basınç düşüşü ve dolayısıyla radyatörün arka kısımlarındaki basınç artışı, yüksek düzeylerde olmamıştır. Türbülans kaynaklı kinetik enerji kayıpları, kanatçıkların açılmasıyla radyatörün ön kısmında ve araç altında artmıştır. Yüksek sürüklenme katsayılarına işaret eden toplam basınç = 0 bölgelerinin, özellikle tam açık durumda, motor kabini içerisinde de oluştuğu gözlenmiştir.

Anahtar kelimeler: aktif ön ızgara, aerodinamik, sürüklenme katsayısı, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD)

ABSTRACT

The drag due to internal flow in the engine compartment accounts for approximately 10% of the total vehicle drag. Today, active front grille systems are designed in some vehicles with the aim of reducing the drag coefficient and, on the other hand, ensuring the efficiency of engine cooling performance. In this study, aerodynamic studies were performed on a generic vehicle model with a simplified front grille, radiator, engine and transmission, and the change in drag coefficient was evaluated numerically. The front grille fin angle is taken as a variable. As a result of numerical analyses, it was observed that drag coefficient increased with increasing fin angle (i.e., opening the fins). The increase was not linear, the initial increase occurred at a higher rate. It was observed that the pressure values increased in the engine compartment when the fins were open. However, the pressure drop at the front and hence the pressure increase at the rear of the radiator was not high. In the front side of the radiator and under the vehicle, the kinetic energy losses due to turbulence increased with the opening of the fins. It has been observed that the total pressure = 0 regions, which indicate high drag coefficients, also occur in the engine compartment, especially in the fully open condition.

Keywords: active grill, aerodynamics, drag coefficient, computational fluid dynamics (CFD)

1. GİRİŞ

Fosil yakıtlı taşıtlar, günümüzün hâlâ en yaygın olarak kullanılan ulaşım araçlarıdır. Dünyadaki mevcut fosil yakıtların önümüzdeki birkaç yüzyıl içerisinde tükeneceği ön görülmekte ve ayrıca her geçen gün artan yakıt fiyatları ve sıkılaşan çevresel düzenlemeler, yakıt tüketimini düşürmeye yönelik iyileştirmelerin önemini arttırmaktadır.

Bu kapsamda başvurulabilecek bir iyileştirme yöntemi, motor verimliliğinin arttırılmasını ya da elektrikli araçlar gibi alternatif bir araç tahrik sisteminin geliştirilmesini içerir ki bunların gerçekleştirilmesi ve uygulamaya konulması uzun ve zorlu süreçleri barındırır. Bir diğer iyileştirme yöntemi ise araç aerodinamiğinin incelenmesi ve sürüklenme katsayısının düşürülmesini sağlamaktır ki bu yöntem daha hızlı çözümler sunar. Araç aerodinamiğinin geliştirilmesi, yakıt tüketimini düşürmede alternatif bir yöntem olmaktan ziyade, her araç tasarımında gündemde olması gereken bir konu başlığıdır [1].

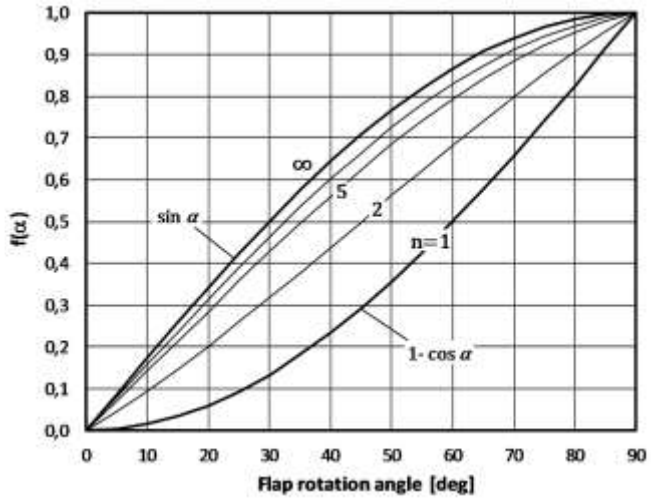
Sürüklenme katsayısının düşürülmesi ve diğer taraftan motor soğutma performansının etkinliğinin sağlanması amaçlanarak aktif ön ızgara sistemleri tasarlanmaktadır. Aktif ön ızgara sistemlerinin sağladığı faydaların başında, sürüş halinde araçların ön kısmında oluşan pozitif basınç bölgesini iyileştirerek sürüklenme direncini düşürmeleri gelir.
Diğer yandan, soğutma modülü bölgesinde fark basınçlar artabilmektedir. Bu durum, fanların daha erken devreye girmesine ve gerekli soğutma debisini sağlayabilmek için daha fazla devrede kalmasına neden olacaktır. Böylece, ızgara kapatıcının iyi tasarlanmış bir kontrol algoritması ile sürülmesi, en fazla faydayı sağlayacak ve ortaya faydalı bir ürün çıkacaktır [2]. Motor kabinindeki iç akıştan kaynaklanan sürüklenme, araç toplam sürüklenmesinin yaklaşık %10'unu oluşturmaktadır [3].

Erdoğan [2], çalışmasında M2 sınıfındaki bir aracın aktif ön ızgara sistemi ile motor bölgesi soğutma performansını ve bu sistemin, aracın sürüklenme katsayısına etkisini nümerik olarak incelemiştir. Analiz geometrisine; aracın dış geometrisini, motor bileşenlerini ve soğutma sistemini dahil etmiştir. Analizler 25 m/s hızda ızgaranın açık ve kapalı olma durumuna göre yapılmıştır. Analiz hacmi 15.000 x 30.000 x 9.375 mm^3 olarak tasarlamıştır. Türbülans modeli olarak realizable k-ε, sınır tabaka davranışı için standart duvar fonksiyonu kullanmıştır. Analiz şartları olarak, giriş kısmı hız ve çıkış kısmı atmosferik basınç, yan duvarlar simetrik ve zemin ise hareketli duvar alınmıştır. Aracın soğutma modülünde bulunan ısı değiştiriciler ve fanlar haricinde diğer tüm yüzeyler duvar olarak tanımlanmıştır. Analizlerde; basınç, hız, enerji ve momentum değişkenlerinin çözümü birinci dereceden ve ikinci dereceden olmak üzere 5.000 iterasyon sonucundaki değerler üzerinden değerlendirilmiştir.

Sonuç olarak [2]; sürüklenme katsayısı değerlerinde %7,58'lik iyileşme olduğu ve bu değerin teorik olarak %2,5'lik yakıt tasarrufu sağlayacağı, aktif ön ızgara sisteminin sağlayacağı sürüklenme katsayısı avantajının, yüksek hız koşullarında gerçekleştiği, soğuk iklim şartlarında motorun daha erken ısınmasını sağladığı, bu tip bir sistemin motor gürültüsünün azaltılması bakımından da avantajlı olduğu tespit edilmiştir.

Wolf [4] çalışmasında, aktif ön ızgaradaki kanatçık sayısına (n) ve açısına (α) bağlı olarak, aracın soğutma havası kütlesel debisinin ($\dot{m}$) ve sürüklenme katsayısının (C_D) elde edildiği bir teori oluşturmuştur. Teori için; sürekli-sıkıştırılamaz akış ve sıfır ızgara kalınlığı kabulleri yapılmıştır. Normalize formdaki Denklem 1'in sağ tarafı, havanın geçtiği alandaki değişimi vermektedir. Soğutma havasının kütlesel debisindeki ve soğutma kaynaklı sürüklenmedeki değişimin, havanın içinden geçtiği alanla orantılı olduğuna dair kabulü esas alınca, elde edilen denklem, kütlesel debideki ve sürüklenmedeki değişimi ifade etmede de kullanılmıştır. En büyük değişim, α=90° (%100 açıklık) hali ile α=0° (%0 açıklık) arasında gerçekleşmektedir. Şekil 1, α ve n'ye göre gerçekleşen değişimi vermektedir. Elde ettikleri teori, rüzgâr tüneli testleriyle uyumluluk göstermiştir. Modelden elde edilen sonuçlar, hem Porsche Cayenne SUV 2014 modelle (önden motorlu, orta kısımda aktif ön ızgara sistemli) hem de 911 Carrera MY 2016 spor modelle (yan kısımda aktif ön ızgara sistemli) yapılan rüzgâr tüneli testlerinden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

$$\frac{\Delta c_D(\alpha)}{\Delta c_{D,max}} = \frac{\dot{m}(\alpha)}{\dot{m}_{max}} = \left(1-\frac{1}{n}\right)\sin\alpha + \frac{1-\cos\alpha}{n} \qquad (1)$$



Şekil 1. Kanatçık sayısına (n) ve açısına (α) göre f (α) fonksiyonu [4]

Li ve ark. [5] çalışmalarında, motor kabini sıcaklığı ve sürüklenme katsayısının aktif ön ızgara sistemine bağlı olarak nasıl bir değişim gösterdiğini nümerik olarak incelemişlerdir. Sedan bir model araç için farklı ağ yapısı yoğunluğunda

iki hesaplama alanı oluşturulmuştur. İlkinin ölçüleri 5,5 x 2,4 x 1,7 m^3; ikinci hesaplama alanı ölçüleri ise 11 x 6 x 3 m^3 olarak alınmış ve toplamda 11,6 milyon ağ eleman sayısında hesaplamalar yapılmıştır. Analizlerde 1 km/sa (araç rölanti hızı), 30 km/sa, 60 km/sa, 90 km/sa ve 120 km/sa olmak üzere 5 farklı hız ve 0°, 18°, 36°, 54°, 72° ve 90° olmak üzere 6 farklı ızgara açıklığı kullanılarak radyatöre giren hava debisi ve radyatör ortalama giriş ve çıkış sıcaklıklarına bakılmıştır. Ayrıca 120 km/sa hız için tüm ızgara açıklıklarında araç sürüklenme katsayısı grafiği oluşturulmuştur.
Elde edilen analiz sonuçları [5], aktif ön ızgara açıklığının azalmasıyla araç sürüklenme katsayısının düşeceğini ve bu nedenle de araç yakıt tüketiminin belirli bir dereceye kadar azaltılabileceğini ortaya koymuştur. Radyatörün hava debisi, giriş ve çıkışındaki hava sıcaklığından elde edilen veriler ve sürüklenme katsayısı dikkate alınarak aktif ön ızgara sistemi için optimum açılma kontrol eğrisi elde edilmiştir.

Kim ve ark. [6] çalışmalarında, parametrik çalışma kullanarak küçük yolcu araçları için ızgara açıklığını nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında ızgara açıklığı model tasarımı için temel geometrik parametreler; dikey yükseklik, yatay genişlik, boyut, doğrusal deformasyon, konum ve blokaj olmuştur. Nümerik çalışmada, aerodinamik performans ve araç aktarma organlarının soğutulması için önemli olan aerodinamik sürüklenme ve ızgara giriş akış hızı üzerinde bu parametrelerin etkileri araştırılmıştır.

Akış simülasyonlarında; 110 km/sa akış hızını giriş akışı için, atmosferik basıncı ise çıkış akışı için sınır şartı olarak almışlardır. Zeminde 110 km/sa hareketli duvar sınır şartı kullanılmıştır. Hesaplama hacmi; modelin 6 katı uzunluk, 5,7 katı genişlik ve 3,3 katı yükseklik alınarak oluşturulmuştur. Yüzey ve hacim ağ eleman sayıları yaklaşık olarak, sırasıyla, 1.000.000 ve 15.500.000'dir. Türbülans modeli olarak realizable k-ε modeli kullanılmıştır.

Buna göre; ızgara açıklığı alanında genişlemeye sebep olduğu için, dikey yükseklik arttıkça ızgara ve radyatör kütlesel debisi artmıştır. Toplam sürüklenme katsayısı da artan kütlesel debi nedeniyle yükselmiştir. Yatay genişlik parametresi için de aynı durum geçerlidir. Öte yandan, radyatör kütlesel debisinin artışı, sadece ızgara açıklığının boyutlarına değil; aynı zamanda ızgara açıklığının ve radyatörün ön alanının hangi hizada olduğuna bağlı olarak değişmiştir. Toplam sürüklenme katsayısının değişimi, radyatör kütlesel debisindekine benzer olmuştur; çünkü toplam sürüklenme katsayısı büyük ölçüde ızgara girişine ve radyatör boyunca olan kütlesel debiye bağlıdır. Ayrıca, ızgara ve radyatör kütlesel debisi, ızgara açıklığı girişinin konumuna göre değişmiştir. Konum yükseldikçe bu debi azalmıştır. Çünkü akış hızının normal bileşeni (ızgara girişine doğru olan bileşen) azalmıştır. Bununla birlikte, ızgara açıklığı girişinin konumu fazla düştüğünde de debi azalmıştır. Blokaj (ön ızgaranın bir kısmının perdelenmesi) parametresi, radyatör kütlesel debisini, akışı CRFM'ye (Condenser, Radiator, and Fan Module) denk getirdiği ölçüde artırmıştır. Ön panel ve darbe kirişinin arka tarafındaki basınçları azalttığından, blokaj simetrisi bozuldukça toplam sürüklenme katsayısı artmıştır.

Sawaguchi ve Takakura [3] çalışmalarını, 1/5 ölçekli araç modeli ile hareketli zeminli rüzgâr tünelinde gerçekleştirmişlerdir. Motor soğutma akışı ile ilgili olarak hava akış sistemi; radyatörlü ve radyatörsüz, FF (önden motorlu, önden çekişli) ve FR (önden motorlu, arkadan çekişli) tahrik tipleri, farklı ızgara yükseklikleri ve konumları için farklı tasarımlar kullanılarak incelenmiştir. Hava giriş açıklığının genişliği 180 mm olarak, yüksekliği ise 0-20-40-60-80-100 mm olmak üzere 6 farklı değerde ele alınmıştır. Deneyler 48 farklı kombinasyonda ve 20 m/s hız için yapılmıştır.

Genel sonuçlar, açılış alanının genişletilmesiyle sürüklenmenin ve ön kaldırmanın arttığı ve arka kaldırmanın azaldığını göstermiştir. Burada, soğutma hava akışına bağlı olarak aerodinamik özelliklerde meydana gelen değişikliğin nedeninin, motor süpürme akışı ile zemin altı akışının birleşmesinden kaynaklanan zemin altındaki düzensizlik (disturbance) olduğu açıklığa kavuşturulmuştur. Olguların korelasyonunda, hava giriş yüksekliğinin genişlemesi (ve dolayısıyla soğutma akış hızının artması) motor bölmesi içinde basınç artışına neden olur ve ayrıca aracın ön ucundakine ve penceresindekine uyum sağlar, ancak basınç düşüşüne neden olur. Radyatörün etkisi, sürüklenme ve kaldırmadaki değişiklik aralığını azaltmak olmuştur.

Sawaguchi ve Takakura [3], motor soğutma akışının aerodinamik etkilerini aşağıdaki gibi özetlemiştir:

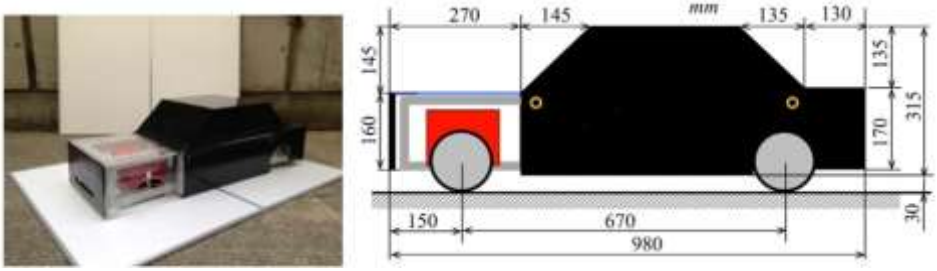
- Sürüklenme, motor bölmesi içindeki basınca, araç gövdesinin ön ucuna ve ön penceresine bağlıdır.
- Ön kaldırma, motor ünitesinin altındaki basınca, ön cama ve tavanın ön kısmına bağlıdır. Aynı zamanda, motor bölmesinden zemine doğru süpüren akışın momentumuna da bağlıdır.
- Arka kaldırma, motor bölmesinin arkasındaki zemin altı basıncına bağlıdır.
- Radyatörün montajı, aerodinamik karakteristiklerde gerçekleşen değişikliklerin aralığını düşürür. Bu farklılık, esas olarak, giriş alanının etkisinin azalması ile oluşur.

Bu çalışmada, taşıtlardaki aktif ön ızgara sistemi, aerodinamik açıdan nümerik olarak incelenmiştir. Geometrik model, literatürdeki bir deneysel çalışmadan alınmıştır. Akış denklemlerine ait nümerik modelin sağlama işlemi, yine aynı

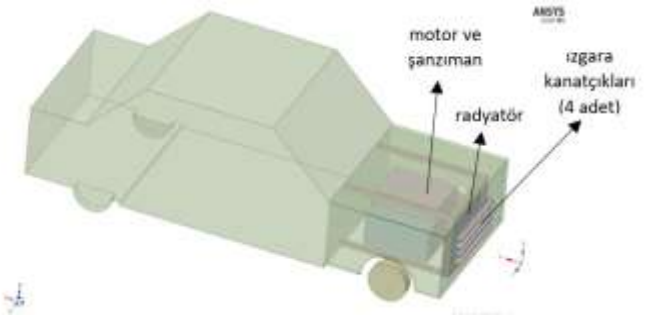
deneysel çalışmanın sonuçları kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Farklı kanatçık açıları denenerek, kanatçık açısına bağlı olarak sürüklenme katsayısındaki değişim, aerodinamik açıdan gerçekleşen değişimler yardımıyla açıklanmaya çalışılmıştır.

2. MATERYAL ve YÖNTEM

Sawaguchi ve Takakura'nın deneysel çalışmalarında [3] kullandığı model (Şekil 2) kullanılarak analize ait geometrik model (Şekil 3) oluşturulmuştur. Söz konusu model 1/5 ölçeklidir. Nümerik analizler, aynı çalışmada kullanılmış olan 20 m/s hızda gerçekleştirilmiştir.

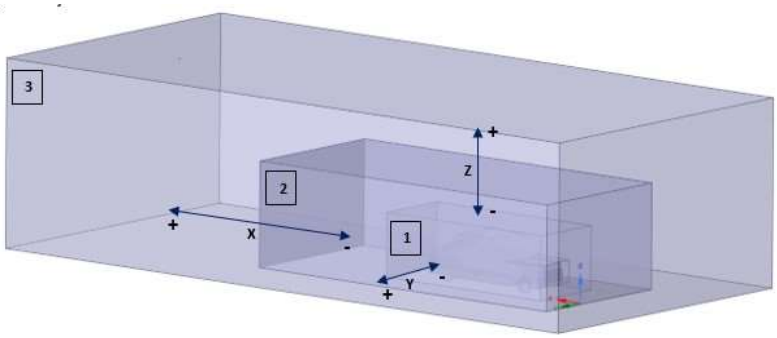


Şekil 2. Literatürden referans alınan geometri [3]



Şekil 3. Analizlerde kullanılan araç geometrik modeli

Analiz hacmi belirlenirken araç ard bölgesinde oluşan girdaplı yapıların yakalanabilmesi için ard bölge ön kısma göre uzun tutulmuştur. Ayrıca, analiz hacmi 3 alt hacimde ele alınmıştır. Böylece, araca daha yakın hacimlerde daha ince ağ yapısı kullanmak amaçlanmıştır. Kullanılan analiz hacmi Şekil 4'te görüldüğü gibidir. Ölçülerin artı (+) ve eksi (-) yönleri Şekil 4'te, bir önceki hacimden itibaren eklenen değerler ise Tablo 1'de sunulmuştur. Örneğin, iç hacimde, araçtan itibaren artı X-yönünde (aracın arkasına) 300 mm, eksi X-yönünde ise (aracın önüne) 100 mm verilerek alt hacim oluşturulmuştur.

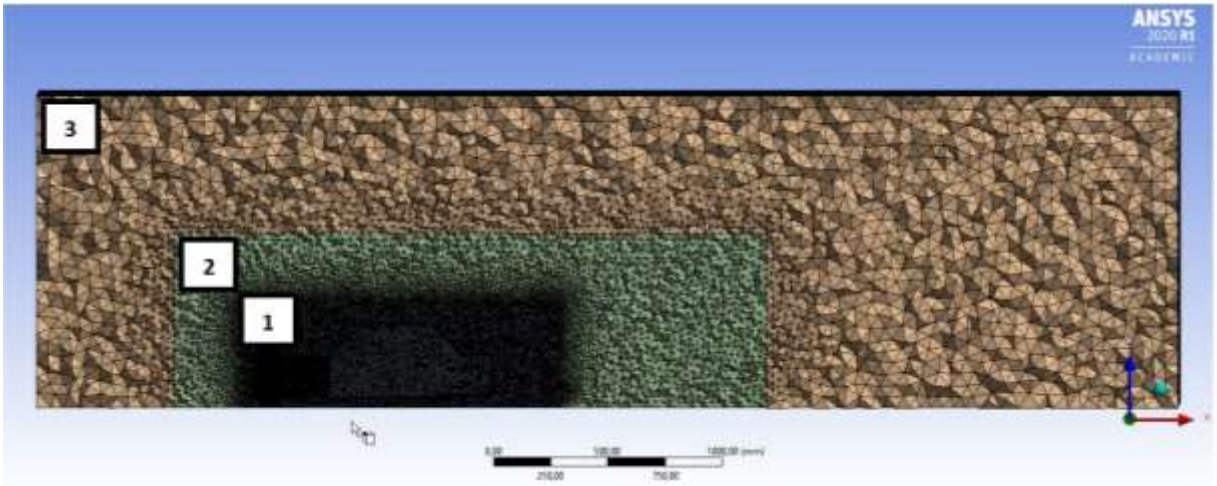


Şekil 4. Analiz hacmi

Tablo 1. Analiz hacmi ölçüleri

Alt hacim no	Alt hacim adı	Ölçüler (mm)		
		X	Y	Z
1	İç	-100 +300	-100 +100	-13 +100
2	Orta	-300 +900	-300 +300	0 +300
3	Dış	-600 +1.800	-600 +600	0 +600

Alt hacimlerin her birine hacim boyutlandırma (body sizing); araç iç ve dış yüzeylerine, radyatör, motor ve şanzıman yüzeylerine, kanatçık yüzeylerine yüzey boyutlandırma (face sizing), daha detaylı ve doğru verileri yakalamak için tüm yüzeylere prizmatik katman (inflation layer) ağ atılmıştır. Radyatör, akışkan yapıda bir gözenekli bölge (porous zone) olarak tanımlanmıştır. Gözenekli bölge parametreleri, otomobil radyatörünün nümerik olarak modellendiği, literatürdeki bir çalışmadan [7] alınmıştır. Analiz hacminde oluşan ağ yapısı Şekil 5'te görülmektedir.



Şekil 5. Nümerik analizlerde kullanılan, alt hacimler (1, 2, 3) içeren ağ yapısı

Nümerik çözümler, basınç esaslı ve sürekli rejimde gerçekleştirilmiştir. Araç aerodinamiği; akış ayrılmaları, vorteks ve bölgesel geçişli akışlar gibi karmaşık akış durumlarını içerir. Bu karışık akış durumu ve bu konudaki bilimsel araştırmalar değerlendirildiğinde, analizlerde, bu tip akışların çözümü için uygun olan realizable k-ε türbülans modeli ölçeklenebilir (scalable) duvar fonksiyonu ile beraber kullanılmıştır. Nümerik çözümde kullanılan parametreler Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. Nümerik çözüm parametreleri

Akışkan	Hava
Akışkan hızı (m/s)	20
Çıkış basıncı (kPa)	0
Akış rejimi	Sürekli
Çözüm modeli	Basınç esaslı
Türbülans modeli	Realizable k-ε
Duvar fonksiyonu	Ölçeklenebilir (Scalable)
Çözüm algoritması	SIMPLEC
Yakınsama kriterleri (Süreklilik, hızlar, k, ε)	10^{-3}

Çalışmada 3 adet kanatçık açısı değeri (Tablo 3) nümerik olarak test edilmiştir. Kanatçık açısındaki (α) değişimin sürüklenme katsayısına (C_D) etkisi değerlendirilmiştir. Sonuçlar; statik basınç, türbülans kinetik enerjisi gibi aerodinamik karakteristiklerde yaşanan değişimlerden faydalanarak yorumlanmaya çalışılmıştır.

Tablo 3. Test edilen kanatçık oryantasyonları

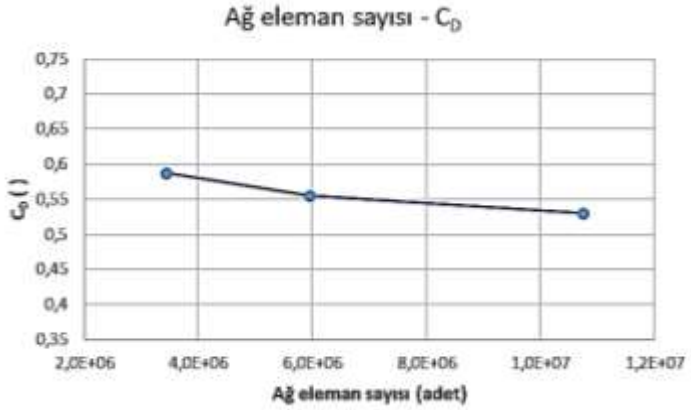
Kanatçık oryantasyonu	Kanatçık açısı (°)
Kapalı	0
Yarı-kapalı	45
Açık	90

Doğrulama (verification) çalışması kanatçıkların kapalı olduğu durumda (α=0º) gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla, yaklaşık 1,8 ağ sıklaştırma oranı kullanılarak 3 ayrı sıklıkta ağ yapısı kullanılmış ve çıktı parametresi olarak C_D esas alınarak

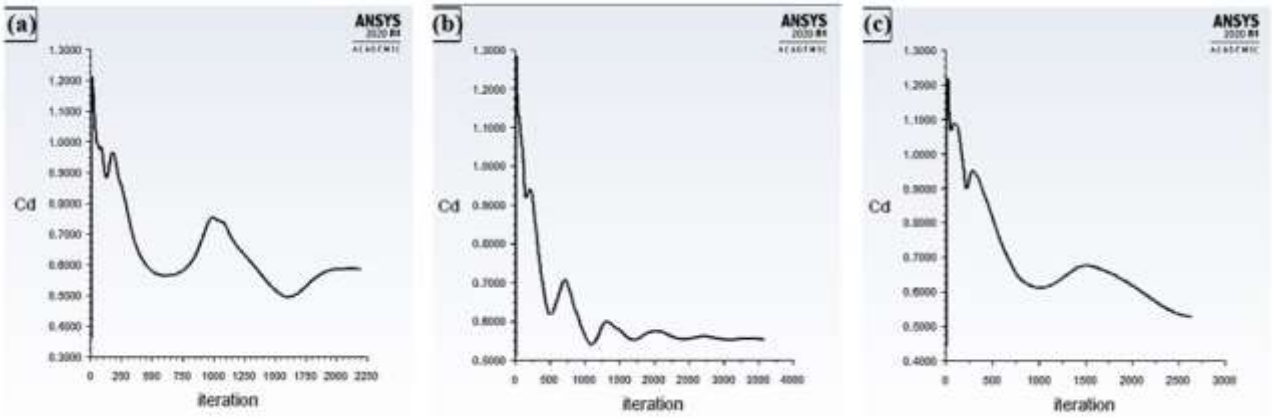
ağdan bağımsızlık yakalanmaya çalışılmıştır. Doğrulama çalışmasına ait veriler Tablo 4'te ve Şekil 6'da, yakınsama grafikleri ise Şekil 7'de görüldüğü gibidir. Çalışmadaki nümerik analizlerde ince ağ yapısı tercih edilmiştir.

Tablo 4. C_D esas alınarak yapılan ağdan bağımsızlık (doğrulama) çalışmasına ait veri tablosu

Ağ kalitesi	Ağ sıklaştırma oranı	Ağ eleman sayısı	C_D
Kaba	-	3.442.286	0,587
Orta	1,73	5.948.446	0,555
İnce	1,81	10.754.739	0,530



Şekil 6. C_D esas alınarak yapılan ağdan bağımsızlık çalışmasına ait grafik



Şekil 7. C_D esas alınarak yapılan ağdan bağımsızlık çalışmasına ait yakınsama grafikleri:
(a) Kaba ağ, **(a)** Orta ağ, **(a)** İnce ağ

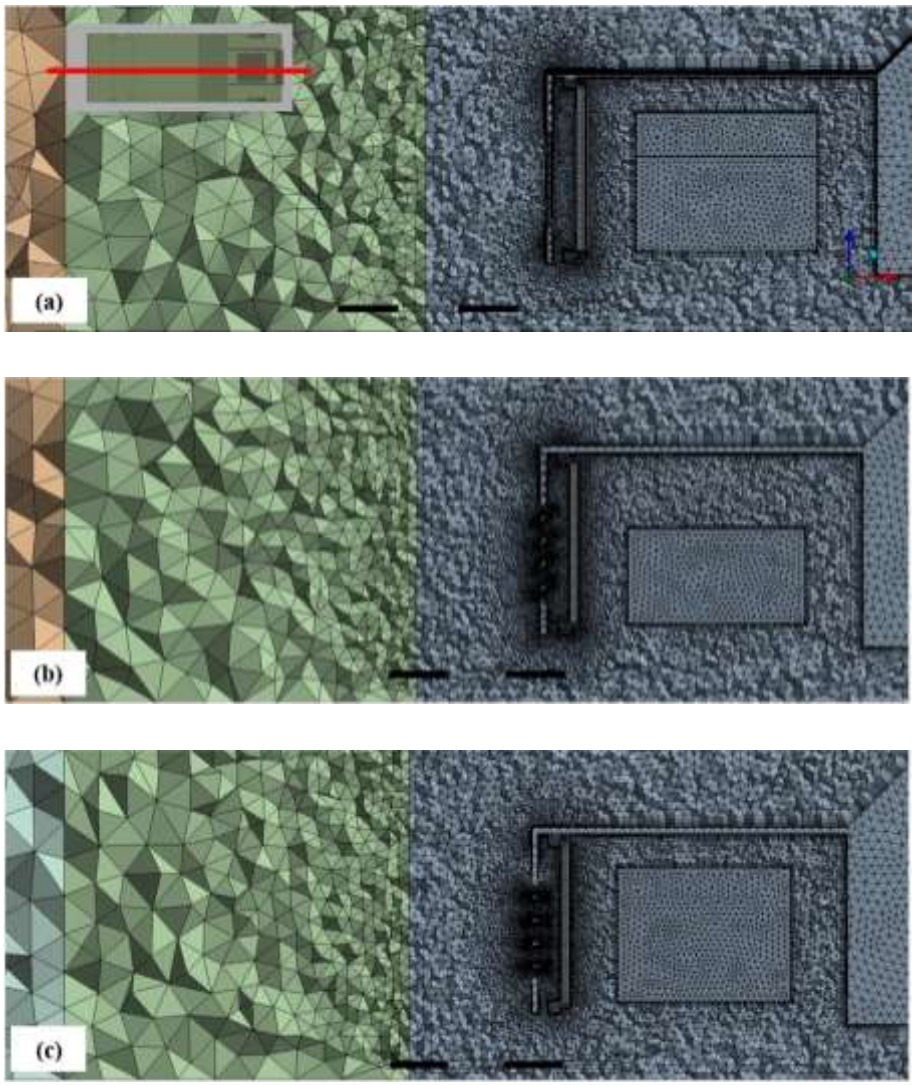
4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Deneysel verilerin alındığı referans çalışmada kanatçıkların kapalı olduğu durum kullanılarak tek değerli bir sağlama (validation) işlemi yapılmıştır. Buna göre, referans çalışmada kanatçıkların kapalı olduğu deneysel veri C_D=0,69 iken, nümerik analizde aynı durum için C_D=0,53 değeri elde edilmiştir. Buna göre, %77'lik bir sağlama ölçütü yakalanmıştır. Deneysel çalışmada aracın hareketli bir bant üzerinde hareket etmesi, tekerleklerinin hareketli olması, rüzgar türbininin geometrisinin nümerik çalışmadakine göre bazı farklılıklar içermesi, analiz parametrelerindeki hata payı, gibi faktörlerde iyileştirmeye gidilmesiyle sağlama ölçütünde artış elde edilebilir.

Sağlama işleminin ardından diğer kanatçık açıları için de analizler koşturulmuştur. Her 3 durum için motor kabini civarındaki ağ yapısı Şekil 8'de görülmektedir. Kanatçıkların kapalı olmadığı durumlarda, kanatçıkların dar kesitindeki (dar kesitteki boyut = 2 mm) ağ yapısına adapte olabilmek için ağ yapısının sıklaştığı görülmüştür. Elde edilen C_D değerleri, y^+ değerleri, kullanılan ağ eleman sayıları, ağ kaliteleri ("minimum ortogonal kalite") Tablo 5'te sunulmuştur. C_D değerinin kanatçık açısıyla (α) değişimine ait grafik Şekil 9'da verilmiştir.

Kanatçık açısının artmasıyla (kanatçıkların açılması) C_D'nin arttığı görülmüştür. Artışın doğrusal olmadığı, ilk artışın daha yüksek olduğu gözlenmiştir. Çözümlerde y^+ değerleri ortalama yaklaşık 11 olmuştur. Bu, ilk tabakadaki çözüm

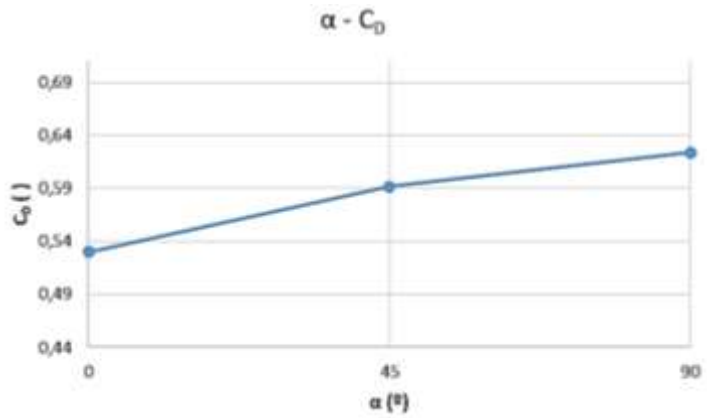
noktalarının ara tabakada ($5 < y^+ < 30$) kaldığına işaret etmektedir. Ara tabaka, logaritmik duvar yasasının geçerli olduğu logaritmik tabakanın ($y^+ > 30$) altındadır. Ancak, y^+ değerleri, iki duvar yasasının (doğrusal ve logaritmik) çakıştığı noktanın (y^+=11,126) üzerindedir. Ayrıca, çözümde, ölçeklenebilir duvar fonksiyonu kullanılmıştır. Bu fonksiyon her halükarda $y^+ \geq 11,126$ olacak şekilde düzenleme yapmaktadır.



Şekil 8. Farklı kanatçık oryantasyonları için motor kabini civarında ağ yapısı:
(a) Kapalı (0º), **(b)** Yarı-kapalı (45º), **(c)** Açık (90º)

Tablo 5. Nümerik analiz karakteristikleri ve sonuçlar

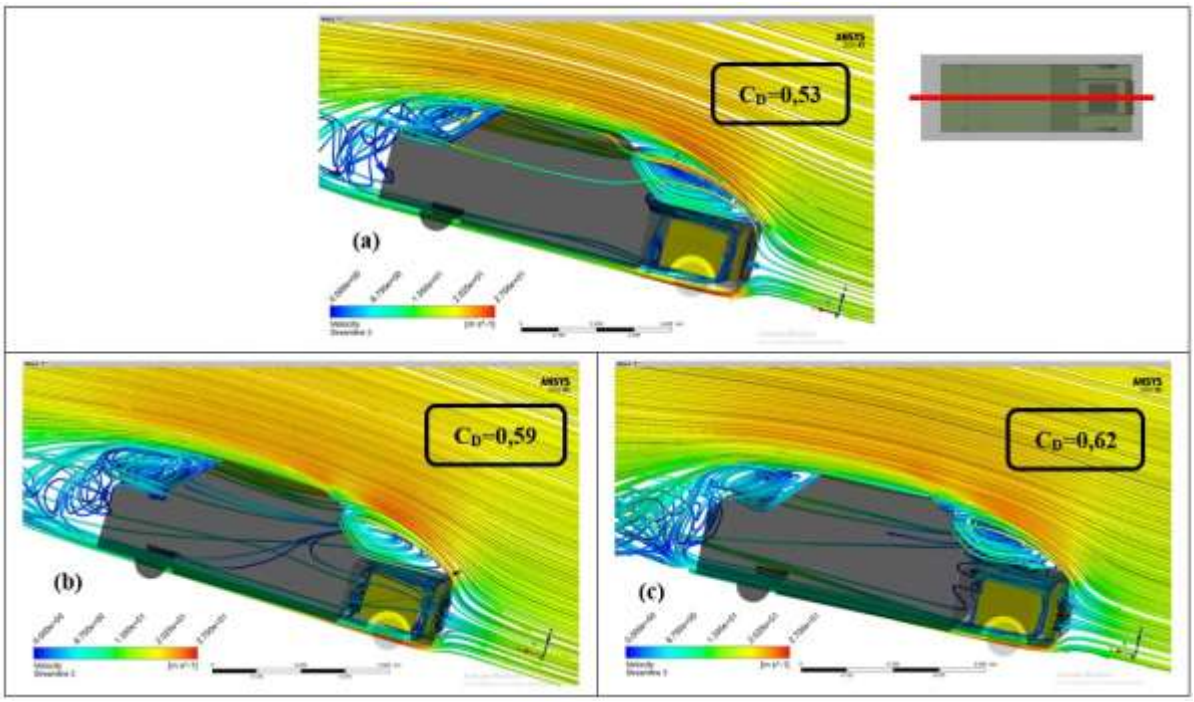
Kanatçık oryantasyonu	α (°)	C_D ( )	y+ ( )	Ağ eleman sayısı (adet)	Ağ kalitesi ("Minimum ortogonal kalite")	İterasyon sayısı (adet)
Kapalı	0	0,530	11,249	10.754.739	$1,51*10^{-2}$	2.632
Yarı-kapalı	45	0,592	11,227	13.217.257	$1,04*10^{-2}$	2.930
Açık	90	0,624	11,309	11.023.269	$1,29*10^{-2}$	2.108



Şekil 9. C_D değerinin kanatçık açısıyla (α) değişimi

Nümerik analizler ile elde edilen sonuçlar; statik basınç, türbülans kinetik enerjisi gibi aerodinamik karakteristiklerde yaşanan değişimlerle yorumlanabilir. Bu değişimler, Şekil 10-13'te 3 durum için karşılaştırmalı olarak ele alınmıştır. İncelenen her bir karakteristik her 3 durum için aynı skalada renklendirilerek (örneğin, hız skalası her defasında 0-27 m/s aralığında olacak şekilde) görsel karşılaştırmanın doğru yapılabilmesi sağlanmıştır. İncelemelerin yapıldığı kesit düzlemin nerede oluşturulduğu, aracın üstten görünüşü üzerinde kırmızı çizgi ile gösterilmiştir. Oluşturulan kesit düzlem, aracın tam ortasından geçmektedir.

Aracın orta düzleminden alınan kesit etrafında oluşan 3-boyutlu akım çizgileri Şekil 10'da verilmiştir. Kanatçıklar açıldığında, radyatörün ön kısmında orta hızda ve türbülanslı bir akımın gerçekleştiği tespit edilmiştir. Ayrıca, aracın üst ön ve üst arka kısımlarında oluşan girdaplardaki hız değerlerinde ve girdap boyutlarında artış olduğu görülmektedir. Kanatçıkların kapalı olduğu durumda, ön ızgaradan motor kabinine giremeyen hava akımı, motor ve şanzımanın arka kısmından motor kabinine doğru girmiştir. Ancak, bu akış düşük hızlarda gerçekleştiği için önemli bir enerji kaybına sebep olacak nitelikte değildir. Kanatçıklar kapalı olduğunda, aracın üst ve alt kısımlarında hızların daha yüksek olduğu gözlenmiştir.

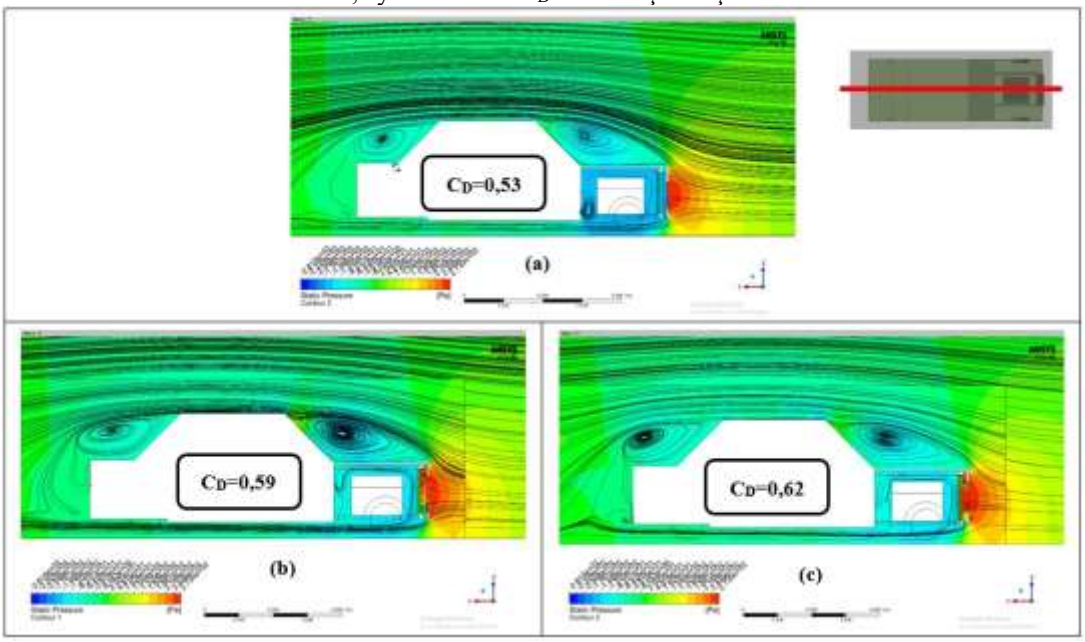


Şekil 10. Farklı kanatçık oryantasyonları için 3-boyutlu akım çizgileri:
(a) Kapalı (0º), **(b)** Yarı-kapalı (45º), **(c)** Açık (90º)

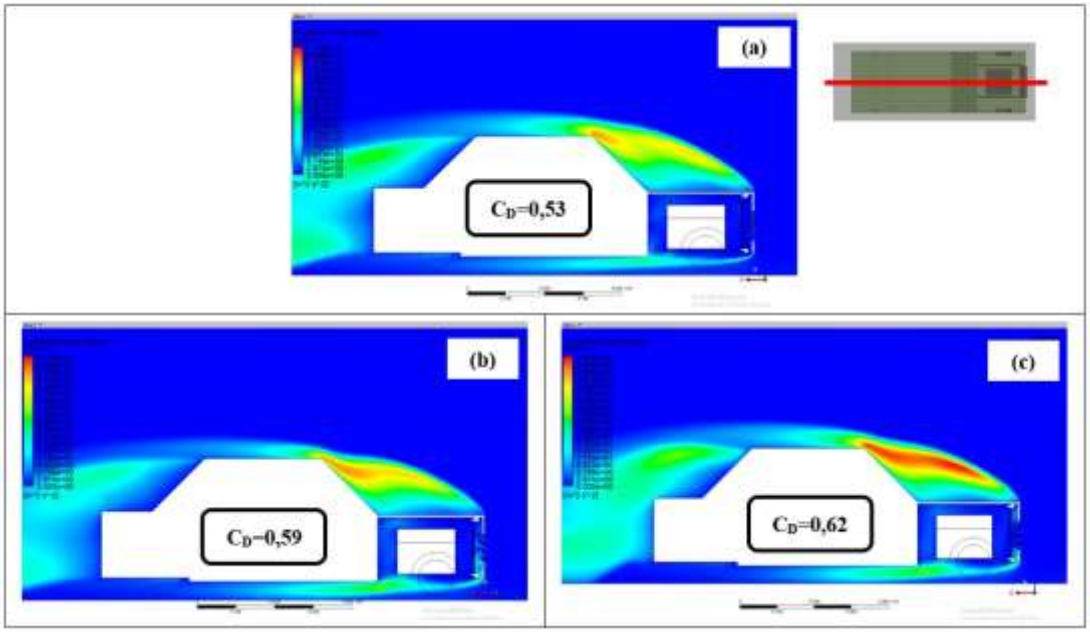
Aracın orta düzleminden alınan kesitte oluşan statik basınç konturları Şekil 11'de verilmiştir. Kanatçıklar açıldığında, motor kabini içerisinde (akışkan girişine bağlı olarak kütlesel debinin artmasıyla) basınç değerlerinin arttığı görülmektedir. Beklendiği gibi, en yüksek basınç değerleri (akışın engellenmesi ve hızın sıfıra yaklaşması dolayısıyla) aracın ön kısmında ön yüzeyde oluşmuştur. Kanatçıkların açılmasıyla ön kısımdaki basınç radyatöre doğru dağılsa da ön kısımdaki basınç düşüşü ve dolayısıyla radyatörün arka kısımlarındaki basınç artışı yüksek seviyelerde olmamıştır.

Yarı-kapalı durumda, radyatörün üst ön kısımlarında basınç artışı yaşanırken, hava akımının daha az gerçekleştiği alt kısımlarda basınç artışı daha düşük kalmıştır. Ayrıca, aracın üst ön ve üst arka kısımlarında oluşan girdapların hız değeri ve girdap boyutu olarak artış göstermiş olması (Şekil 10), düşük basınç bölgelerinde büyümeye (Şekil 11) sebep olmuştur.

Aracın orta düzleminden alınan kesitte oluşan türbülans kinetik enerjisi konturları Şekil 12'de verilmiştir. Türbülanstan kaynaklanan kinetik enerji kayıpları, kanatçıkların açılmasıyla radyatörün ön kısmında ve araç altında artış göstermiştir. Ayrıca, kanatçıkların açıldığı durumlarda aracın üst ön ve üst arka kısımlarındaki türbülans kinetik enerjisinin daha büyük alanlarda ve daha yüksek değerlerde oluştuğu gözlenmiştir. Bu kinetik enerji kayıplarının telafi edilmesi için araç enerji sarf etmek durumunda olacaktır. Bu, aynı zamanda C_D'deki artışa da işaret etmektedir.



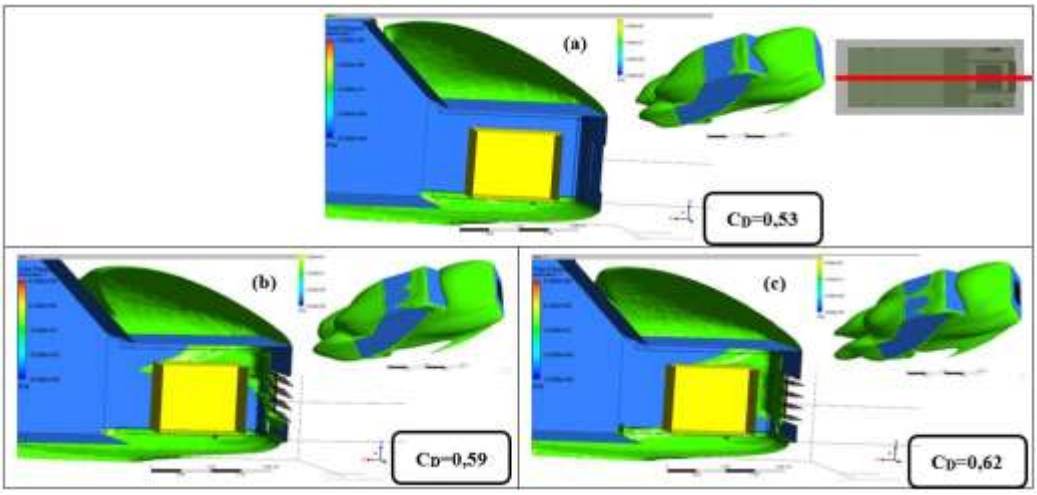
Şekil 11. Statik basınç konturları: **(a)** Kapalı (0º), **(b)** Yarı-kapalı (45º), **(c)** Açık (90º)



Şekil 12. Türbülans kinetik enerjisi konturları: **(a)** Kapalı (0º), **(b)** Yarı-kapalı (45º), **(c)** Açık (90º)

Aracın orta düzleminden alınan kesitten itibaren oluşan ve aracın tüm çevresi etrafında oluşan toplam basınç = 0 bölgeleri (yeşil bölgeler) Şekil 13'te verilmiştir. Sürüklenme kuvveti için oluşturulan analitik denklemlerde toplam basınç kayıpları ile ilgili bir terim de yer almaktadır. Bu anlamda, toplam basıncın sıfır olduğu bölgeler, yüksek sürüklenme katsayılarına işaret etmektedir. Kanatçıklar açıldığında, motor kabini içerisinde de toplam basınç = 0 bölgelerinin oluştuğu ve açı arttıkça bu bölgelerin büyüdüğü görülmüştür. Ayrıca, aracın tüm çevresi incelendiğinde,

toplam basınç = 0 bölgelerinin; alt kısımda kalınlaştığı, araç arkasında ise uzadığı tespit edilmiştir. Bu değişimler, C_D'deki değişimlerle paralellik göstermektedir.



Şekil 13. Toplam basınç = 0 bölgeleri: **(a)** Kapalı (0º), **(b)** Yarı-kapalı (45º), **(c)** Açık (90º)

5. SONUÇ

Ön ızgaranın, radyatörün, motorun ve şanzımanın basitleştirilmiş şekilde yer aldığı jenerik bir araç modeli üzerinde aerodinamik incelemeler yapılarak, sürüklenme katsayındaki değişim nümerik olarak değerlendirilmiştir. Değişken olarak, ön ızgara kanatçık açısı alınmıştır. Elde edilen sürüklenme katsayısı değerleri ile referans alınmış olan literatürdeki [3] deneysel değerler karşılaştırıldığında %77'lik bir sağlama ölçütü elde edilmiştir.

Nümerik analizler sonucunda, kanatçık açısının artmasıyla (kanatçıkların açılması) C_D'nin arttığı gözlenmiştir. Artış doğrusal olmamış, ilk artış daha yüksek oranda gerçekleşmiştir.

Kanatçıkların açık olduğu durumda, radyatörün ön kısmında orta hızda ve türbülanslı bir akım gerçekleştiği görülmüştür. Ayrıca, aracın üst ön ve üst arka kısımlarında oluşan girdaplardaki hız değerlerinde ve girdap boyutlarında artış olmuştur.

Yine kanatçıklar açıkken, motor kabini içerisinde basınç değerlerinin arttığı gözlenmiştir. Kanatçıkların açılmasıyla ön kısımdaki basınç radyatöre doğru dağılmıştır. Ancak, ön kısımdaki basınç düşüşü ve dolayısıyla radyatörün arka kısımlarındaki basınç artışı, yüksek düzeylerde olmamıştır.

Türbülans kaynaklı kinetik enerji kayıpları, kanatçıkların açılmasıyla radyatörün ön kısmında ve araç altında artmıştır. Yüksek sürüklenme katsayılarına işaret eden toplam basınç = 0 bölgelerinin, özellikle tam açık durumda, motor kabini içerisinde de oluştuğu gözlenmiştir.

Radyatörün arka kısmındaki akım çizgileri ve basınç konturları değerlendirildiğinde, radyatör modelinin iyileştirilmesi gerektiği düşünülmüştür. Sağlama ölçütünün daha fazla veri kullanılarak (kanatçıksız durumu ilave ederek) hesaplandığı ve modeldeki iyileştirmelerle daha yüksek sağlama düzeyinin yakalandığı, motor kabini içerisindeki sürüklenme katsayısı değişiminin ayrı ele alındığı, daha fazla kanatçık açısının test edildiği, araç hızının değişken olarak katıldığı, motor ve radyatör sıcaklıklarının ve enerji denkleminin de dahil edildiği çalışmalar planlanmış ve devam etmektedir.

KAYNAKLAR

[1] Vatansever Ensarioğlu, M. (2020) "Taşıtlarda yan ayna üzerindeki aerodinamik etkilerin nümerik olarak incelenmesi", *Yüksek Lisans Tezi,* Bursa Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.

[2] Erdoğan, K. (2014) Önden motorlu araçlarda aktif grill kapatma sistemleri geliştirilmesi. *Yüksek Lisans Tezi,* Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[3] Sawaguchi, T., Takakura, Y. (2020) Reduction of aerodynamically undesirable ınfluences due to engine cooling flow in road vehicle. *Journal of Control, Measurement & Visualization,* 8: 1-24.

[4] Wolf, T. (2019) Developing a theory for active grille shutter aerodynamics-Part 1: Base theory. *SAE Technical Paper 2019-01-5063*.

[5] Li, J-C., Deng, Y-D., Wang, Y-P., Su, C., Liu, X. (2018) CFD-based research on control strategy of the opening of active grille shutter on automobile. *Case Studies in Thermal Engineering*, 12: 390-395.

[6] Kim, J.M., Kim, K.M., Ha, S.J., Kim, M.S. (2016) Grille desing for passenger car to ımprove aerodynamic and cooling performance using CFD technique. *International Journal of Automotive Technology*, 17 (6): 967-976.

[7] Çetin, B., Güler, K.G., Aksel, M.H. (2017) Computational modeling of vehicle radiators using porous medium approach, *Heat Exchangers - Design, Experiment and Simulation, S M Sohel Murshed and Manuel Matos Lopes, IntechOpen*.

GLOBAL SKYHOOK AND GROUNDHOOK CONTROL OF VEHICLE WITH SEMI-ACTIVE DAMPERS

Mert Büyükköprü[1,2]*, Erdem Uzunsoy[2], Xavier Mouton[1]

[1] Groupe Renault, Bursa, Turkey
[1]Groupe Renault, Paris, France
[2] Bursa Technical University, Department of Mechanical Engineering, Bursa, Turkey
*Corresponding Author: Mert Büyükköprü, mert.buyukkopru@renault.com

ABSTRACT

This paper presents a global skyhook and groundhook control strategy for reducing vertical motions of the body and increasing the comfort with a semi-active suspension system, considering the real life applications. A continuous skyhook control was synthesized to reject the disturbances of the sprung mass motions by input decoupling transformation. Externally, groundhook control was utilized to damp the unsprung mass motions. Different scenarios were tested for the comparison between passive dampers, skyhook and skyhook-groundhook control. A global control of the sprung and unsprung masses motions were achieved, simultaneously. The control logic which was built in MATLAB®-Simulink® environment, co-simulated with IPG-Carmaker®'s high fidelity vehicle model for a realistic assessment of the system performance. Simulation results indicated that the semi-active dampers with global skyhook and groundhook control improved the vehicle dynamics behaviour in terms of handling and comfort.

Keywords: Semi-Active Damper, Skyhook Control, Groundhook Control

1.INTRODUCTION

Suspension systems play a key role in vehicle design in terms of vehicle comfort and safety. The main roles of the suspension systems are to isolate vehicle body from the road inputs, provide a continuous tyre road contact and improve handling. Controlled suspensions have been important tools to satisfy the inherently conflicted comfort and handling criteria for over four decades in vehicle applications of semi active and active suspension. Lower energy consumption and cost are major advantages of the semi-active suspension systems when compared to a fully active suspension system. Therefore, it engages the interest of the researchers and engineers in the control field.

An important milestone for control of a semi-active damper, especially the idea of using semi-active dampers as force generators, was development of the Skyhook(SH) control (Karnopp continued, 1973), having relatively simple feedback control logic with some unique advantages for noise attenuation, especially resonant frequency of the vehicle body (Emura continued, 1994). After the first conceptual idea, various methods of SH Control were developed to solve different problems such as balancing the trade-off between sprung and unsprung mass, increasing the road holding oriented-ground hook and gain adaptive SH to reach the optimal comfort bound (Besinger continued, 1995; Valášek continued, 1997; Hong, continued, 2002; Savaresi, Spelta, 2007).

Because of the flexibility and simplicity well known quarter car model is preferred to develop a control logic, in general. The model, in its simplest form, can also be used for the more complex analyses. For instance, Ahmadian studied "four quarter car" model to extend the quarter car experiences of hybrid control over a full vehicle model to damp the bounce, roll and pitch motions (Ahmadian, Blanchard, 2008). In the model, four virtual dampers at each corner of the body and four virtual dampers for each wheel motions were proposed. Unlike Ahmadian's study, Campos calculated bounce, pitch and roll motions using a single linear and two angular virtual dampers at the center of gravity (CoG). He also calculated the virtual restoring forces and moments at the CoG, then, these forces and moments were distributed as actuators' forces, by the input decoupling transformation (IDT)(J. Campos continued, 1999). Ikenega used IDT, which can be described as right inverse of the input mapping, to control the combined vertical motions as a result of bounce, roll and pitch for active suspension case. The body and wheels were controlled by inner and outer

loops (Ikenaga continued, 2000). Afterwards, the same technic was used for a semi-active control strategy, but the study was limited with on-off SH control(Yao continued, 2014). Binder used optimal control allocation for coordinated suspension control considering dissipative constraint of semi active damper as a part of optimization (Binder, Khajepour, 2014).

In this study, as a contribution to the literature, Ikenega's IDT approach was combined with Ahmadian's skyhook-groundhook control approach with the aim of a centralized control. Continuous SH control was also used as a high-level controller to calculate the restoring force and moments at the CoG rather than on-off SH control. Then, the restoring force and moments were transformed into actuator force requests with IDT. Actuator force requests were evaluated inside the low-level controller as in real life applications. The sprung mass motions were attenuated by centralized SH control in the framework of the IDT, and the unsprung masses were attenuated, externally by groundhook (GH) control. The control logic which was built in MATLAB®-Simulink® environment co-simulated with IPG-Carmaker®'s high fidelity vehicle model for a realistic assessment of the system performance.

2.SKYHOOK CONTROL

SH control is a model free control approach to design a controller. Therefore, IPG-Carmaker vehicle model was utilised for realistic assessment of the control logic. Some of the features such as position of virtual SH, GH dampers, and position of accelerometers, are shown with a representative model in Figure 1.

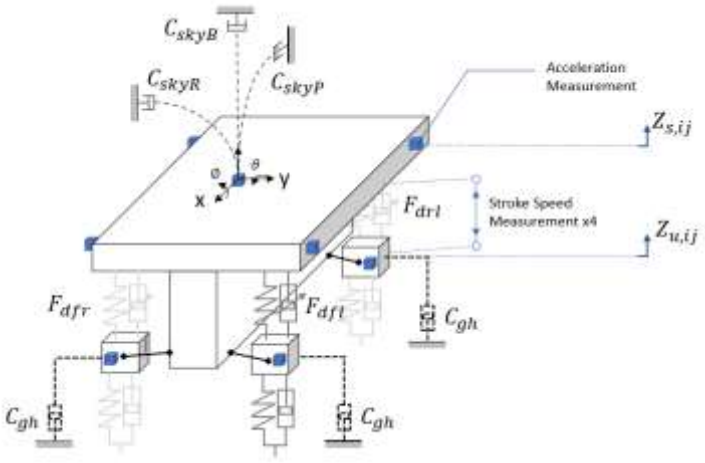


Figure 1. Virtual skyhook, groundhook dampers positions and sensor positions.

In the well known SH control approach, a fictious damper is mounted between sprung mass and virtual reference plane in the sky. The semi-active damper, which is mounted parallel to the spring, act as the fictious damper (later referred as SH damper in this paper). In fully active systems the force supply is continuous, however, semi-active systems can only dissipate the force (called passivity constraint). Due to the passivity constraint SH approach requires vertical speed measurements of the sprung and unsprung masses for a control action. Therefore, SH control for semi-active systems is rule based (equation 1). The product of sprung mass speed and stroke speed satisfies the first part of the rule, which is greater than or equal to zero. This means that the directions of semi-active damper force and SH damper are the same. Then, the SH control releases the control force depending on skyhook damping request, 'C_{sky}', otherwise, semi-active damper force is adjusted to the minimum damping, '$C_{\min}$'. Semi-active dampers used in the past could provide limited number of damping levels as maximum and minimum (also called on-off). Current semi-active damper technology, on the other hand, can provides us infinite number of damping coefficients to provide the accurate forces (Savaresi continued, 2010).

$$C_{s,ij} = \begin{cases} C_{sky*} \ , \ \dot{Z}_{s,ij}\left(\dot{Z}_{s,ij} - \dot{Z}_{u,ij}\right) \geq 0 \\ C_{min} \ , \ \dot{Z}_{s,ij}\left(\dot{Z}_{s,ij} - \dot{Z}_{u,ij}\right) < 0 \end{cases} \quad \text{(eq.1)}$$

Because the SH control was simply introduced on a quarter car model, the global force distribution was not considered. However, in this study, each individual actuator was responsible to release the control force and moments of globally distributed SH dampers. For simplicity, 'C_{sky}' was replaced with the 'C_{sky*}' which is the equivalent damping coefficient of the damping force '$Fd_{,ij}$'in the equation 1, by taking into account the global force distribution.

In addition to the vertical SH damper, angular dampers about the lateral and longitudinal axes were introduced to the sprung mass. The full vehicle model in this study has four control inputs as Fd_{fl}, Fd_{fr}, Fd_{rl}, Fd_{rr}. Considering the control of four unsprung masses in addition to the body motions -point out an under-actuation problem due to the numbers of actuator and control variable. That problem was tackled by controlling the sprung masses externally with GH control. Hence, a four-input three-output control problem was obtained. The three measured outputs of the vehicle were velocity of the bounce, $\dot{Z}_s$, pitch, $\dot{\theta}$ and roll, $\dot{\emptyset}$, and they were multiplied by SH damping coefficients in equations 2, 3, and 4.

$$F_z = C_{sky-bounce}\,\dot{Z}_s \quad \text{(eq.2)}$$

$$M_\theta = C_{sky-pitch}\,\dot{\theta} \quad \text{(eq.3)}$$

$$M_\emptyset = C_{sky-roll}\,\dot{\emptyset} \quad \text{(eq.4)}$$

The equivalent forces and moments for bounce, pitch and roll motions were defined in equations 5, 6, and 7. The Equations were also written in matrix form in equation 8. L_f, L_r and t_f are the distance of the front and rear axles to the CoG and the axle width (front and rear were assumed equal), respectively.

$$F_z = -Fd_{fl} - Fd_{fr} - Fd_{rl} - Fd_{rr} \quad \text{(eq.5)}$$

$$M_\theta = L_f.Fd_{fl} + L_f.Fd_{fr} - L_r.Fd_{rl} - L_r.Fd_{rr} \quad \text{(eq.6)}$$

$$M_\emptyset = 0.5\,t_f\,(-Fd_{fl} + Fd_{fr} - Fd_{rl} + Fd_{rr}) \quad \text{(eq.7)}$$

$$\begin{bmatrix} F_z \\ M_\theta \\ M_\emptyset \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1 & -1 & -1 & -1 \\ L_f & L_f & -L_r & -L_r \\ -0.5\,t_f & 0.5\,t_f & -0.5\,t_f & 0.5\,t_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Fd_{fl} \\ Fd_{fr} \\ Fd_{rl} \\ Fd_{rr} \end{bmatrix} \quad \text{(eq.8)}$$

The linear equations $\boldsymbol{y = Wx}$ and $\boldsymbol{W} \in \mathrm{R}^{mxn}$ have full row rank, the right inverse (pseudo-inverse) can be calculated as $\boldsymbol{W^{\dagger} = W^T(WW^T)^{-1}}$. Thus, the equation 8 could be transformed to equation 9.

$$\begin{bmatrix} Fd_{fl} \\ Fd_{fr} \\ Fd_{rl} \\ Fd_{rr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-L_r}{2(L_f+L_r)} & \frac{1}{2(L_f+L_r)} & -\frac{1}{2t_f} \\ \frac{-L_r}{2(L_f+L_r)} & \frac{1}{2(L_f+L_r)} & \frac{1}{2t_f} \\ \frac{-L_f}{2(L_f+L_r)} & -\frac{1}{2(L_f+L_r)} & -\frac{1}{2t_f} \\ \frac{-L_r}{2(L_f+L_r)} & -\frac{1}{2(L_f+L_r)} & \frac{1}{2t_f} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_z \\ M_\theta \\ M_\emptyset \end{bmatrix} \quad \text{(eq.9)}$$

GH control is a variant of the SH and was developed for the purpose of road holding improvement. A fictious damper (later referred as groundhook damper in this paper) is mounted between each wheel and the road surface. GH damper, unlike the SH, applies continuously variable damping depending on the vertical movement of the wheel, which is relative to the reference plane. GH control rule is given in equation 10.

$$C_{s,ij} = \begin{cases} C_{gh} \;, & -\dot{Z}_{u,ij}\left(\dot{Z}_{s,ij} - \dot{Z}_{u,ij}\right) \le 0 \\ C_{min} \;, & \dot{Z}_{s,ij}\left(\dot{Z}_{s,ij} - \dot{Z}_{u,ij}\right) > 0 \end{cases} \quad \text{(eq.10)}$$

Although SH control can improve the comfort of the vehicle, it worsens road holding due to the sudden force changes together with the control effort to reduce only the body movement. On the other hand, the suspension is responsible to keep the wheel on the variety of the road surface. The conflict between the comfort and road holding should be

formulated in some way to ensure a minimum but safe level of road holding in comfort mode. The driving mode and the movement of the wheel in the z-axis are good indicators for keeping the wheel in contact with the road. While the driving mode determines the ratio between comfort and road holding, the vertical movement of the wheel is proportionally damped by the GH control.

Both SH and GH control generate discontinuous force. However, their targets are conflicted. As a result of this conflict, one (SH or GH) needs the maximum control force while other needs the minimum control effort. This conflict also helps to reduce discontinuities in some cases, as seen in Figure 2, especially for the consecutive control commands which reduces the difference between the maximum and minimum force requests. However, it should be noted that a semi-active damper's minimum damping coefficient always greater than zero and that would also be helpful to reduce the force variation of SH, providing a better road holding.

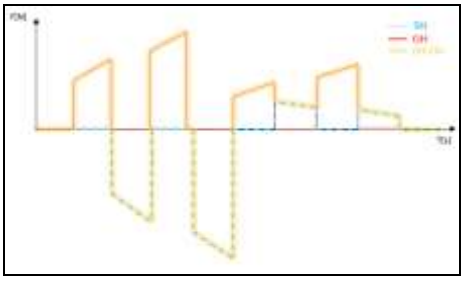


Figure 2. *Skyhook Ground Hook control*

2.1. Data Acquisition

A semi-active damper can generate the force depending on the direction of motion. Therefore, stroke speed, sprung and unsprung mass velocity should be measured. For this purpose, accelerometers are widely used in the research studies (Carratù continued, 2017; Thenozhi continued, 2012). On the other hand, a stroke sensor is also used to measure the relative speed between the sprung and unsprung mass motions (Kojima continued, 1991). These two alternative measurement methods are available within the context of virtual sensors on IPG® Carmaker® and its user-accessible quantities (UAQ). Even though, the virtual velocity sensor is available in UAQs, considering the real-life applications, acceleration sensor was preferred instead the velocity.

Therefore, two accelerometers were needed to place on sprung and unsprung masses (as shown in Figure 1). The acceleration needs to be converted into velocity using integration as it cannot be measured directly. However, due to the integration, the velocity includes some offset and sometimes data is drifted. To remove the drift and offset over the acceleration, a high pass filter can be used. Then, a low pass filter can be used instead of an integration, by selecting a proper cut-off frequency. A low pass filter act as an integrator above the cut-off frequency, however, the lower frequencies are more attenuated. As a result, to remove only the bias over the signal, high pass filter frequency, f_{hpf}, is selected in the range of 0.1-3Hz. The phase lead, which is the result of high pass filtering, can be removed by selecting the low pass filter frequency, f_{lpf}, between 0.1 and 0.007Hz (van Casteren continued, 2013; Xubin Song, 1999). The global parameters such as roll rate, $\dot{\emptyset}$, and pitch rate, $\dot{\theta}$, were measured from virtual sensors, however, the bounce speed, $\dot{Z}_s$, was measured from the accelerometer located at the CoG.

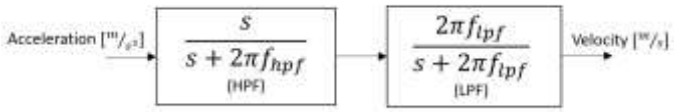


Figure 3. Transformation of the acceleration into the velocity

A stroke sensor was used as a reference to calibrate the filters in order to have reliable stroke speed measurements from the accelerometers. It should be noted that the virtual sensors used in this study do not contain noise. As shown in Figure 4, the difference between the two accelerometers that were attached to the FL wheel and the body provided the similar results with the stroke sensor.

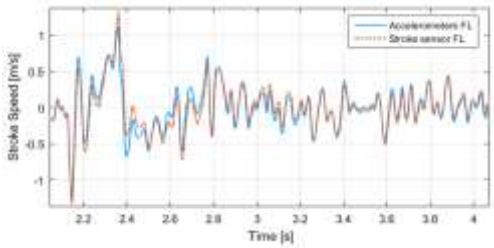


Figure 4. Comparison stroke speed sensor and accelerometers attached body and wheel.

The block diagram is represented in Figure 5. In accordance with the diagram, the bounce speed $\dot{Z}_s$, roll rate $\dot{\emptyset}$ and pitch rate, $\dot{\theta}$ were fed back into the SH. Then, global restoring force and moments were calculated using the equations 2, 3, 4 and the resultant forces were decoupled and transferred to the SH rule block, which applies the SH rule, using the equation 1, for each actuator and calculated the desired forces, $Fd_{s,ij}$. Similarly, GH control block applies the GH rules and calculates the desired forces $Fd_{g,ij}$, using the equation 10, for each of the actuators. The desired forces were collected into summing junctions before transmitting them to the low-level controllers. The low-level controllers calculated the equivalent electric current of desired forces, which would be explained in the low level controller section.

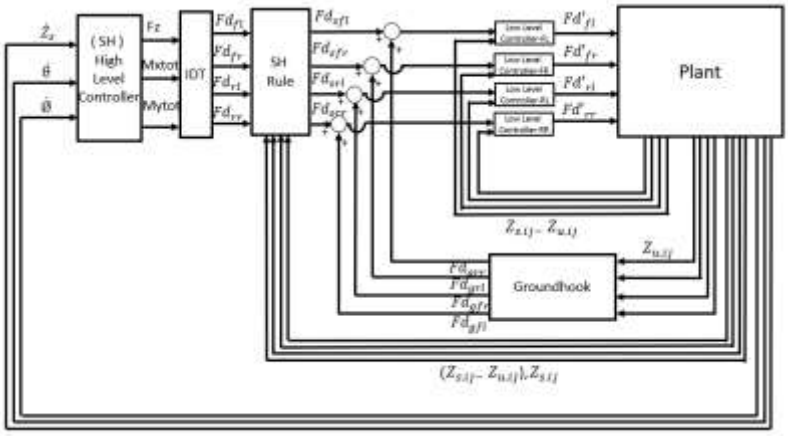
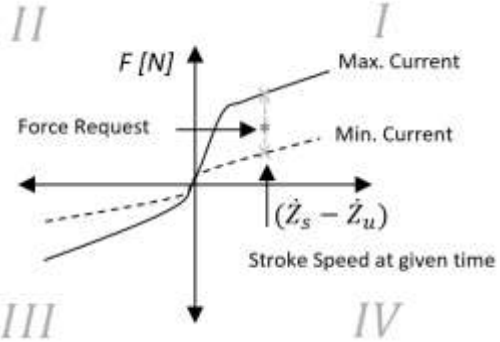


Figure 5. Full vehicle skyhook-groundhook control block diagram. IDT(Input Decoupling Transformation)

2.2. Low Level Controllers

The semi-active dampers can generate force when the dampers under the excitation. This means that the force depends on the magnitude of stroke speed when it is either in extension or compression. The semi-active damper used in this study was controlled by electric current. An equivalent electric current was calculated by interpolation between the maximum(F_{max}) and minimum force (F_{min}), based on the force-stroke speed map as in Figure 6, using the expression given 11 and 12.



$$i = f^{-1}(F_d, \dot{Z}_s - \dot{Z}_u) \quad \text{(eq.11)}$$

$$I_{control} = \frac{F_{request} - F_{min}}{F_{max} - F_{min}}(I_{max} - I_{min}) + I_{min} \quad \text{(eq.12)}$$

$$1.6A \geq I_{control} \geq 0.32A$$

Figure 6. Semi-active damper stroke speed and force curve

3.SIMULATIONS

The vertical vehicle dynamics control system was developed in Simulink® and co-simulations were performed in Simulink-IPG Carmaker® interface. The simulated vehicle was a D segment SUV, and the vehicle parameters are given in table 1. In the first scenario, the vehicle was driven at varying speeds that was controlled by IPG-Carmaker®'s driver model featuring the digitalized Renault® test track (during 40s and 630m). In that scenario, road profile was symmetrical on the horizontal axis. Thus, the vehicle was mostly exposed to the inputs causing the bounce and pitch motions; therefore, the tuning was done specifically to reduce these motions. In order to make a comparison with passive dampers, the semi-active damper control current was set to constant values for comfort and sport characteristics. The groundhook control gain GH2 was two times of the GH. In the second scenario, vehicle was moved straight for 100m, then, made cornering with a curve radius of 100m for 90deg, with varying speeds which was controlled by IPG-Carmaker® driver model. SH CskyR2 gain was five times of the CskyR1, and SH CskyR3 gain was fifty times of CskyR1.

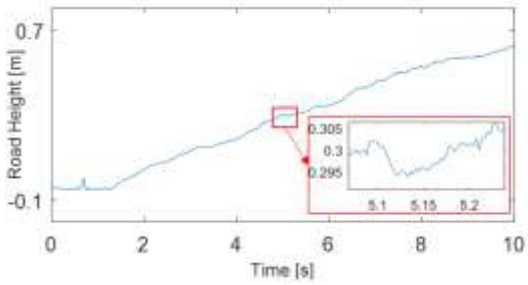


Figure 7. CRG road profile section corresponding to 10s.

Table 1. Vehicle Parameters

Sprung mass	$M_s = 1500\text{kg}$
Unsprung mass	M_{uf}=55kg, M_{ur} =45kg
Spring constant	$k_{sf} = 29kN/m$, $k_{sr} = 32kN/m$
Front, rear min., max. damping force at extension-compression	$F_{df} = [-550N, -750N; 650N, 2500N]$, $F_{dr} = [-1000N, -1500N; 1500N, 5000N]$
Tire spring constant, damping coefficient	$k_{tf,r}$ =350 kN/m , $C_{tf,r}$ = 1000Ns/m.
Distance between axles-CoG, and Axle width	$L_f = 1.1m$ $L_r = 1.8m$ t_f =1.6m

The restoring force and moments at the CoG can be seen in Figure 8. They were decoupled into the force requests of each actuator, in Figure 8. Then, SH rule was applied on the force requests and each of them were summed with GH forces requests before sending to the low-level controller.

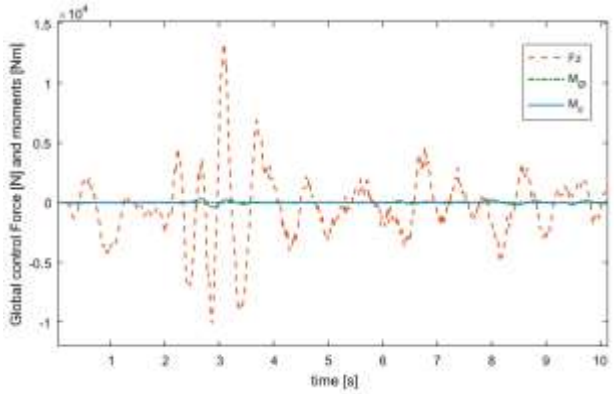


Figure 8. Restoring force and moments at the COG

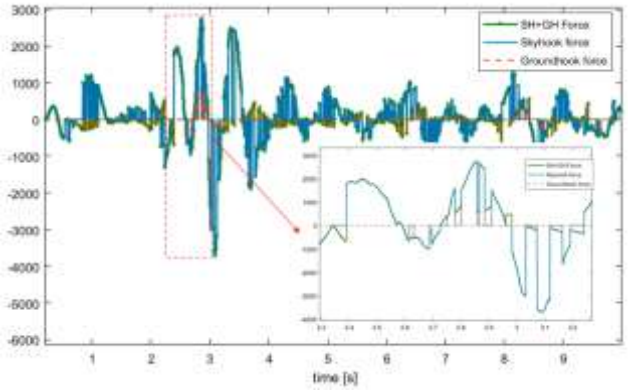


Figure 9. SH and GH, and SH-GH force requests for [FL] actuator

4.RESULTS

4.1.First Scenario

The body acceleration's power spectral density (PSD) is shown in Figure 10. The figures were sampled with 1kHz and filtered with moving average filter, 'window size=15Hz', to improve the readability. It is clearly seen in the graph that active control of the semi-active dampers performed well in all frequency regions when compared to the passive dampers. SH control method provided the best performance in all regions. SH-GH control method showed the second-best performance after SH control in terms of comfort. SH-GH2, on the other hand, showed the third best performance in terms of vibration transmissibility. The results seen in the PSD chart matches the rout mean square (RMS) values presented in the table 2. According to the results shown in the table, the best results in terms of body acceleration can be seen as SH-, SH-GH, SH-GH2 respectively. In terms of road holding, dampers configured as passive sport, SH-GH2, SH-GH, SH, Passive comfort, respectively showed the best performance. Vertical load variation shows similar results as the rms of the wheel deflection speed.

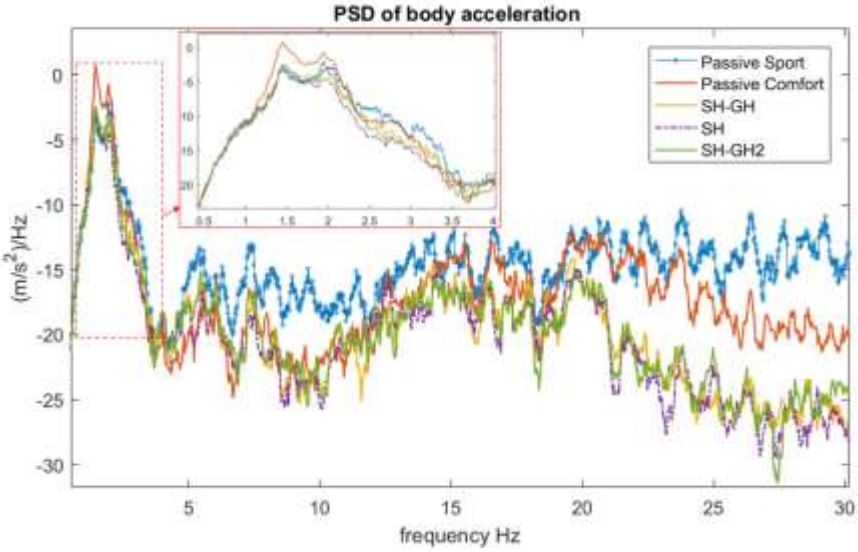


Figure 10. PSD body acceleration

As the road is symmetrical on the horizontal axis, there was no roll moment occurred due to the road surface irregularities. According to rms values of the pitch acceleration in table 2, SH, SH-GH, SH-GH2, Passive Comfort, Passive sport, respectively showed best performance. It can be seen that rms of body acceleration is inversely proportional to the rms wheel deflection speed and tire vertical load.

***Table* 2.** *Rms values of the simulations*

Controller Type	Rms Body Acc. [m/s^2]	Rms [FL] Wheel Deflection [m/s]	Rms [FL] Tire Vertical Load [N]	Rms pitch Acc. [rad/s^2]
SH	1.1083	0.2360	5385.8	0.9899
Passive Comfort	1.5249	0.2536	5407.3	1.1080
Passive Sport	1.6917	0.2161	5357.8	1.3593
SH-GH	1.1618	0.2343	5386.2	1.0446
SH-GH2	1.2497	0.2276	53829	1.1200

4.2.Second Scenario

For the second scenario, passive and SH logics were compared. Three SH control logics with different tuning parameters for roll motion control showed better performances for the body and pitch accelerations. On the other hand, according to table 3, the same logic showed poor performance for the roll acceleration and velocity, while gains were particularly tuned the roll-oriented for SH- CksyR1, SH- CksyR2, and SH- CksyR3. During the cornering, the roll angle, force request and delivered force can be in figure 11. It can be seen that the actuator's response is not sufficient for the force request. Figure 12 shows the stroke speed of the dampers during the cornering.

Table 3. Cornering Test (Flat Surface)

Controller Type	Rms Body Acc. [m/s^2]	Roll Acc. [rad/s^2]	Roll Vel. [rad/s]	Pitch Acc. [rad/s^2]	Rms pitch Vel. [rad/s]	Rms Body lateral acc. [m/s^2]
Passive Comfort	0.1553	0.0714	0.0057	0.2001	0.0189	2.3053
Passive Sport	0.1508	0.0721	0.0056	0.2080	0.0154	2.3044
SH CskyR1	0.1230	0.0735	0.0057	0.1856	0.0176	2.3055
SH CskyR2	0.1237	0.0735	0.0057	0.1868	0.0176	2.3054
SH CskyR3	0.1227	0.0788	0.0058	0.1854	0.0175	2.3054

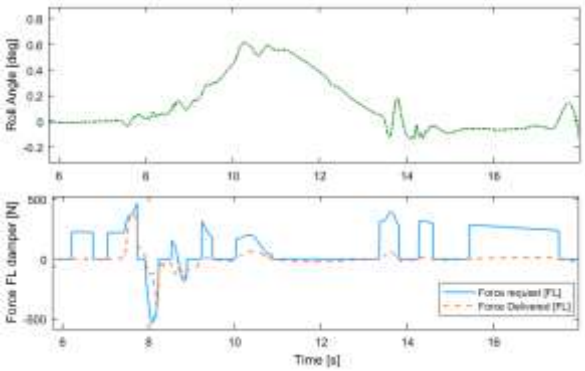


Figure 11.*Roll angle and high-level controller force request vs delivered force by the FL actuator.*

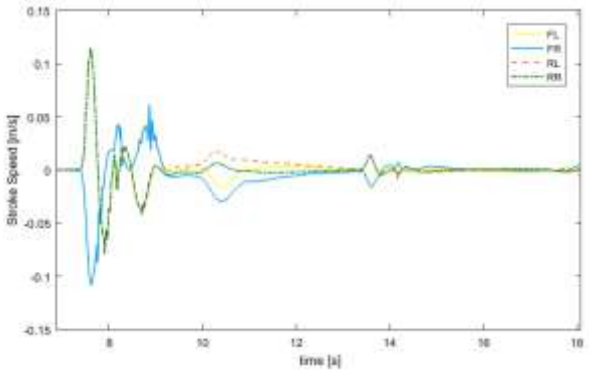


Figure 12.*Damper's stroke speed during cornering-second scenario*

5.DISCUSSION

In this study, the SH control approach was applied to the full vehicle model. The virtual restoring forces and moments resulting from the SH approach at the center of gravity of the vehicle were calculated using the input decoupling transformation method. The SH controller was used to control the sprung mass, while the GH method was used to control the unsprung mass of the vehicle. GH method controlled each of the tire, independently. The force-request was distributed to each actuator from the global SH and GH controllers, continuously. However, the GH and SH rules were applied to the force request, separately, depending on the body speed and stroke speeds of the actuators, meaning the force requests were discontinuous. The force requests were collected into the summing junctions, then, passed into the low-level controllers those calculated the necessary electric current depending on the force request and stroke speed.

In the first scenario, the proposed road profile had a wide frequency spectrum (up to 150Hz). According to the results in table 2, SH control could provide the minimum vibration transmissibility. When the GH was integrated into the SH to balance the conflict between comfort and road holding, it reduced the rms of wheel deflection speed, but it also reduced the ride performance with respect to pure SH, as expected. According to rms body acceleration, SH control provided about 27% and 34% improvements in terms of vibration transmissibility when compared to the passive suspension's comfort and sport characteristics, respectively. As expected, the centralized SH control had superior vibration attenuation performance, when the GH control improved the road holding.

In the second scenario, due to the low excitation of the dampers, expected forces could not be generated to reduce the roll motion. However, as the semi-active damper does not have continuous force supply and control strategy causes sudden force-change, thus relatively low-reduction of roll motions. The lower roll prevention performance in the second scenario of this study, can also be supported by Ahmadian (Ahmadian, Simon, 2004) and Binder's studies (Binder,

Khajepour, 2014). Reductions provided in the sudden force changes can be a solution to improve roll motion behaviour. However, sudden force changes can further be improved in a future study, by the modification of the high-level control strategy to increase the minimum level of the damping while vehicle is cornering, and/or applying additional low pass filters to reduce the damping force variation.

ACKNOWLEDGMENT

This study was a part of the research, financially supported by the Groupe Renault S.A.S.

REFERENCES

[1] Ahmadian, Mehdi, and Emmanuel Blanchard. (2008). "Ride Performance Analysis of Semiactive Suspension Systems Based on a Full-Car Model." In *2007 Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, DETC2007*, 3 PART B:1261–70. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.

[2] Ahmadian, Mehdi, and David E Simon. (2004). "Can Semiactive Dampers with Skyhook Control Improve Roll Stability of Passenger Vehicles ," no. 724.

[3] Besinger, F. H., D. Cebon, and D. J. Cole. (1995). "Force Control of a Semi-Active Damper." *Vehicle System Dynamics* 24 (9): 695–723.

[4] Binder, Michael K., and Amir Khajepour. (2014). "Optimal Control Allocation for Coordinated Suspension Control." In *Proceedings of the American Control Conference*, 2126–31. Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc.

[5] Carratù, Marco, Antonio Pietrosanto, Paolo Sommella, and Vincenzo Paciello. (2017). "Velocity Prediction from Acceleration Measurements in Motorcycle Suspensions." In *I2MTC 2017 - 2017 IEEE International Instrumentation and Measurement Technology Conference, Proceedings*. Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc.

[6] Casteren, Dave van, Bart Gysen, John Kessels, Johan Paulides, Paul van den Bosch, and Elena Lomonova. 2013. "Non-Linear Full-Car Modeling and Sky-Hook Control for a Direct-Drive Active Suspension System." *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems* 6 (1): 252–68.

[7] Emura, Junichi, Shinobu Kakizaki, Fumiyuki Yamaoka, and Michiya Nakamura. (1994). "Development of the Semi-Active Suspension System Based on the Sky-Hook Damper Theory." *SAE Technical Papers*, no. 41 2.

[8] Hong, Keum Shik, Hyun Chul Sohn, and J. Karl Hedrick. (2002). "Modified Skyhook Control of Semi-Active Suspensions: A New Model, Gain Scheduling, and Hardware-in-the-Loop Tuning." *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME* 124 (1): 158–67.

[9] Ikenaga, S., F. L. Lewis, J. Campos, and L. Davis. (2000). "Active Suspension Control of Ground Vehicle Based on a Full-Vehicle Model." *Proceedings of the American Control Conference* 6 (June): 4019–24.

[10] J. Campos1, L. Davis, F. L Lewis, S. Ikenaga, S. Scully, and M. Evans. (1999). "Active Suspension Control of Ground Vehicle Heave and Pitch Motions," 68–70.

[11] Karnopp, D., M. J. Crosby, and R. A. Harwood. (1973). "VIBRATION CONTROL USING SEMI-ACTIVE FORCE GENERATORS." In *ASME Pap*.

[12] Kojima, Hiroyoshi, Jiro Nakano, Hiroshi Nakayama, Naoto Kawashima, and Hiroshi Fujimoto. (1991). "Development of New Toyota Electronic Modulated Suspension - Two Concepts for Semi-Active Suspension Control." In *SAE Technical Papers*. SAE International.

[13] Savaresi, Sergio M., and Cristiano Spelta. (2007). "Mixed Sky-Hook and ADD: Approaching the Filtering

Limits of a Semi-Active Suspension." *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME* 129 (4): 382–92.

[14] Savaresi, Sergio, Charles Poussot-Vassal, Cristiano Spelta, Olivier Sename, and Luc Dugard. (2010). "Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles." *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*, 71–90.

[15] Thenozhi, Suresh, Wen Yu, and Ruben Garrido. (2012). "A Novel Numerical Integrator for Structural Health Monitoring." In *Proceedings - 2012 5th International Symposium on Resilient Control Systems, ISRCS 2012*, 92–97.

[16] Valášek, M., M. Novák, Z. Šika, and O. Vaculín. (1997). "Extended Ground-Hook - New Concept of Semi-Active Control of Truck's Suspension." *Vehicle System Dynamics* 27 (5–6): 289–303.

[17] Xubin Song. (1999). "Design of Adaptive Vibration Control Systems with Application of Magneto-Rheological Dampers." Virginia Tech., Mechanical Engineering Dept., Ph.D Thessis.

[18] Yao, Jialing, Saied Taheri, Songmei Tian, Zhongnan Zhang, and Liang Shen. (2014). "A Novel Semi-Active Suspension Design Based on Decoupling Skyhook Control." *Journal of Vibroengineering* 16 (3): 1318–25.

OBTAINING HEMATITE FROM DOMESTIC SCALE (IRON OXIDE) AND SYNTHESISE IT WITH STRONTIUM CARBONATE AND PRODUCE STRONTIUM HEXAFERRITE BASED FERRITIC MAGNET POWDER

Orhan Uras Kurtuluş[1*], Rukiye Ertan[2]
[1]Department of Automotive Engineering, Engineering Faculty, Bursa Uludağ University, Görükle TR-16059 Bursa, Turkey
[2]Department of Automotive Engineering, Engineering Faculty, Bursa Uludağ University, Görükle TR-16059 Bursa, Turkey
*Corresponding author`s e-mail: o.uraskurtulus@gmail.com
[1]Orcid number: 0000-0001-8183-6376
[2]Orcid number: 0000-0002-9631-4607

Abstract

In this study, iron oxide pieces were taken as samples from rolling plant of 6 different domestic companies which placed in iron and steel manufactring industry in Turkey. By examining the crystal structures of the raw samples, the closest primary iron oxide sample that could reach the targeted hematite (Fe_2O_3) ratio was determined. In addition to the study, the crystal structures of the treated iron oxide samples were examined by applying grinding for 15 seconds each of these iron oxide samples and 800 °C heat treatment processes, and the closest secondary iron oxide sample that could reach the targeted hematite ratio was determined. The mechanical synthesis process was realized via high energy wet milling process. The stoichiometric ratio ($SrCO_3/Fe_2O_3$) was changed from 1:5 to 1:6 and the influence of stoichiometric ratio was investigated with regards to magnetic properties. Different strontium hexaferrite ($SrFe_{12}O_{19}$) powder output was produced by mechanically synthesised primary and secondary optimum iron oxide samples with strontium carbonate raw material in different variations according to stoichiometric ratios by performing crystal structure and magnetic analysis of the obtained powder outputs, the magnetic performance of commercially produced magnets was partially achieved. The maximum magnetic properties were obtained with 1:5.0 $SrCO_3/Fe_2O_3$ stoichiometric ratio. The coercivity (Hc) value for 1:5.0 stoichiometric ratio were obtained as 1041.184 Oe.

Keywords: Strontium hexaferrite; Heat treatment; Mechanochemical synthesis

Declarations

Funding: This work is part of a project supported by Rumelisiad Girişim and National Boron Research Institute (BOREN).

Conflicts of interest/Competing interests: The authors declare that they have no conflict of interest.

Availability of data and material: The raw/processed data required to reproduce these findings will be shared at the time the paper is accepted.

Code availability: Not applicable

1. Introduction

Ferrites with hexagonal structures, called hexaferrites. They are used as permanent magnets, magnetic recording media, data storage devices, microwave components, high frequency circuits and operating devices. Since the last lan60 years enormous progress in fundamental, theoretical and experimental laboratory studies of different properties of hexaferrites, their synthesis, and engineering of a wide range of microwave and mm-wave coatings and devices on their basis, has been achieved. In the last decades there has been great interest in the hexaferrites because of their room temperature ferromagnetic and insulating properties. On account of their superior chemical stability, mechanical hardness, excellent corrosion and wear resistance, low level of media noise and high Curie temperature, they are suitable for rigid disk media [1-2]. Hexagonal ferrites are divided into six different types: M, W, Y, X, U and Z. A ferrite having high value of coercivity (Hc) is known as a hard ferrite; while having low value of Hc is known as a soft ferrite. Magnetic properties of hexaferrites are linked to their crystal structures.

The aim of this study is to produce strontium ferrite magnet by using strontium carbonate that can be obtained from iron oxide and celestine which are national raw material and to investigate the parameters (calcination temperature, and duration, impurities etc.) that affect final material of synthesis process also to make the process more cost efficient and decrease dependence on overseas regarding production of magnets. Mixing ratio of compositions and reaction times determined as parameters in experiment conditions. Moreover, experiments carried out with high purity strontium carbonate and hematite to comparison Compositions calcined with different times. The composition of materials measured phases' semi-quantitative analysis characterized by XRD.

2. Experimental

In this study, It was taken below materials from China;

S1 : Strontium carbonate ($SrCO_3$) powder: 98% purity
S2 : Strontium carbonate ($SrCO_3$) powder: 99% purity
R1 : Red iron powder: 99% purity
XK1 : Pre-sintered prepared magnetic powder of Y30 ferritic magnet grade ($SrFe_{12}O_{19}$)

XK1 sample was taken from China as ready sample in order to check and compare experiment results of this article. Any production process or treatment were not performed to XK1, just measured magnetic performance and was drawn hysteresis loop of XK1 by vibrating-sample magnetometer (VSM) withing working conditionals of 0.0693 gr, 75 Hz frequency and room temperature. Furthermore, semi-quantitative analyses of XK1, S1 and S2 were carried out and the crystalline phases were identified by XRD measurements using a Panalytical Empyrean model X-ray diffractometer device with CuKα radiation at room temperature. The patterns were collected in the range of $10 \leq 2\theta \leq 110°$ intervals with a step size of 0.01313° and time per step of 15.300 (s).

Iron oxide samples were taken as samples from rolling plant of 6 different companies which placed in iron and steel manufactring industry in Turkey. Iron oxide pieces were crushed through vibratory disc mill within 15 seconds for every each sample for preparing convenient particle size to sample holder of XRD. All of pieces were performed cyrstal structure analysis by XRD which was used above same analysis conditionals as XK1, in order to determine hematite and other phase ingredients. According to results of elemental analysis and crystal structure of iron oxide samples, T11 sample additionally was determined and called as T1 max. value when it was compared Fe_2O_3 values of all samples. So, we had T11, T14, T15, T16, T18, T19, T1max. (has highest Fe_2O_3 value) samples.

Before the calcination stage, it is necessary to keep the iron oxide powder in the sintering kiln furnace at a high temperature in order to ensure the stoichiometric ratio with the strontium carbonate powder. Thus, it is ensured that the whole structure is transformed into Fe_2O_3 structure [8]. After determine sample numbers, it was performed heat treatment process to T11, T14, T15, T16, T18, T19 samples which placed different alumina crucibles separately within heat specifications of 800 °C, 12 hours, 8 °C/min. and made cool inside furnace from 800 °C until 400 °C and outside from 400 °C to room temperature by sintering kiln furnace. Besides, it was performed heat treatment process to T1 max. sample within heat specifications of 800 °C, 6 hours, 5 rpm by rotary kiln furnace. Application purpose of study both sintering kiln furnace and rotary kiln furnace to compare hematite amounts. End of rotary kiln process, T1max. sample was called as T2 max.
In following heat treatment processes, all output samples were crushed coarsely through mortar which had ceramic structure and then crushed through vibratory disc mill within 15 seconds for each sample as fine particle size in order to prepare samples to sample holder of XRD. Semi-quantitative analyzes of all samples were carried out by XRD which

was used above same analysis conditionals as XK1. Whole crushing and heat treatment processes were shown in Table 5 in order to make understandable sample names and values.

Table 5. Crushing and heat treatment processes of all samples

Input Sample Names	**T11**	**T14**	**T15**	**T16**	**T18**	**T19**	**T1 max.**
Sintering Kiln Furnace	√	√	√	√	√	√	
Rotary Kiln Furnace							√
Crushing in Mortar	√	√	√	√	√	√	
Vibratory Disc Mill	√	√	√	√	√	√	√
Output Sample Names	T21	T24	T25	T26	T28	T29	T2 max.
XRD	√	√	√	√	√	√	√

Common method used for the production of hexagonal ferrites is the traditional ceramic method. In the traditional ceramic method, iron oxide (Fe_2O_3) is mixed with strontium carbonate ($SrCO_3$) or strontium oxide (SrO) as the starting material. The stoichiometric ratio ($SrCO_3/Fe_2O_3$) was changed from 1:5.5 to 1:6.6 by 0.1 increments, and the influence of stoichiometric ratio was investigated with regards to phase structure and magnetic properties. [31]

K5 : S1/5R1 (used sintering kiln furnace)
K6 : S1/6R1
K8 : S2/6R1
K14 : S1/6T2 max.
K21 : S1/5T28

K5 Sample Process: S1/5R1 (used sintering kiln furnace)

480g K5 powder was used totally and put 20g S1 + 100g R1 materials inside 1 stainless steel jar which placed on dry ball mill machine in order to milling as dry during 30 minutes within 200 rpm and 15 pieces of 10 mm steel balls. There were 4 stainless steel jars such (4 jar x 120g = 480g). Also, milling process was performed 350 rpm and 5 minutes in same machine as addition process. Then, milled powder was put in alumina crucible for heat treatment which was performed by sintering kiln furnace within 1150 °C, 12 hours and 8 °C/min. specifications. After heat treatment, amount of powder was measured as 20g. High energy wet ball machine was used for milling process. 20g powder, 4.8 mm steel ball with 150g, 20 mL isopropyl were put inside hard steel jar and wet milled. After wet milling process, slurry (milled powder) was cleaned with isopropyl on 2 mm sieve. Clean slurry was dried in fume cupboard with 80 °C heat table during 6 hours. End of all process, Semi-quantitative analysis of K5 powder were performed by XRD.

K6 Sample Process: S1/6R1

28g K6 powder was used totally and put 4g S1 + 24g R1 materials inside 1 stainless steel jar which placed on high energy wet ball machine in order to milling as dry during 12 minutes within 10 mm steel balls. Then, milled powder was put in alumina crucible for heat treatment which was performed by sintering kiln furnace within 1150 °C, 12 hours and 8 °C/min. specifications. After heat treatment, amount of powder was measured as 20g. High energy wet ball machine was used for milling process. 20g powder, 4.8 mm steel ball with 150g, 20 mL isopropyl were put inside hard steel jar and wet milled. After wet milling process, slurry (milled powder) was cleaned with isopropyl on 2 mm sieve. Clean slurry was dried in fume cupboard with 80 °C heat table during 6 hours. End of all process, Semi-quantitative analysis of K6 powder were performed by XRD.

K8 Sample Process: S2/6R1

28g K8 powder was used totally and put 4g S2 + 24g R1 materials inside 1 stainless steel jar which placed on high energy wet ball machine in order to milling as dry during 12 minutes within 10 mm steel balls. Then, milled powder was put in alumina crucible for heat treatment which was performed by sintering kiln furnace within 1150 °C, 12 hours and 8 °C/min. specifications. After heat treatment, amount of powder was measured as 20.92g. High energy wet ball machine was used for milling process. 20.92g powder, 4.8 mm steel ball with 150g, 20 mL isopropyl were put inside hard steel jar and wet milled. After wet milling process, slurry (milled powder) was cleaned with isopropyl on 2 mm sieve. Clean slurry was dried in fume cupboard with 80 °C heat table during 6 hours. End of all process, Semi-quantitative analysis of K6 powder were performed by XRD.

K14 Sample Process: S1/6T2 max.

28g K14 powder was used totally and put 4g S1 + 24g T2 max. materials inside 1 stainless steel jar which placed on high energy wet ball machine in order to milling as dry during 12 minutes within 10 mm steel balls. Then, milled powder was put in alumina crucible for heat treatment which was performed by sintering kiln furnace within 1150 °C, 12 hours and 8 °C/min. specifications. After heat treatment, amount of powder was measured as 20.10g. High energy wet ball machine was used for milling process. 20.10g powder, 4.8 mm steel ball with 150g, 20 mL isopropyl were put inside hard steel jar and wet milled. After wet milling process, slurry (milled powder) was cleaned with isopropyl on 2 mm sieve. Clean slurry was dried in fume cupboard with 80 °C heat table during 6 hours. End of all process, Semi-quantitative analysis of K6 powder were performed by XRD.

K21 Sample Process: S1/5T28

24.17g K21 powder was used totally and put 4g S1 + 20.17g T28 materials inside 1 stainless steel jar which placed on high energy wet ball machine in order to milling as dry during 12 minutes within 10 mm steel balls. Then, milled powder was put in alumina crucible for heat treatment which was performed by sintering kiln furnace within 1250 °C, 6 hours and 8 °C/min. specifications. After heat treatment, amount of powder was measured as 18.8g. High energy wet ball machine was used for milling process. 18.8g powder, 4.8 mm steel ball with 150g, 20 mL isopropyl were put inside hard steel jar and wet milled. After wet milling process, slurry (milled powder) was cleaned with isopropyl on 2 mm sieve. Clean slurry was dried in fume cupboard with 80 °C heat table during 6 hours. End of all process, Semi-quantitative analysis of K6 powder were performed by XRD.

It was performed semi-quantitative analyzes to 5 different compositions of ferritic powders by XRD. After determined K21 final magnetic powder, magnetic specifications of K21 were measured and drawn hysteresis loop through by vibrating-sample magnetometer (VSM) and compared it with magnetic performance of XK1.

3. Results and Discussion

Magnetic parameters of XK1 were shown in Table 1.

Table 1. Magnetic parameters of XK1

Measurement Spec.	Upward Part	Downward Part	Average	Parameter 'definition'
Hysteresis Loop				Hysteresis Parameters
Hc (Oe)	11.234	-19.318	15.276	Coercive Field: Field at which M/H change sign
Ms (emu)	5.875E+0	-5.828E+0	5.851E+0	Saturation Magnetization: maximum M measured
Hc offset (Oe)	11.23	-19.32	-4.04	(Hc upward curve + Hc Downward curve)/2
Mr (emu)	-73.913E-3	127.524E-3	100.719E-3	Remanent Magnetization: m at H=0
S	0.01	0.02	0.02	Squareness: Mr/Ms
Area (Oe*emu)	842.909E+0	-	-	Area enclosed by the hysteresis loop
Slope at Hc (emu/Oe)	0.007	0.007	0.007	Sloop at Hc

It was observed and checked through XRD analysis that pre-sintered prepared magnetic powder of Y30 ferritic magnet grade ($SrFe_{12}O_{19}$) had 98% purity as description of raw material supplier.

Ingredients of S1 and S2 was determined by XRD in order to check impurity which is shown in Table 2.

Table 2. Chemical composition results of S1 and S2 (%)

Element	S1	S2
Strontianite	100	100

It was taken results of elemental analysis of iron oxides which were taken from 6 different companies and performed by X-ray fluorescence (XRF) of factories which gave samples. Quantitative results of elemental analyzes were given in Table 4. Elemental analysis conditionals were not known due to carried out before by own laboratories of factories. It was seen that elemental ingredients of iron oxides samples include different elements in alloy.

Table 4. Elemental analysis results (%)

Element	T11	T14	T15	T16	T18
Fe_2O_3	95.08	72.56	72.86	69,75	71.83
SiO_2	1.01	-	0.69	3.481	0.55
Cr_2O_3	0.67	-	-	-	-
MnO	0.89	-	0.66	-	0.441
MgO	0.20	-	0.36	0.286	-
CaO	0.66	-	0.13	3.513	0.33
Al_2O_3	0.40	-	0.03	0.905	0.14
NiO	0.11	-	-	-	-
Ni	-	-	0.033	-	-
Na_2O	0.00	-	0.035	0.484	-
CuO	0.58	-	-	-	0.1442
Cu		-	0.057	0.044	-
Cl	0.10	-	-	-	-
C	0.06	-	0.049	-	-
S	0.04	-	0.018	-	0.079
P	-	-	0.015	-	-
Zn	-	-	0.008	0.005	0.0071
TiO_2	-	-	0.007	-	-
As	-	-	0.004	-	0.0065
Humidity	1.08	3.94	-	-	-
Oil	-	0.04	0.03	-	1.14

It was observed that chemical compositions rates of iron oxide samples had different from each other because of alloy varieties and oil amounts of companies through XRF anaylsis chemical compositions of iron oxide samples which was shown in Table 4 . The chemical composition results of iron oxide samples were given in Table 3.

Table 3. Chemical composition results of iron oxide samples (%)

	T11	T14	T15	T16	T18	T19
Wuestite	68,8	22,2	73,2	34,0	63	71,4
Magnetite	19,6	26,0	19,6	44,8	27,2	24,2
Iron	3,3	41,7	3,4	3,0	3,7	2,8
Hematite	8,3	10,1	3,8	9,5	6,0	1,6
Akermanite	-	-	-	8,7	-	-

After heat treatment of iron oxide samples which performed through sintering and rotary kiln furnaces, it was observed that treated samples were agglomerated as coarse particle. Therefore, it needed to crush through mortar and disc mill machine. Semi-quantitative analyzes results of heat treatment iron oxide samples were shown in Table 6.

Table 6. Results of semi-quantitative analyzes (%)

	T21	**T24**	**T25**	**T26**	**T28**	**T29**	**T2 max.**
Wuestite	-	-	-	-	-	-	14.4
Magnetite	17.5	17.5	6.9	11.2	-	6.7	65.4
Iron	1.7	1.8	1.7	1.5	1.6	2.0	1.8
Hematite	80.9	80.7	91.4	78.2	98.4	91.3	18.3
Akermanite	-	-	-	9.2	-	-	-

According to results of Table 5 and Table 6, it was chosen T1 max., T2 max, and T28 which had highest hematite amount as 98.4% among all samples. Although T1 max. and T2 max did not have high hematite, we chose these samples in order to determine effect of rotary kiln furnace which is known that rotary kiln process increase magnetic performance of magnetic powder as literature sources. Furthermore, it was observed that wuestite phases of iron oxide samples transform to magnetite phase within effect of heat treatment process.

After heat treatment processes of final magnetic powders (K5, ……, K21), it was observed that treated powder was agglomerated as coarse particle. Therefore, wet milling processes were performed to powders in order to decrease micron sizes as well drying in fume cupboard in following step for drying and preparing samples to XRD analysis. Results of semi-quantitative analyzes of the final powders was show in Table 7.

Table 7. Results of semi-quantitative analyzes of the final powders (%)

	K5	**K6**	**K8**	**K14**	**K21**
Strontium Dodecairon (III) Oxide	97.4	97.8	98.0	-	98.0
Strontium Dodecaferrate (III)	-	-	-	75.7	-
Strontium Iron Oxide (1/1/2,79)	-	-	-	-	-
Iron	2.6	2.2	2.0	2.4	2.0
Hematite	-	-	-	21.9	-

T1 max. was chosen due to had highest hematite value without heat treatment for strontium hexaferrite synthesis. T2 max. was chosen in order to observe effect of heat treatment in strontium hexaferrite synthesis. T28 was chosen as highest hematite value among all processed samples for strontium hexaferrite synthesis. S1and S2 were chosen in order to observe effect of purity in strontium hexaferrite synthesis. R1 was also chosen for strontium hexaferrite synthesis. After determined above samples as most optimum and convenient synthesis ingredients, all of them were synthesised with each other at certain values which refer K5, K6, K8, K14, K21.

4. Conclusions

In this study, it was studied to produce strontium hexaferrite magnetic powder within iron oxide synthesis which was taken from domestic factories. Based on the test results and crystal structure analyses the following conclusions were derived:

According to results of all synthesis experiments (was given in Table 7), it was observed that K21 synthesis had highest strontium hexaferrite value which was chosen as the final magnetic powder within 98%.

Magnetic performance comparison of K21 and XK1 was shown in Table 9.

Table 9. Magnetic Performance Comparison of K21 and XK1

Average Values	K21	XK1	Parameter 'definition'
Hysteresis Loop			Hysteresis Parameters
Hc (Oe)	1041.184	15.276	Coercive Field: Field at which M/H change sign
Ms (emu)	3.646E+0	5.851E+0	Saturation Magnetization: maximum M measured
Hc offset (Oe)	-2.57	-4.04	(Hc upward curve + Hc Downward curve)/2
Mr (emu)	1.841E+0	100.719E-3	Remanent Magnetization: m at H=0
S	0.50	0.02	Squareness: Mr/Ms
Area (Oe*emu)		-	Area enclosed by the hysteresis loop
Slope at Hc (emu/Oe)	0.002	0.007	Sloop at Hc

- Synthesises of red iron (R1) within different purities of strontium carbonate (S1 and S2) did not reach to aimed strontium hexaferrite value which indicate K5, K6, K8.
- 3 different samples of domestic iron oxide as optimum and most convenient sample were chosen which refer T1 max., T2 max. and T28. It was observed that synthesises of T1 max. and T2 max. with strontium carbonate did not reach to aimed strontium hexaferrite value which indicate K14, K21 as much as much as T28 which indicate K21 and 98% strontium hexaferrite value. In briefly, raw phase of iron oxide of T1 max. and heat treatment phase of rotary kiln process of T2 max. did not affect to reach to aimed strontium hexaferrite value. Therefore, T28 sample was most convenient iron oxide sample for synthesis.
- K21 sample reached to highest strontium hexaferrite value. Magnetic performance of K21 was compared with XK1, was observed that K21 reached to coercivity value of XK1 within 15-fold lower which was shown in Table 9.

Declaration of competing interest

The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to influence the work reported in this paper.

Acknowledgments

The authors would like to thank for supports on the project to Muhammed Nasuh Arık, Uğur Ayhan Beştepe and Prof. Dr. İlker Küçük who were working in National Boron Research Institute (BOREN), in Rumelisiad Girisim and Bursa Uludağ University respectively.

References

[1] Y. Chen, and M.H. Kryder, IEEE Trans. Magn. 34, 729-742 (1998).
[2] A. Morisako, X. Liu, and M. Matsumoto, J. Appl. Phys. 81(8), 4374-4376 (1997).
[3] R.C. Puller, Progress in Material science 57, 1191-1334 (2012).
[4] G. H. Jonker, H. P. Wijn, and P. B. Braun, Philips. Technol. Rev. 18, 145-151 (1956–57).
[5] Aras R., (2013) Yerli hammaddelerle stronsiyum hekzaferrit ($SrO.6Fe_2O_3$) mıknatıs üretiminde parametrelerin nihai ürüne etkileri, İstanbul Teknik Üniversitesi, Yüksek lisans tezi
[6] E. Kiani, A.S.H. Rozatian, M.H. Yousefi, Synthesis and characterization of SrFe12O19 nanoparticles produced by a low-temperature solid-state reaction method, J. Mater. Sci. Mater. Electron. 24 (2013) 2485–2492.
[7] T. Umadevi, A. Brahmacharyulu, P. Karthik, P.C. Mahapatra, M. Prabhu, M. Ranjan, Recycling of steel plant mill scale via iron ore sintering plant, Ironmak. Steelmak. 39 (2012) 222–227.
[8] M. Yazıcı. (1968). Demir–Çelik Metalurjisi, KOU kütüphanesi, Kocaeli, Türkiye.
[9] N. Gaballah, A. Zikry, M. Khalifa, A. Farag, N. El-Hussiny, M. Shalabi, Production of iron from mill scale industrial waste via hydrogen, Open J. Inorg. Non-Metallic Mater. (2013) 03.
[10] Y.-T. Chien, H.-C. Pan, Y.-C. Ko, Preparation and properties of barium ferrite using hot-rolled mill scale, J. Am. Ceram. Soc. 72 (1989) 1328–1332.

[11] Y.M.Z. Ahmed, M.M. Hessien, M.M. Rashad, I.A. Ibrahim, Nano-crystalline copper ferrites from secondary iron oxide (mill scale), J. Magn. Magn Mater. 321 (2009) 181–187.
[12] S.P. Narayan, O. Pandey, Preparation of strontium hexaferrite magnets from celestite and blue dust by mechanochemical route, J. Min. Metall. B Metall. 44 (2008) 91–99.
[13] R. Sezer, C. Arslan, Mechano-chemical conversion of celestite in highly concentrated sodium carbonate media, Physicochem. Probl. Min. Process. 55 (2019) 324–335.
[14] T. Rojac, M. Kosec, Mechanochemical synthesis of complex ceramic oxides, in: M. Sopicka-Lizer (Ed.), High-Energy Ball Milling, Woodhead Publishing, 2010, pp. 113–148.
[15] Kong, L. B., Zhang, T., Ma, J. ve Boey, F. J. P. i. M. S., 2008. Progress in synthesis of ferroelectric ceramic materials via high-energy mechanochemical technique, 53,2, 207-322.
[16] Miclea, C., Tanasoiu, C., Miclea, C. F., Spanulescu, I., Gheorghiu, A. ve Cioangher, M., Advances in Science and Technology 2006, Structure and Magnetic Properties of Strontium Hexaferrite Nanopowders Prepared by Mechanochemical Synthesis, 45: 321-326.
[17] Gonzalez, F. N. T., Rosales, I. R. B., Serna, P. V., de Jesus, F. S., Miro, A. M. B., Hernandez, A. G. ve Kusy, M., 2019. Reducing the crystallite and particle size of $SrFe_{12}O_{19}$ with PVA by high energy ball milling, Journal of Alloys and Compounds, 771, 464-470.
[18] F.N. Tenorio Gonzalez, I.R. Barajas Rosales, P. Vera Serna, F. Sánchez de Jesus, A.M. Bolarin Miró, A. Garrido Hernández, M. Kusý, Reducing the crystallite and particle size of $SrFe_{12}O_{19}$ with PVA by high energy ball milling, J Alloy Compd, 771 (2019) 464-470.
[19] M. Stingaciu, M. Topole, P. McGuiness, M. Christensen, Magnetic properties of ball-milled $SrFe_{12}O_{19}$ particles consolidated by Spark-Plasma Sintering, Sci Rep-Uk, 5 (2015) 14112.
[20] S. Selvaraj, U. Gandhi, L.J. Berchmans, U. Mangalanathan, Effect of magnetic ion substitution on the structure and temperature-dependent magnetic properties of strontium hexaferrite, Materials Technology, 36 (2021) 36-45.
[21] V. Dixit, S.-G. Kim, J. Park, Y.-K. Hong, Effect of ionic substitutions on the magnetic properties of strontium hexaferrite: A first principles study, AIP Advances, 7 (2017) 115209.
[22] V. Harikrishnan, P. Saravanan, R. Ezhil Vizhi, D.R. Babu, V.T.P. Vinod, P. Ke zlar, M. Černík, Effect of annealing temperature on the structural and magnetic properties of CTAB-capped $SrFe_{12}O_{19}$ platelets, J Magn Magn Mater, 401 (2016) 775-783.
[23] J. Hölser, M. Saure-Múzquiz, J. Ahlburg, M. Mørch, D.K. Grønseth, M. Christensen, Controlling structural and magnetic properties of $SrFe_{12}O_{19}$nanoplatelets by synthesis route and calcination time, Journal of Physics D: Applied Physics, 53 (2020).
[24] N. Oh, S. Park, Y. Kim, H. Kwon, S. Kim, K. Lim, Magnetic properties of M-type strontium ferrites with different heat treatment conditions, Rare Metals, 39 (2020) 84-88.
[25] A.M. Bolarín-Miró, F. Sánchez-De Jesús, C.A. Cortés-Escobedo, S. Díaz-De la Torre, R. Valenzuela, Synthesis of M-type SrFe12O19 by mechanosynthesis assisted by spark plasma sintering, J Alloy Compd, 643 (2015) S226-S230.
[26] S. Garehbaghi, A. Kianvash, Effect of various parameters on the microstructure and magnetic properties of sintered Sr-hexaferrite, Results Phys., 12 (2019) 1559-1568.
[27] F.H. Gjørup, M. Saura-Múzquiz, J.V. Ahlburg, H.L. Andersen, M. Christensen, Coercivity enhancement of strontium hexaferrite nano-crystallites through morphology controlled annealing, Materialia, 4 (2018) 203-210.
[28] G. Herzer, Grain structure and magnetism of nanocrystalline ferromagnets, Ieee T Magn, 25 (1989) 3327-3329.
[29] Huang, C.-C., Jiang, A.-H., Hung, Y.-H., Liou, C.-H., Wang, Y.-C., Lee, C.-P., Hung, T.-Y., Shaw, C.-C., Kuo, M.-F., Cheng, C.-H. J. J. o. M. ve Materials, M., 2018. Influence of CaCO3 and SiO_2 additives on magnetic properties of M-type Sr ferrites, 451, 288-294.
[30] Izadkhah, H., Zare, S., Somu, S., Lombardi, F. ve Vittoria, C. J. M. C., 2017. Utilizing alternate target deposition to increase the magnetoelectric effect at room temperature in a single phase M-type hexaferrite, 7,2, 97-101.
[31] K. İçin, S. Öztürk, D. D. Çakil, S.E. Sünbül, Effect of the stoichiometric ratio on phase evolution and magnetic properties of SrFe12O19 produced with mechanochemical process using mill scale, Ceramics International, 46 (2020) 14150-14160.

ELECTRIC BATTERY TESTS ON E-DYNAMIC SHAKER SYTEM

Hande BEZCİ ZEREN[1] , Semih KAVURUCU[1] , Sinan GÖKTEPE [1] , İsmail Hakkı SAVCI[2], Göktan KURNAZ[2],

[1,2]Ford OTOSAN R&D Center, Sancaktepe, 34885 Istanbul, Turkey
Correponding Author: Hande BEZCİ ZEREN, hzeren@ford.com.tr

ABSTRACT

This paper describes the random-mechanical test of an electric vehicle battery on an electrodynamic Shaker system in order to investigate the performance and life-cycle of the battery. Instrumented accelerometers, pressure transducers and thermocouples give the simultaneous behavior of the system under the given conditions.

Inner temperature and the pressure variations give the test signoff criteria suitability of the system.

Keywords: Electric Battery Test, Shaker, Durability Test.

1. INTRODUCTION

Electric batteries are the increasing demand of the green-technology markets for future vehicle systems. As being the most expensive and one of the most critical vehicle component, design and validation of battery systems require though testing [1]. Goal of these tests are not only to ensure durability of battery system, but also to ensure its safety under various abuse conditions.

Today's fast paced market, drives companies to accelerate battery design and validation testing using both analytical and rig resting, rather than on vehicle testing. Several methods are used for these performance tests: actuating the system with the vehicle position, on a Shaker system is the most preferred method for durability and mechanical abuse testing of the system. Vibration durability tests play an important role in the selection of components [2]. In particular, the relative exposure of the EV to different road surfaces and how such measurements were sequenced to form a representative vehicle life from which an accelerated life durability assessment of the design could be made [2].

This paper describes the random-mechanical test of an electric vehicle battery on an electrodynamic Shaker system in order to investigate the performance and life-cycle of the battery. There are many methods for vibrational tests of EV batteries [3-4]. Instrumented accelerometers, pressure transducers and thermocouples give the simultaneous behavior of the system under the given conditions.

2. TEST SYSTEM

The electric battery system is tested with the Shaker system in Durability Test Cell at Ford OTOSAN Gölcük Plant. Before the vibrational tests in order to reduce and eliminate fatigue modes NF (Natural Frequency) test and simulations completed. The convenience between test and simulations examined. Fixture modal analysis is correlated with test data and the battery tests started.

Electro dynamic shaker is a commercial test system that can collect acceleration data and calculate displacements on given Force levels. It is a durability based test system, that shakes the part under the road conditions.

Three movement directions can be tested on separate tests and the data is reported. Geometric dimensions of the system is given in the figure below. Mass and acceleration level of the requested test must be considered under this geometric limit and "F=ma" formula.

Vibration is applied on two modules: 1. Slip Table and 2. Head Expander. As given in the figure detailly, slip table tests the x and y direction and head expander run at z-direction tests.

For each test a specialized fixture must be designed and produced for putting the test part on the Slip table or head expander of the system.

Electro-dynamic shaker system tests the parts in a frequency range of 5-2500 Hz. The geometric dimensions of the system is given in the figure below. Shaker system has two main tables for three different testing directions(x-y-z). First one is the slip table and the x-y tests are run on this part. For z testing, head expender is mounted on the shaker for oscillating the system.

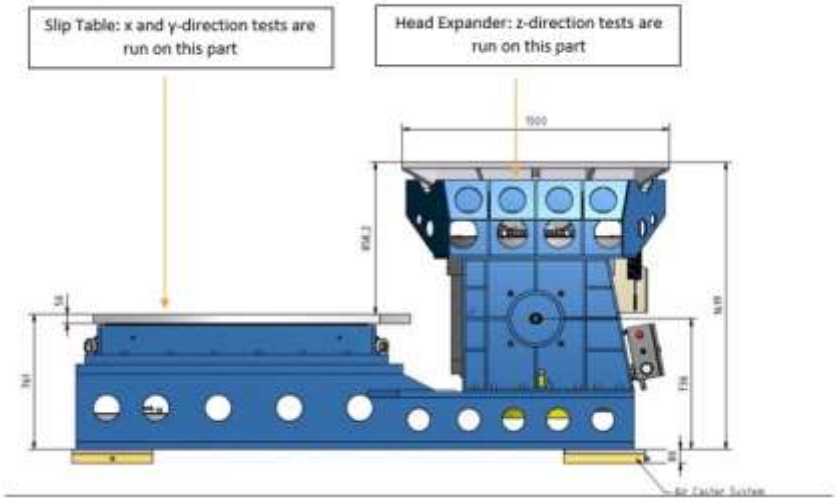


Figure 1. Durability Test Cell Shaker System

The vibration movement is generated by the interaction of electric current passing through the plunger coil and a magnetic field.

The force used to accelerate the moving element comprised of a ribbed body and the wrapped plunger coil is proportional to the coil current, the magnetic flux density, and the length of conductor in the magnetic field.

The vibration level of shaker can therefore be controlled by electric current intensity.

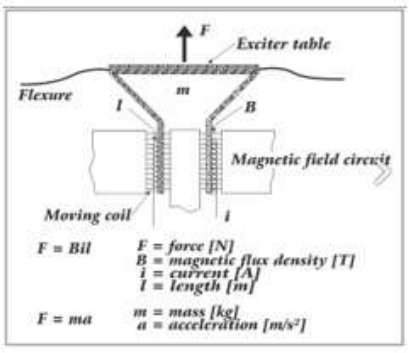


Figure 2. Shaker Vibration Body Diagram

Figure 2 shows the sectional view of a shaker. The magnetic field is generated by means of permanent magnets and, in case of larger, base-mounted ones, by means of electromagnets.

The maximum achievable acceleration is dependent on current intensity and total effective mass to be moved. At low frequencies, however, the limits of vibration velocity and displacement (travel) are reached earlier than those of acceleration.

Durability tests of battery components on shaker system can be organized by sine or random profiles. Tests are defined by a frequency or frequency range in Hz and acceleration. The acceleration is defined with respect to the gravitational constant g (9.81ms-2). With sinusoidal tests, both the frequency and acceleration can vary with time. A common sine vibration test is to sweep from a low to a high frequency with fixed or varying acceleration.

3. NFT Test

First step of durability testing is the Natural Frequency (NF) analysis of the system empirically. NF of the fixture and the battery must be measured and the system must be excited under the NF limits.

In order to investigate the NFs accelerometers are instrumented on the fixture walls as seen in the figures below:



Figure 3. NF Test Accelerometer Instrumentation

NF test profile is a sine (sinus profile) vibration test between 7-200 Hz. Acceleration data is collected for each instrumented accelerometer location.

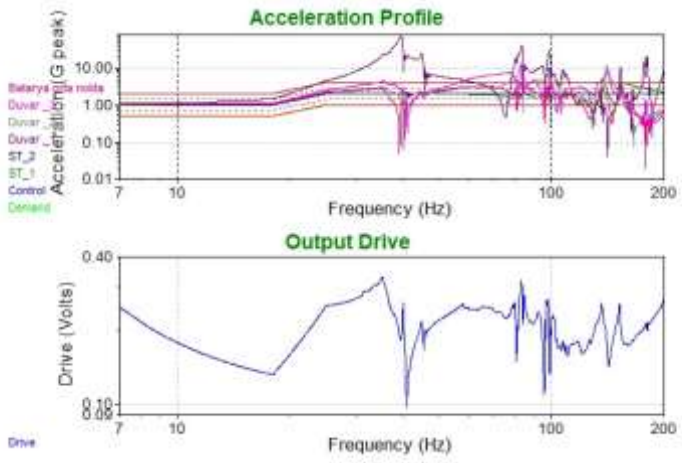


Figure 4. NF Test Result-x

Natural frequency peaks are at 40 Hz, 80 Hz and 185 Hz for x-direction.

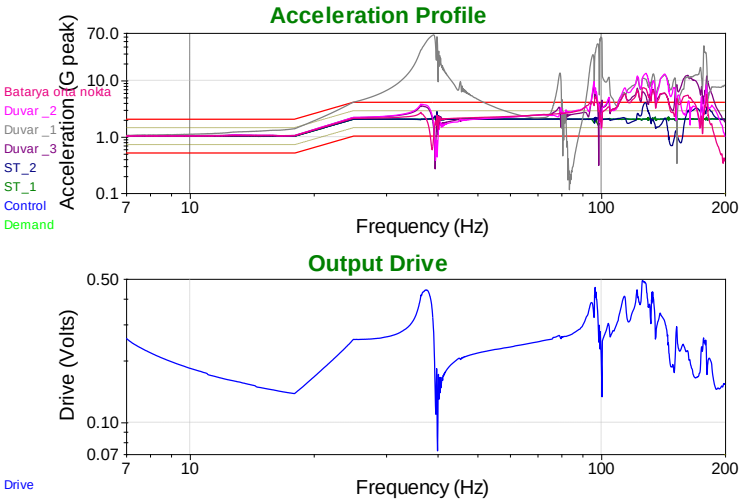


Figure 5. NF Test Result-y

The natural frequency peak points are similar with x-direction at y-direction. There are 3 critical points.

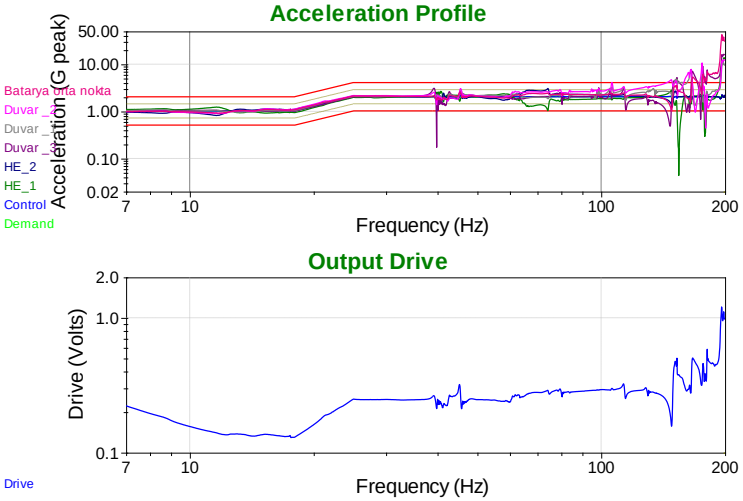


Figure 6. NF Test Results-z

There is no sudden peak on the Acceleration-Frequency graph, so that vibrational mode is not related with z-direction. X and y-directions have significantly greater fatigue damage potential and greater shock loading when compared to vibration profiles at z-direction.

4. Vibration Tests

Vibration test profile is sine sweep under requested conditions below.

	Test Procedure	*Cycles*	12	
No	Step	Step Description	Duration (min)	
1	Sinusoidal Wave with a Logaritmic Sweep	from 7 Hz to 200 Hz and 7 Hz	15	
		1 Cycle	15	min
		Total Cycle	180	min

Figure 7. Testing Specs

Sweep starts for 7 Hz and ends for 200 Hz than return to 7 Hz again in 15 minutes as 1 cycle. 12 total cycle is run. Total test time is 180 minutes for each direction.

Test sinus profile acceleration data is changed by frequency limits. Between 7-18 Hz the acceleration is 10 G, 18-25 Hz gradually increase from 10 G to 20 G, then for 25-200 Hz acceleration is 20 G.

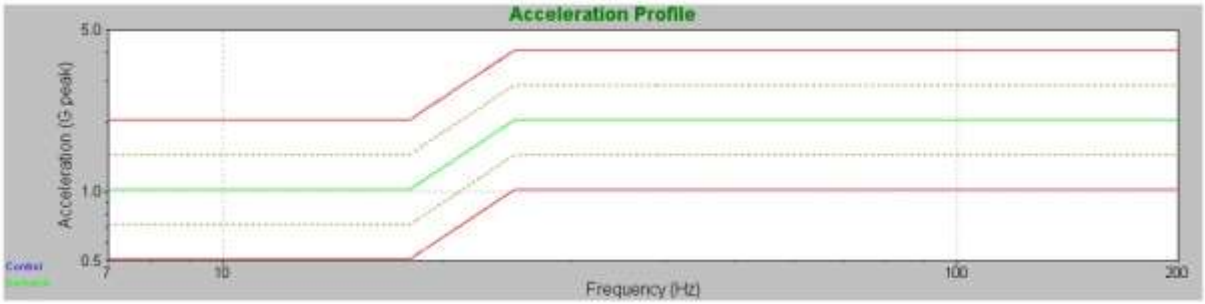


Figure 8. Test Vibration Profile

Total peak to peak velocity for the sine test is 0.22 m/s for each direction and the total displacement of the fixture is 10.33 mm for peak to peak.

Vibrational test are run on electro dynamic shaker system separately for each directions (x-y-z). The test requests are acceleration, temperature and pressure over the test time on requested instrumentation points.

First of all acceleration will be collected on accelerometers over the test time with shaker data acquisition box.

Three dimensional accelerometers are used for the tests and instrumentation points are as below:

Point-1: battery inner side

Point-2: battery upper-box

Point-3: battery wall

Point-1 is preferred in order to understand the inner movement of the battery through the test time.

Point-2 is mounted for understanding the vibration of upper-box and Point-3 is for investigating the wall excitations.

The instrumentation of Points are given on Figure.

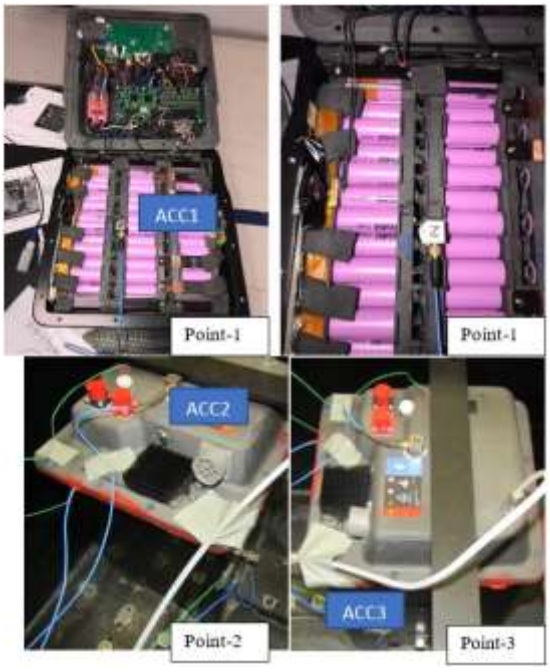


Figure 9. Accelerometer Instrumentation

After accelerometer instrumentation leakage control is completed and there is no leak on the battery instrumentation points.

Also, wall temperature of the battery is critical for Safety issues, so that the wall temperature is controlled on 3 different locations on the battery as given in the figure below. Thermocouple-1 and 2 are on the horizontal walls of the battery and Thermocouple-3 is on the upper box.

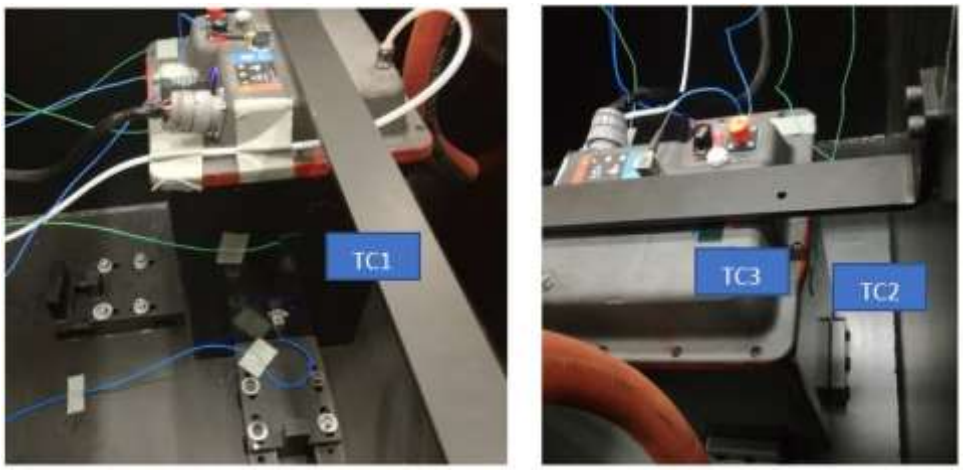


Figure 10. Thermocouple Instrumentation Points for Thermal Control



Figure 11. Test Part on Shaker for x, y and z-direction tests

Test fixture with the battery (total test part) is mounted on shaker system as given above. As explained in previous chapter, slip table is used for x-y directions tests and head expander is for z-direction.

The vibration of the slip table and head-expander must be under control through the test time so, two more accelerometers are instrumented on the table as given in the below in each test location (x-y-z). ACC3 and ACC4 is collecting the independent vibration data of the slip table under test conditions.



Figure 12. Slip Table and Head Expander Accelerometer Locations

Inner Pressure is also controlled over the test time for explosion risks. Inner pressure is collected on the pressure-meter for the upper box instrumentation location. Pressure sensor is named as PS as seen in the Figure below.



Figure 13. Pressure Sensor Location

Pressure data is processed by LMS Data Acquisition unit and also monitored the simultaneous data on screen visually over the test time for reducing the safety risks and leakage.

5. RESULTS

Vibration tests are completed for 3 different direcitons (x-y-z). The collected data over the test time are:

1. Vibration data for battery for 3 different instrumentation points
2. Inner pressure data for 1 inst. point
3. Surface temperature data for 3 instrumentation points

All data is examined under the test conditions and all the data is OK after the tests. No leakage, No non-excited accelerometer, No damaged thermocouple exist after the tests.

Vibration test is completed for 3 hours for each direction as requested. Demand and the tested acceleration values are adaptable with each other.

There is no deformation on the battery system after durability tests.

There is no deformation on the fixture after durability tests.

Natural frequencies of the vibration tests are convenient with computational durability analysis.

There is no sudden inner pressure rise through the test time that shows the system leakage, so there is no leak over the test time.

Surface temperatures are convenient with the electric-temperature screen values. No sudden temperature rise existed.

6. REFERENCES

[1] Stadler R., Maurer A., (2019), "Methods for Durability Testing and Lifetime Estimation of Thermal Interface Materials in Batteries", Batteries 2019, 5, 34; doi:10.3390/batteries5010034.

[2] Hooper J.M., Marco J., (2016), "Defining a Representative Vibration Durability Test for Electric Vehicle(EV) Rechargeable Energy Storage Systems (RESS)", World Electric Vehicle Journal Vol. 8 - ISSN 2032-6653 - ©2016 WEVA.

[3] Vibration and Thermal Cycling Test (Procedures, Appendices, and Warrick Peer Review), NHTSA.gov, pp:1158-1247.

[4] Ruiz V., "Standards for the performance and durability assessment of electric vehicle batteries", JRC Technical Reports, European Commission.

POSTERLER / POSTERS

BİR OTOMOBİL GERİ SİS LENSİ ÜZERİNDE KARŞILAŞILAN AKIŞ BİRLEŞME İZİNİN ÇİZGİSİNİN ORTADAN KALDIRILMASI

Fahri İbişoğlu*

*FEKA Otomotiv Mamülleri San. ve Tic. A.Ş. Ar-ge Böl. BURSA

ÖZET

Plastik ürünler, artık hayatımızın birçok alanında sağladığı avantajlar bakımından yaygın bir şekilde tercih edilmektedir. Fakat plastik parçaların üretiminde boyutsal kararlılık, estetik ve kalite yönlerinden kararlı bir üretim her zaman çok kolay olmayabilir. Kalıp ve makinedeki aşınma, parça geometrisindeki hatalar, ölçme cihazlarındaki hassasiyet ve kalibrasyon yetersizliği, hava şartları, hammaddedeki farklılıklar ve makine elektrik hattındaki dalgalanmalar vb. durumlar parça kalitesi üzerinde etkilidir. Bu gibi durumların iyileştirilmesi tamamen kontrol altına alınarak mümkün olabilir. Bu çalışmada, plastik bir parçanın üretim sahasında ilk üretim denemelerinde parça üzerinde yaşanan birleşim izi probleminin çözümüne yönelik olarak çalışmalar yapılmıştır. Bunun için ürün tasarımında ve üretim prosesinde yapılan değişikliklerin parçanın üretimi üzerindeki etkisi incelenmiştir. İyileştirme sürecinde parçanın görsel kaynaklı bu problemin iyileşim sürecini takip etmek için Autodesk Moldflow Insight yazılımından faydalanılmıştır. Her bir enjeksiyon parametresi faktörü tek tek değiştirilerek analizler tekrar gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlar değerlendirilerek optimum enjeksiyon parametrelerine ulaşılmıştır. Son aşamada elde edilen optimum güncel moldflow parametreleri ile üretim denemeleri tekrarlanmış ve bu denemelerde malzemenin akış durumuna göre birleşim izi kontrol altına alınarak, parametre kontrolü sağlanmış ve en uygun durum optimize edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Plastik Enjeksiyon, Moldflow, Kalıp, Sıcaklık, Basınç, Enjeksiyon Zamanı, Birleşim Çizgisi

1. GİRİŞ

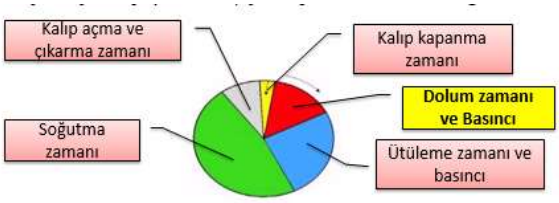
Dünyada sınırlı olan malzeme kullanımı, bilim ve teknolojideki yeni gelişmeler sonucunda çeşit ve kalite yönünden büyük gelişmeler göstermiştir. Bu malzemelerden biri ve belki de en önemlisi plastiklerdir. Plastiklerin son 20 yılda önemi giderek artmakta ve daha yaygın bir kullanım alanı bulmaktadır(Bknz. Şekil 1).



Şekil 1. Plastiğin kullanıldığı bazı alanlar

2. ÇALIŞMANIN KONUSU

Her sektörde olduğu gibi plastik sektöründe de hedef, düşük maliyetle üretim ile kalite seviyesi en üst düzeyde üretim yapmaktır. Buna bağlı olarak plastik proses sürecinde ürünlerin plastifikasyon oluşumu esnasında kalıp gözündeki iç basınç ve sıcaklık parametreleri de parça kalitesi açısından çok önemlidir. Bu parametreler hedeflenen değerde olmalıdır. Aksi taktirde hedefin dışında olması demek bazı enjeksiyon problemlerine (Birleşim izi, Eksik enjeksiyon, çapak, vb.) yol açması anlamına gelir.



Şekil 2. Bu proses parametreleri kalıp gözünün tam bir şekilde dolmasında önemli bir yer teşkil etmektedir.

3. DENEYSEL ÇALIŞMANIN YAPISI

Yapılacak olan deney çalışmasın da enjeksiyon kalıbında kullanılan güncel yolluk sistemleri ve makine parametrelerinin kontrolü ile birlikte, ürün tasarımında yapılacak değişikliğin basılan parçadaki birleşim çizgisi görünürlük durumuna etkisi hem simülasyon ortamında, hem de makine başında incelenmiştir.

Deneysel çalışmanın işlem basamaklarında aşağıdaki destek ekipmanlarından faydalanıldı. Bunlar;

A. 350 tonluk plastik enjeksiyon makinası
B. Geri sis lens kalıbı
C. Moldflow simülasyon yazılımı
D. Deney çalışmasında PMMA hammaddesi
E. MiniTab R14 deney tasarımı programı

3.1. Parça Geometrisi ve Termoplastik Malzemenin Özellikleri

Parça geometrisi x ve y eksenlerinde sırası ile 55mm x 190mm olup, prizmatik et kalınlığı 2,8 ile 2.2 mm aralığında değişmektedir. Şekil 3'de parça geometrisinin görseli verilmiştir.



Şekil 3. Lens 3D Cad data görseli

4. PROBLEM TANIMI

İlk üretim denemelerinde parçaların görsel kontrolleri sağlanarak lens parçası üzerinde, son dolum noktalarında birleşim izine rastlandı (Bknz. Şekil 4).

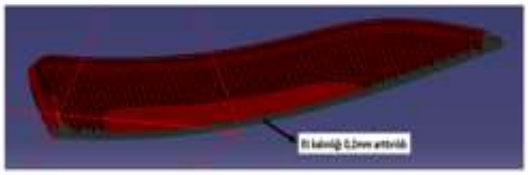


Şekil 4. Yaşanan birleşim izi problemi

Bu çalışmada amaç, parçanın plastik enjeksiyonda basılması sürecinde oluşan probleme etki eden faktörlerin hem sanal hem de gerçekteki durumun karşılaştırılması olduğu için çözüme yönelik metodların belirlenmesi yönünde çalışmalar yürütüldü.

5. İYİLEŞTİRME ADIMLARI

- İlk etapta ürün tasarımı yeniden gözden geçirilerek daha tasarım sürecinde yapılaması gereken adımlar belirlenmiştir. Sis bölgesinin et kalınlığında 0.2mm'lik et kalınlığı arttırımı yapılmıştır (Bknz. Şekil 5).



Şekil 5. Orijinal ürün tasarımında yapılan değişiklik

- Simülasyon çalışmaları başlangıcında önce süreci etkileyen girdi parametrelerinin minimum ve maksimum aralıkları belirlendi(Bknz. Tablo 1).
- Devamında Mini tab R14 programı kullanılarak deneysel tasarıma göre planlanmış 27 adet parametre belirlendi.
- Daha sonra belirtilen miktar da Moldflow plastik akış analizi yapıldı.
- Elde edilen sonuçlar incelenerek en iyi kalitede sonucu sağlayan en uygun enjeksiyon işleme parametrelerinin aralıkları saptandı.
- Son aşamada da taguchi yönteminin güvenirliliğini ve efektifliğini kontrol etmek için hem Moldflow programında hem de üretim sahasında son bir doğrulama testi yapılmıştır.

		SEVİYE NO:		
No	KONTROL FAKTÖRLERİ	1	2	3
1	Ergime Sıcaklığı (°C) A	255	265	275
2	Kalıp Sıcaklığı (°C) B	80	80	100
3	Tutucu kuvveti (%F) D	80	80	100
4	Tutucu Zamanı (sn) E	3	5	7

Tablo 1. Deneysel tasarımda kullanılan girdi parametreleri

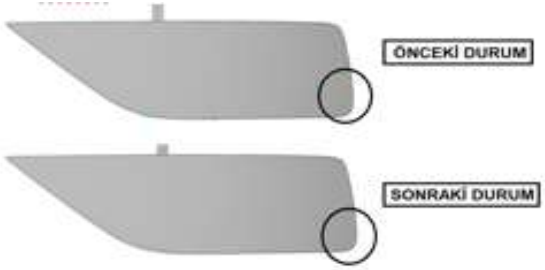
- Moldflow plastik akış analizleri L27 (313) ortogonal tasarıma göre planlamasında dört faktör kullanıldı ve her bir faktörün üç seviyesinde programa veri girdisi gerçekleştirildi(Bknz. Tablo 1).
- DOE tasarımında kullanılmak üzere oluşturulan 27 adet girdi parametreleri tablosu(Minitab programından faydalanıldı)(Bknz. Tablo 2).

	A	B	C	D	E
1	235	60	1	60%	3
2	235	60	1	80%	5
3	235	60	1	100%	7
4	235	80	3	60%	3
5	235	80	3	80%	5
6	235	80	3	100%	7
7	235	100	5	60%	5
8	235	100	5	80%	7
9	235	100	5	100%	3
10	255	60	3	60%	7
11	255	60	5	80%	3
12	255	60	5	100%	5
13	255	80	5	60%	7
14	255	80	1	80%	3
15	255	80	1	100%	5
16	255	100	1	60%	7
17	255	100	3	80%	3
18	255	100	3	100%	5
19	275	60	5	80%	5
20	275	60	5	100%	7
21	275	60	1	60%	3
22	275	80	1	80%	5
23	275	80	1	100%	7
24	275	80	3	60%	3
25	275	100	3	80%	5
26	275	100	5	100%	7
27	275	100	5	60%	7

Tablo 2. Taguchi tasarımı girdi tablosu

- Bahsedildiği gibi ardından bu parametrelere göre belirtilen miktarda Moldflow plastik akış analizi yapıldı.

- Son olarak her analiz sonucu detaylı olarak incelendi ve görsel olarak birleşim izinin en iyi olduğu durumu elde etme için parametreler optimize edildi(Bknz. Şekil 6).



Şekil 6. Moldflow'da optimize edilen birleşim izi görüntüleri

- Performans karakteristiği olarak enjeksiyon sonrasında plastik üründe oluşan birleşim izi durumu kabul edilmiştir.
- Birleşim izi enjeksiyon probleminin yok olması, plastik ürün kalitesinin daha iyi olmasını sağlayacağından kalite karakteristiği olarak '**daha küçük daha kaliteli**' olması seçilmiştir.
- Sonuç olarak parametrelerin lens için yaklaşık en iyi parametre ayarları aşağıdaki tablo 3'de verilen şekilde olacağı hesaplanmıştır(Sanal ortama göre).

No.	FAKTÖRLER	Parametreler
1	Malzeme Sıcaklığı (°C)	235
2	Kalıp Sıcaklığı (°C)	60
3	Enjeksiyon Zamanı (sn)	3
4	Ütüleme basıncı(%P)	60
5	Ütüleme Zamanı (sn)	3

Tablo 3. Moldflow'da optimize edilen en iyi parametre durumunun yaklaşık kombinasyonu

- Üretim sahasında ilgili çalışmada elde edilen optimum güncel moldflow parametreleri baz alınarak üretim tekrarlanmış ve herhangi görsel bir problem görülmemiştir(Bknz. Şekil 7).



Şekil 7. Optimize edilen parametreler neticesinde kalıplanan parça görüntüleri

7. SONUÇ

- Uygulanan metotlar sonucunda, parçanın üretim sürecinde hedeflenen birleşim izi çizgisinin en iyi olduğu durumun enjeksiyon işleme parametreleri Taguchi yöntemiyle belirlendi ve sayısal olarak en iyi seviyeye ulaşıldı.
- Bu çalışmalarda parametre faktörlerinin yanı sıra geometride yapılan değişikliğin basılan parça üzerinde karşılaşılan birleşim izi durumuna etkisi hem sanal ortamda, hem de laboratuar ortamında incelendi. Deneysel ve sayısal sonuçların uyumluluğu oldukça yakın olduğu görülmüştür.
- Elde edilen en iyi parametre durumunun yaklaşık kombinasyonu neticesinde yapılan enjeksiyon denemeleri ile birleşim izi problemine yönelik en uygun enjeksiyon işleme parametresi aralıklarının aşağıdaki tablo 4'de belirtildiği şekilde olduğu görülmüştür.

PARAMETRELER	DEĞERLER
Kalıp Sıcaklığı	(80-60)°C
Erivik Sıcaklığı	(235-255)°C
Enjeksiyon Basıncı	(85-90)Mpa
Enjeksiyon Süresi	(1-3)sn
Ütüleme Basıncı	(50-55)Mpa
Ütüleme Süresi	(3-5)sn
Soğutma Süresi	(15-20)sn

Tablo 4. En iyi üretim parametresi veri aralıkları

ROTİLLİ KOL PARÇASINA ETKİYEN KUVVETLERİN TESPİTİNDE SANAL STRAIN GAUGE UYGULAMASI VE STRAIN GAUGE KONUMLARININ DOĞRULANMASI

Fatih Selman EREN, Ercan OLCAY

[1,2] Teknorot Otomotiv A.Ş., Ar-Ge Merkezi, Düzce, Türkiye
[3] Sorumlu Yazar: Fatih Selman EREN, fatihselman.eren@teknorot.com

ÖZET

Rotilli kollar araç süspansiyon sisteminin bir parçası olup ana karakteristiği şokları absorbe etmek, yoldan gelen titreşimleri sönümlemek ve daha konforlu bir sürüş sağlamak olan önemli parçalardan biridir. Araçlarda emniyet parçası olarak görev yapan bu parçaların mukavemetli olması ve aynı zamanda hafif olması istenmektedir. Bu sebeple rotilli kollar hayati önem taşımaktadır. Bu çalışma ağırlık azaltma ve parça mukavemetini artırmaya yönelik projenin bir parçasıdır. Bu çalışmanın amacı rotilli kol parçasına etkiyen kuvvetlerin tespiti için strain gauge uygulanması ve belirlenen konumların test ortamında kalibrasyonudur. Rotilli kol parçasına birim analiz uygulanarak nCode programında sanal strain gaugelerin lokasyonları belirlenmiştir. Strain gaugelerin parça üzerine enstrümantsyonu yapılarak test ortamında strain gauge konumlarının doğrulaması yapılmıştır. Çalışma sonucunda doğru konumları belirlenen strain gaugelerin üzerinde bulunduğu rotilli kol parçası araca monte edilerek veri toplamak üzere yol testi için kullanılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Rotilli Kol, Strain Gauge, nCode, Sonlu Elemanlar Analizi

1. GİRİŞ

Rotilli kol parçası, otomobilde ön tekerleklerin şaseye bağlantısını sağlayan elemanlardır. Salıncak kolu şaseye burçlar vasıtasıyla araç sürüş ekseninde dönme serbestliği verilerek monte edilmektedir. Tekerlek tarafından yapıya araç sürüş ekseninde ve aracın yanal yönünde kuvvet girişi olmaktadır [1].

Sonu elemanlar analizi (FEA) yöntemi günümüzde mühendislik problemlerinin çözümünde en çok kullanılan numerik yöntemdir. Bu yöntem çok yönlü olup birçok çeşitlilikte mühendislik problemlerinin çözümünde kullanılabilir [2].

Farklı yol koşullarında salıncak koluna gelen yüklerin elde edilmesi amacıyla salıncak kolunun belirli bölgelerine strain gauge tanımlanarak servis koşullarında parçadan birim uzamalar toplanmıştır. Strain gaugeler yardımıyla kol üzerine gelen verilerden özel mühendislik yöntemleri kullanılarak kuvvet datası çıkarılmış ve sonlu elemanlar analizleri için kullanılmıştır. Salıncak koluna monte edilen strain gaugelerin konumları birim analiz yöntemi kullanılarak, parça üzerine etkiyen yüke oranla birbirinden lineer bağımsız noktalar belirlenerek doğrulanmıştır. Noktaların belirlenme çalışmalarında ayrıca nCode Glyphworks programı kullanılarak sanal ortamda belirlenen noktalara sanal strain gaugeler bağlanmış, kalibrasyon testleri ile çalışmalar doğrulanmıştır.

2. AMAÇ

Bu çalışmada rotilli kol parçasına etkiyen kuvvetlerin belirlenmesi için tasarım üzerinde Ansys Workbench ve nCode programları yardımıyla sanal strain gauge uygulanması ve elde edilen strain gauge konumlarının parça üzerine enstrümantasyonu yapılarak test makinesinde strain gauge konumlarının doğrulanması amaçlanmaktadır.

3. METOT

Parça üzerinden ölçümlerin alınacağı noktaların belirlenmesi adına strain gauge lokasyonlarının tespiti için parçaya aşağıda görüldüğü üzere ANSYS Workbench programında X, Y, Z yönlerinde birim yükler uygulanarak birbirinden lineer bağımsız bölgeler tespit edilmiştir.

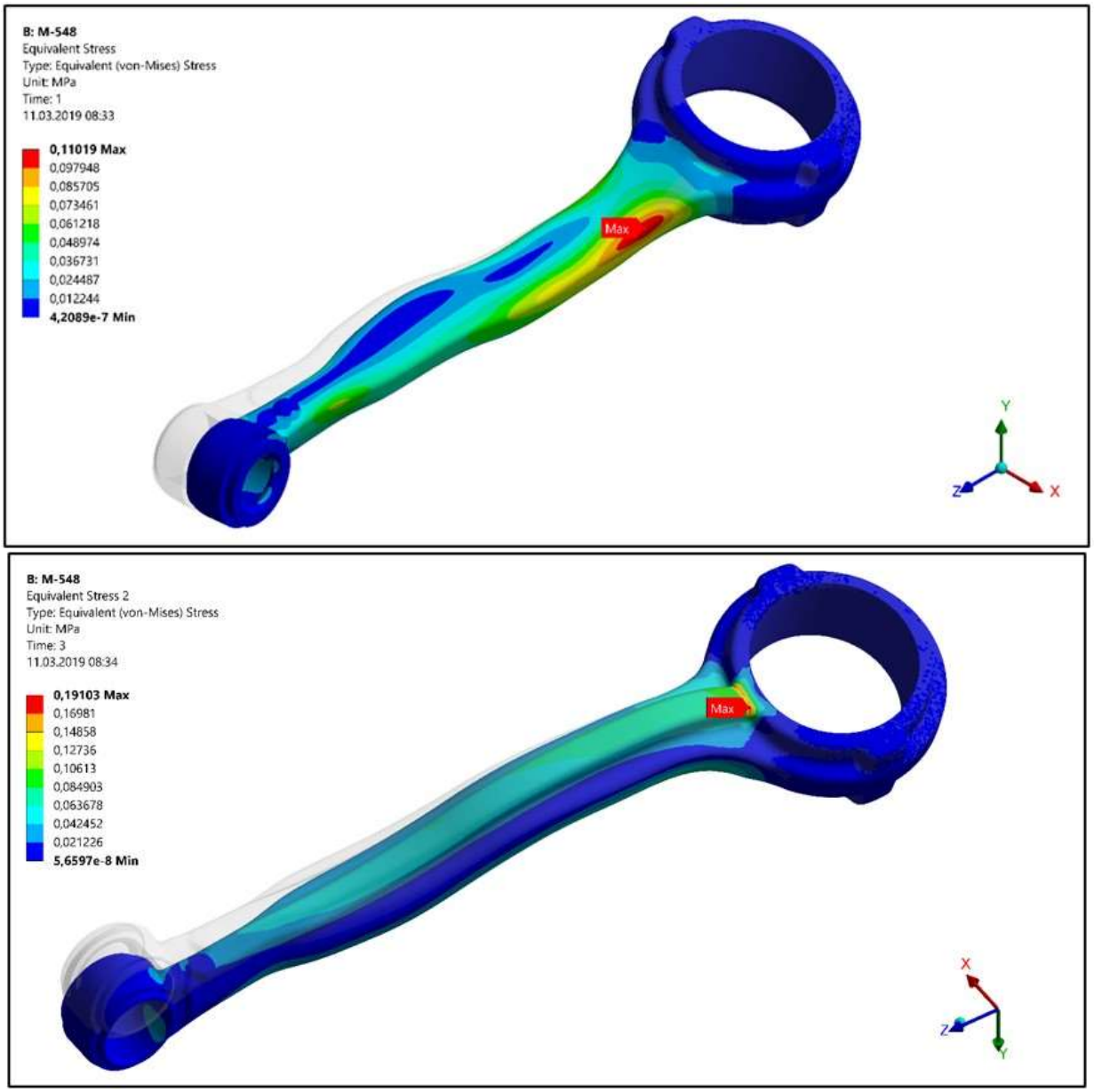


Şekil 1; Parça Geometrisinin ANSYS Ortamında Gösterilmesi



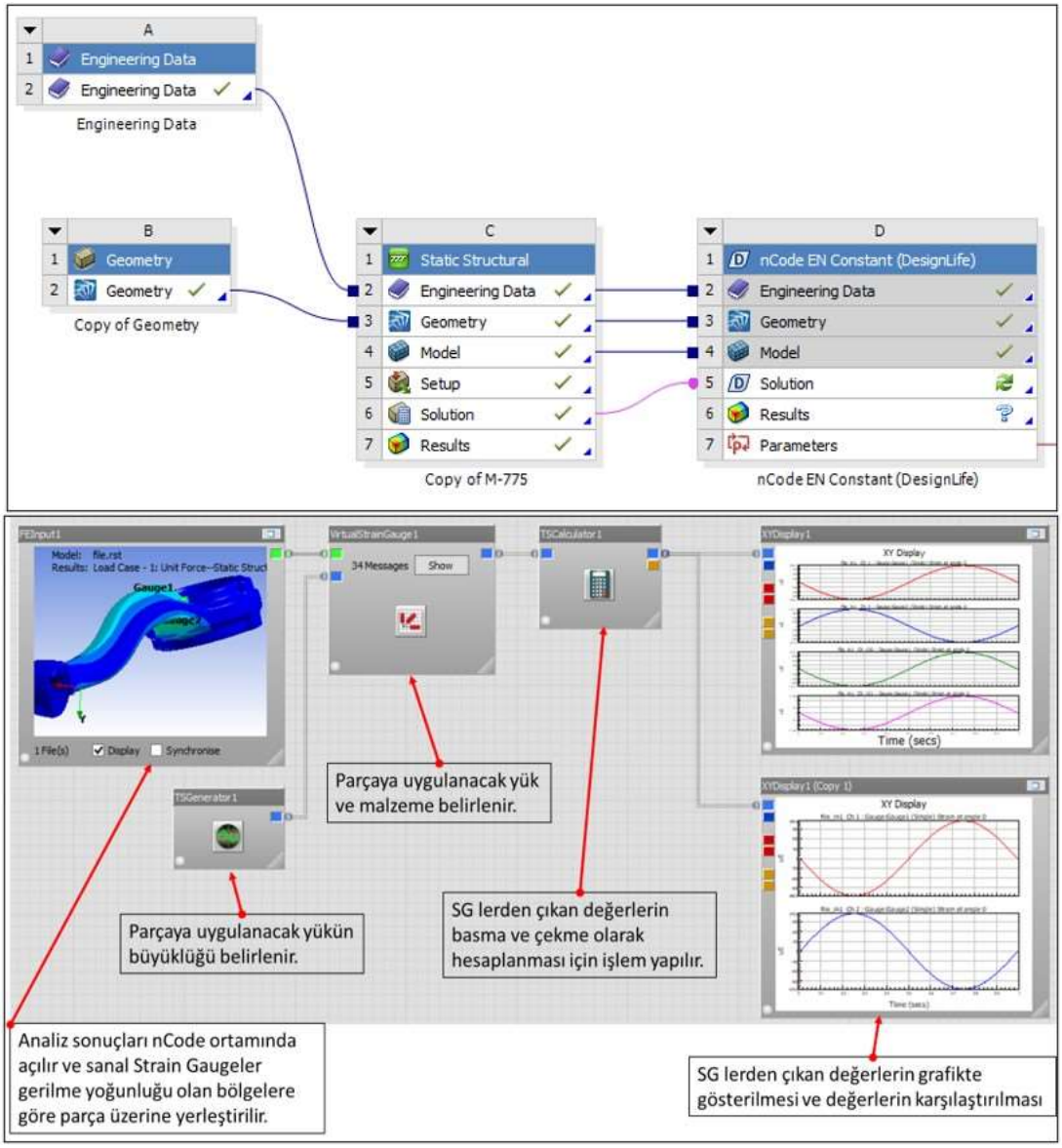
Şekil 2; Rotilli Kol Parçasının Birim Analiz için Sınır Koşulları

Şekil 1'de görülen parça geometrisinde gerçek araçtaki montaj konumu göz önüne alınarak Şekil 2 deki gibi parça burç kısmından sabitlenmiş, rotil kısmından ise birim analiz uygulanarak sonuçlar alınmıştır.



Şekil 3; X,Y Yönündeki Eşdeğer Gerilme Değerleri

Parçaya Z yönünde uygulanan birim kuvvet X ve Y yönünde uygulanan kuvvetlere kıyasla daha düşük gerilmelere sebep olduğu için ihmal edilmiştir.



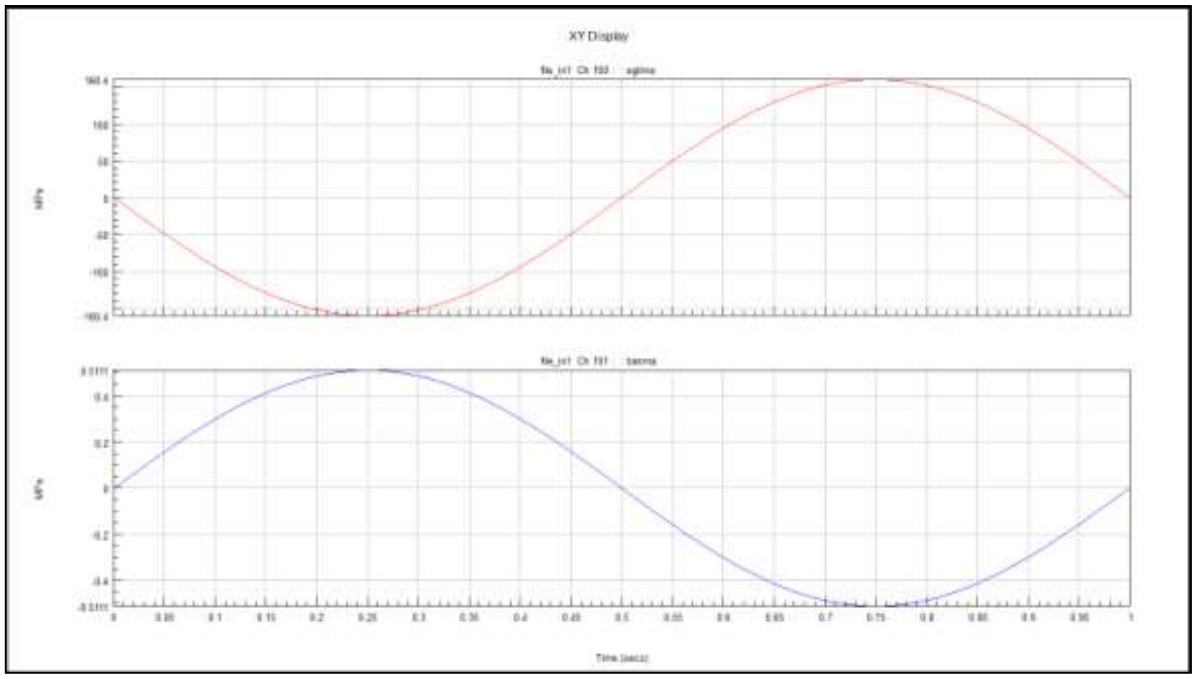
Şekil 4; Proses Akışının nCode Üzerinde Gösterilmesi

Parça geometrisine X, Y, Z yönlerinde birim analizler yapıldıktan sonra nCode sekmesine geçilmiştir [3]. nCode programında sanal strain gauge uygulaması yapılarak gaugelerden okunan kuvvet çıktıları grafik olarak elde edilmiştir.

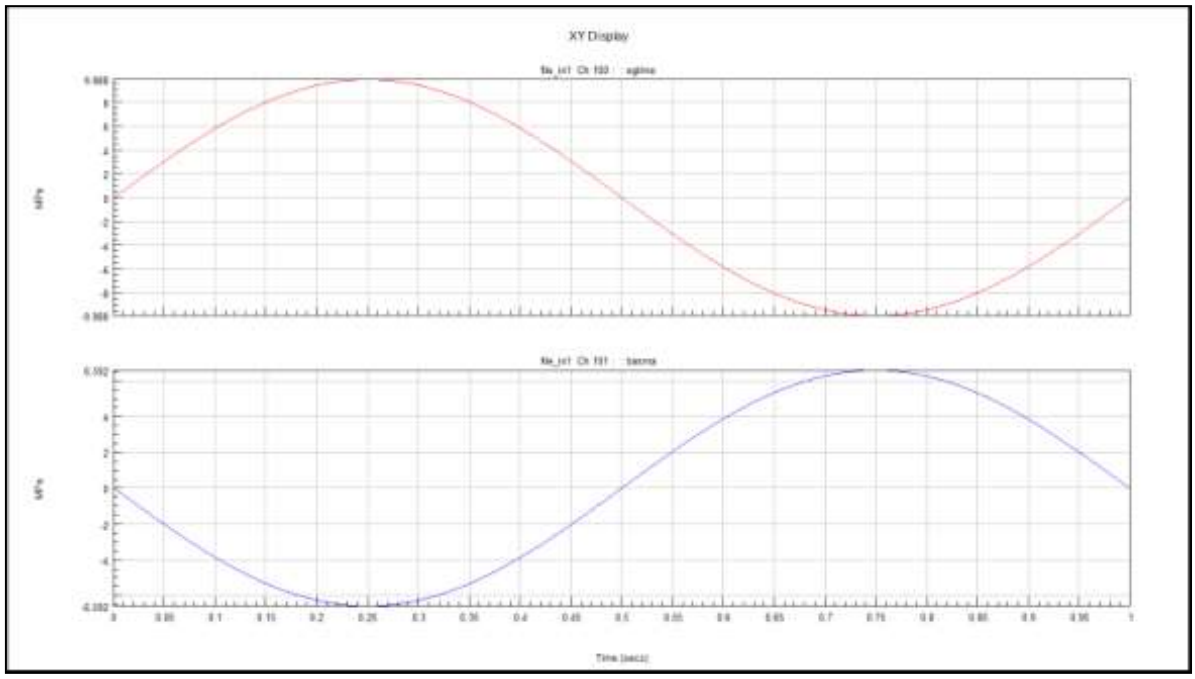
Ölçülen birim şekil değiştirmeler ile uygulanan kuvvet arasında lineer ilişki, kalibrasyon katsayıları vasıtasıyla kurulmuştur. Bu doğrultuda yapılan hesap Eğilme Kuvveti=0.0004333($SG1 - 1.05967 * \mathrm{SG2}$) [k$N$] ve
Basma Kuvveti= 0.0326624($SG1 + 1.05967 * \mathrm{SG2}$) [k$N$]
Şeklindedir. Formülde yer alan SG1 ve SG2 birim şekil değiştirme değerleri $\mu\epsilon$ cinsindendir. Sonuç ise kN biriminde çıkmaktadır.

4. ÇIKTILAR

Yapı üzerine 4 adet lineer strain gauge, 2 tanesi parçaya gelen basma kuvvetini ölçmek için, iki tanesi de eğilme kuvvetini ölçmek için kullanılmıştır

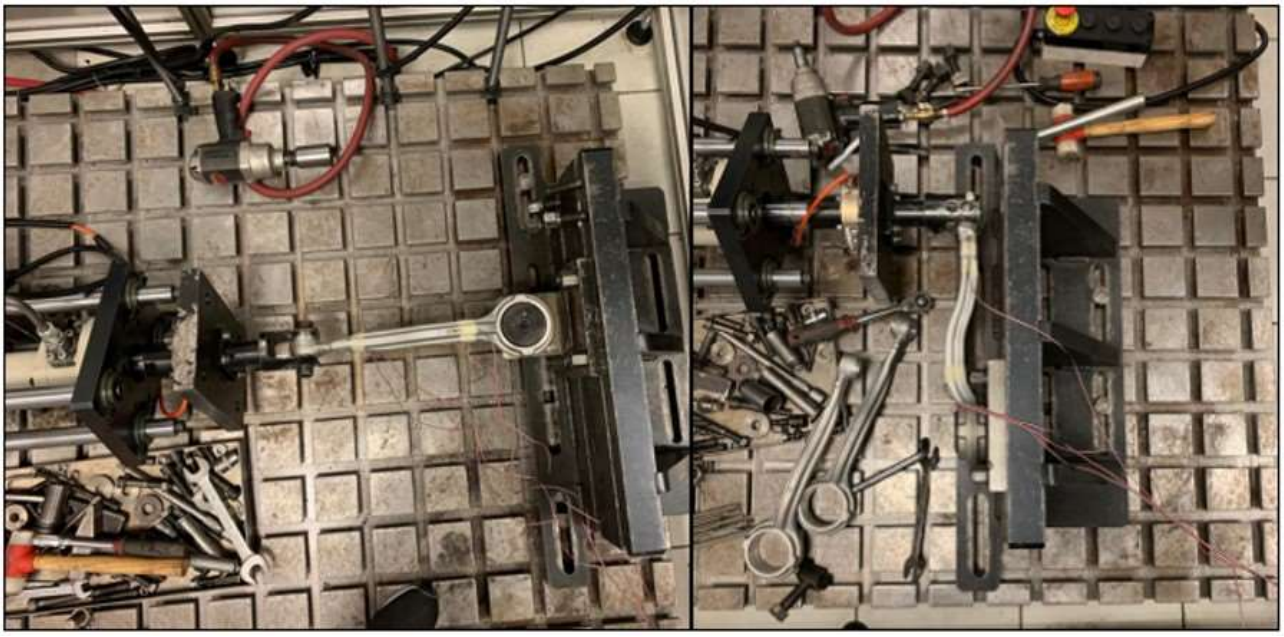


Şekil 5; Tamamen Eğilme Yönündeki Çıkışlar



Şekil 6; Tamamen Basma Yönünde Çıkışlar

Analiz sonucunda basma yönünde parça eğilme davranışı sergilemekte ve kuvvet çıktıları görece düşük çıkmaktadır.

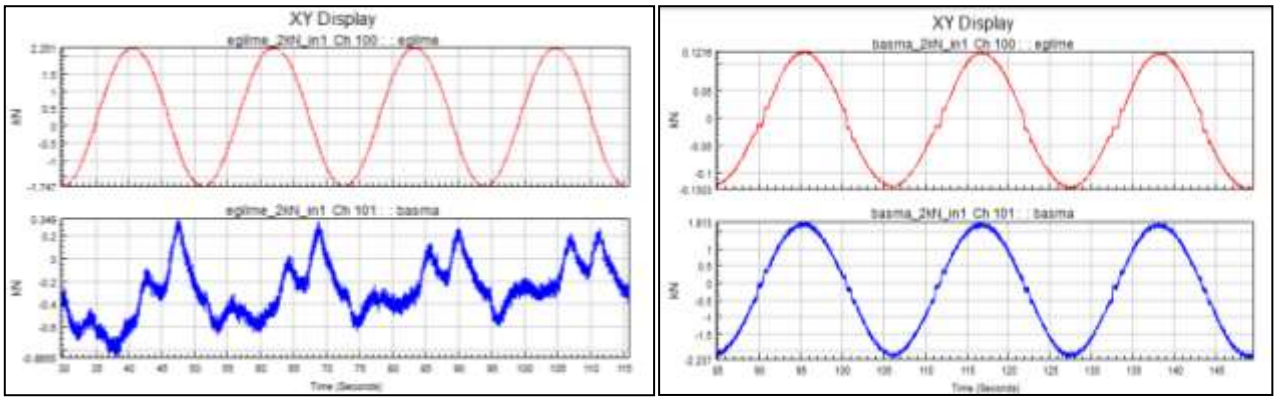


Şekil 5; Strain Gauge Enstrümantasyonu ve Rotilli Kol Parçasına Test Ortamında Birim Yük Uygulanması

SG kalibrasyonu için daha önce sanal ortamda belirlenen SG lokasyonlarının parça üzerine enstrümantasyonu yapılmıştır. Parçaya 4 adet SG bağlanmıştır ve eğme ve basma yönlerinde birim yükler parçaya uygulanarak cevaplar incelenmiştir. Analiz sonucunda basma yönünde parça eğilmeye meyletmekte ve gerilmeler az çıkmaktaydı. Aynı şekilde, kalibrasyon testinde de basma yönünde okunan cevaplar eğilmeye nispeten düşük çıkmıştır. Bu sebeple sadece eğilme yönünde cevap verecek 2 adet SG ile ölçüm yapılmasına karar verilmiştir.

5. SONUÇ

İki farklı yüklemede elde edilen kuvvet sonuçları aşağıda gösterilmektedir.



Şekil 6; Farklı Yükleme Koşullarındaki Kuvvet Sonuçları

Şekil 6'da 1 kN eğilme yüklemesi için hesaplanan değerleri ve 1 kN basma yüklemesi için hesaplanan değerleri gösterilmektedir. Salt basma yüklemesi altında eğilme kuvveti 0.1 kN mertebesinde hesaplanmıştır. Eğilme yönündeki kuvvet hesabında %6 - %7 mertebesinde bir hata söz konusudur. Salt eğilme yüklemesi altında hesaplanan basma kuvveti ise 0.5 kN civarındadır. Bu durum yüklemenin sadece eğilme yönünde gelmesi durumunda, basma kuvvetinde hesaplanan hatayı göstermektedir.

6. TEŞEKKÜR

Bu çalışma Teknorot Otomotiv A.Ş Ar-Ge Merkezi tarafından desteklenmiştir. Bu makalenin hazırlanmasında emeği geçen Teknorot Ar-Ge Merkezi ve BİAS Mühendislik çalışanlarına teşekkür ederiz. Ayrıca Ar-Ge Direktörü Sayın Murat ARSLANOĞLU'na ve Ar-Ge Proje Müdürü Sayın Fatih ÇAĞIRANKAYA'ya destekleri için teşekkür ederiz.

7. REFERANSLAR

[1] Rutci, A., 2018 ‘Salıncak Kolu için Hızlandırılmış Ömür Test Prosedürü Geliştirilmesi’ , OTEKON

[2] Ameen, M.,2005. Computational Elasticity, Theory of elasticity and finite and boundary element methods.(AlphScience Intl. Ltd. Harrow, U.K.).

[3] nCode Reference Manual

[4] Teknorot Design Guide

GOOGLE'DA YAPILAN ARAMALARLA OTOMOBİL VE HAFİF TİCARİ ARAÇ SATIŞLARI ARASINDAKİ İLİŞKİNİN İNCELENMESİ

[1]Sibel Kuzgun Akın, [2]Prof. Dr. Ayşe Oğuzlar

[1] Bursa Uludağ Üniversitesi, İktisadi ve İdari Bilimler Fa**kü**ltesi, Ekonometri Bölümü
[2]Bursa Uludağ Üniversitesi, İktisadi ve İdari Bilimler Fakültesi, Ekonometri Bölümü
Correponding Author: Sibel Kuzgun Akın, sibel@yakamoz.net

ÖZET

Otomobil ve hafif ticari araç satın alan kişilerin, İnternet'te Google arama motorunu kullanarak yaptıkları araştırmalar ile aldıkları araç markası arasındaki ilişkiyi araştırdık. Beklentimiz Google aramalarındaki artışın, satış rakamlarını da artırması ve bu etkinin geriye dönük üç aya kadar sürebildiğiydi. Otomobil Distribütörleri Derneği'ne göre 2019'da en çok satılan 5 marka (Ford, Renault, Volkswagen, Fiat, Toyota) için 2015 – 2019 arasında yapılan aramaları inceledik. Regresyon analizi ve yapay sinir ağları kullanarak yaptığımız analizlerde, beklentilerimize uygun olarak arama verileri ile satış rakamları arasında güçlü ilişkiler bulduk.

Anahtar sözcükler: regresyon, yapay sinir ağı, Google, otomobil, hafif ticari araç

1. GİRİŞ

Google 2016 yılında yayınladığı raporunda (URL5) araba alan insanların arabalarını almadan önce Google'da o araba markası ve modeli hakkında araştırma yaptıklarını anlatmaktadır. ABD'de Google tarafından 3165 tüketici üzerinde gerçekleştirilen bu araştırmaya göre, araba satın alanların %95'i dijitali bir bilgi kaynağı olarak kullanmaktadır.

Think with Google'da yayınlanan bir makaleye göre bir müşteri araba alım sürecinde 3 ayda 900'den fazla dijital etkileşim sonunda karar vermektedir. Dijital etkileşimlerin %71'i mobil cihazlardan gerçekleşmektedir. (URL4). Bu etkileşimler Google'da yapılan aramalar, Youtube videolarını izlemek ve otomobil satıcısının veya üreticisinin web sitesini ziyaret etmeyi kapsamaktadır.

Çeşitli pazar araştırmalarının sonuçlarına göre araba satın alma süreci 3 aydan kısa sürmektedir (URL1). Bu süre ABD'liler için 3 ayı bulurken, Kanadalılar için 62 günden bahsedilmektedir (URL3). Cox Automotive tarafından yapılan bir başka araştırmaya göreyse, araba alış süresi 108 güne kadar çıkabilmektedir (URL2). Arama erilerini modele katarken, kaç ay öncesine kadar yapılan aramaların satış rakamları üzerinde etkisi olabileceğini, bu çalışmalara dayanarak öngördük.

2. VERİ ÖNİŞLEME

Bu araştırma için Otomobil Distribütörleri Derneği'nin yayınladığı aylık araba ve hafif ticari araç satış rakamlarını kullandık (URL7). Bu rakamlar birinci el araç satışlarını göstermektedir.

Veri önişlemede öncelikle veri birleştirme yaptık. Excel tablosu şeklinde sunulan markalara göre aylık toplam otomobil ve hafif ticari araç satış rakamlarını veri tabanına aktardık. ODD'nin açıkladığı satış rakamlarına göre 2019 yılında Türkiye'de en çok satılan 5 marka ile kendimizi sınırladık: Ford, Renault, Tofaş, Volkswagen ve Toyota.

Google Trends'ten indirdiğimiz son 5 yılın (1 Ocak 2015 - 31 Aralık 2019) arama sayılarını kullandık. Aramaları Türkiye'den yapılan Google Web aramalarıyla sınırladık. Google Trends verileri en yüksek değer 100 puan olacak şekilde yapılan aramaların karşılaştırılabileceği normalize edilmiş değerlerden oluşuyor (URL6). 100 değeri, terimin en yüksek popülerliğe sahip olmasıdır. 50 değeri, terimin bunun yarısı kadar popüler olduğu anlamına gelir. 0 değeri ise bu terim için yeterince veri olmadığı anlamına gelir. Bu rakamlar arama terimlerine zaman içinde gösterilen ilgiyi göstermektedir. Google Trends'ten hepsi otomobil markası olarak sınıflandırılmış Ford, Renault, Tofaş, Volkswagen ve Toyota sözcükleri için yapılan aramaları sorguladık. Önceki 3 ayda yapılan aramaların da satış rakamını etkileyebileceğini düşündüğümüzden, arama verilerini geriye doğru üç ay genişlettik (1 Ekim 2014 – 31 Aralık 2019). Bu aralıkta Google Trends verileri aylık olarak geldi. Verilerin tarih biçimini elle düzeltip kullandık.

Tüm verileri daha kolay işlemek için MySQL veri tabanına aktardık. Orada PHP ve SQL kullanarak istediğimiz gibi süzdük, birleştirdik, grupladık ve her marka için ayrı tablolar oluşturduk. Sonra da bu tabloları CSV dosyaları olarak kaydedip SPSS ile veya doğrudan R ile veri tabanına bağlanarak kullandık.

3. REGRESYON ANALİZİ

Her bir marka için ayrı ayrı regresyon analizi yaptık. Google'da bir araba markasının aratılmasıyla, o dönemdeki araba satış rakamları arasındaki ilişkiyi araştırdık. Model kurmak için yaptığımız denemelerde, en başarılı regresyon modellerini kesme terimi olmadan kurabildiğimizi gördük.

$$\widehat{Satis} = \hat{\beta}_1 Arama \tag{1}$$

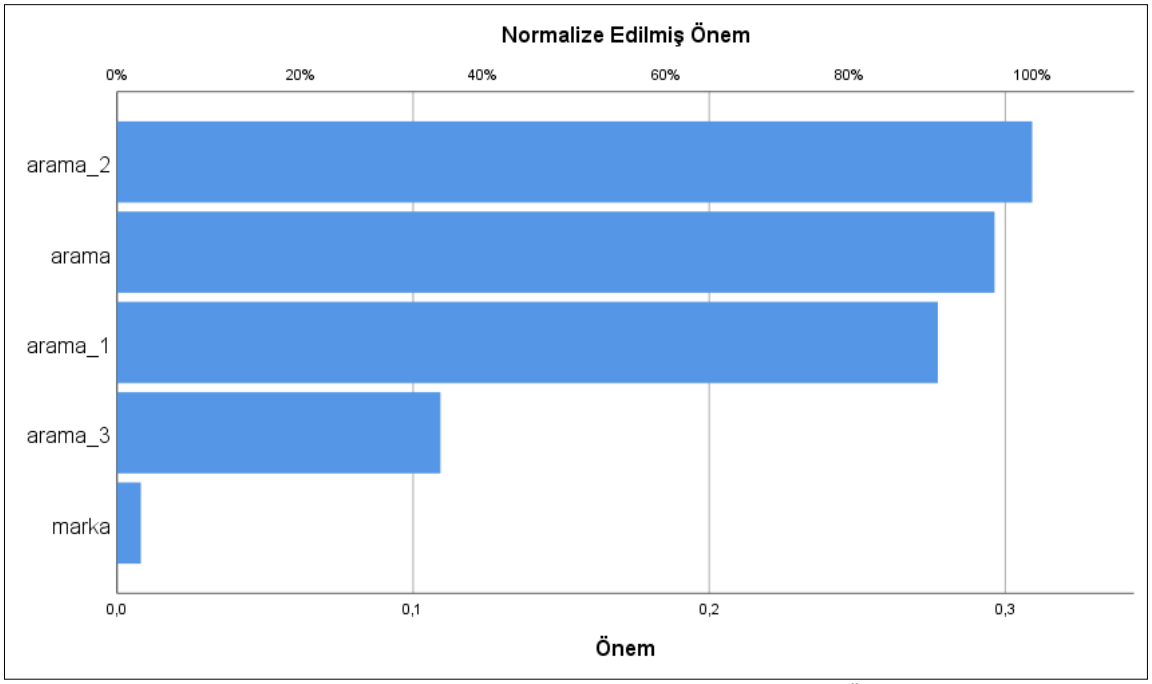
1 nolu denklem şeklinde regresyon analizi yapıldığında düzeltilmiş R^2 değerlerinin oldukça yüksek olduğu görüldü. Önsel beklentimiz bir ay içinde bir otomobil markası Türkiye'den Google'da ne kadar çok aratılmışsa, o ay o markanın Türkiye satış rakamlarının da o kadar artmasıydı. Analiz sonuçları bu beklentimizi doğruladı.

Tablo 1. Markalara Göre Regresyon Analizi Sonuçları

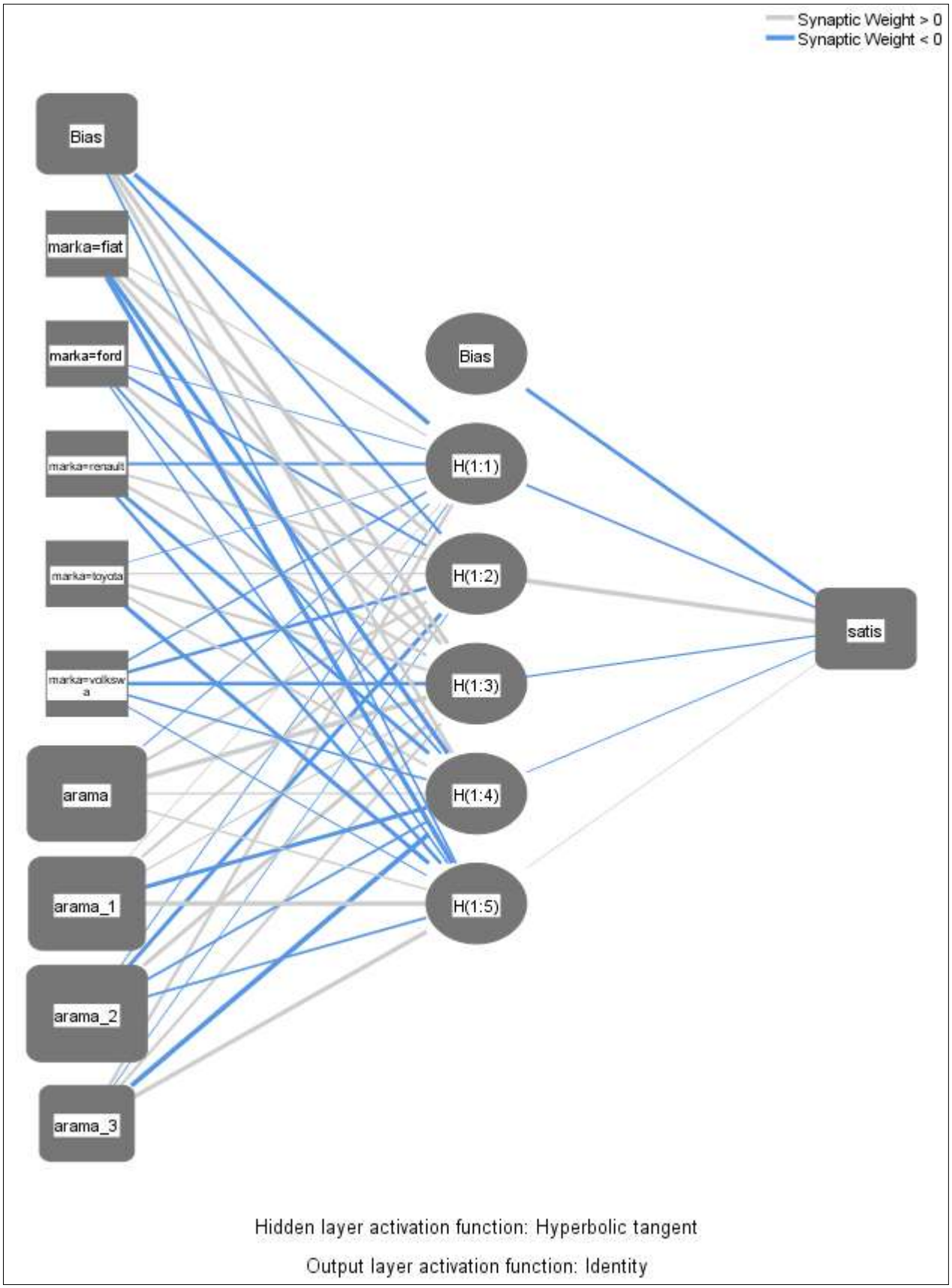
	β_1	std. hata	t	p	R^2	Düz. R^2	F-stat
Fiat	253,190	14,510	17,45	0,000	0,840	0,837	304,4
Toyota	63,402	3,777	16,78	0,000	0,829	0,826	281,7
VW	223,240	12,360	18,06	0,000	0,849	0,846	326,2
Renault	120,680	7,145	16,89	0,000	0,831	0,828	285,3
Ford	90,538	5,775	15,68	0,000	0,809	0,806	245,8

4. YAPAY SİNİR AĞLARI

İkinci yöntem olarak yapay sinir ağlarını kullandık. Yapay sinir ağlarını kullanma nedenimiz satış analizlerinde yaygın olarak kullanılmasıydı (Thiesing ve Vornberger 1997) (Yücesan 2018).



Şekil 1. Yapay Sinir Ağı Sonuçları, Verilerin Normalize Edilmiş Önemleri



Şekil 2. Yapay Sinir Ağı

Yapay sinir ağları analizini yaparken, markayı da kategorik veri olarak modele dahil ettik ve verileri birleştirdik. Arama yapılan ayın (arama) yanısıra bir önceki (arama_1), iki önceki (arama_2) ve üç önceki (arama_3) aylarda yapılan aramaları da modelde kullandık. Üç ay geriye gitme nedenimiz, ABD ve Kanada'da yapılan araştırmalara göre araba alım karar sürecinin üç buçuk aya kadar (108 gün) uzayabilmesiydi (URL2). Biz bunu Türkiye verileriyle inceledik.

SPSS ile yapılan analizde, yapay sinir ağında çok katmanlı algılayıcılar (multilayer perceptron) tercih edilmiştir. 2015 - 2018 arasındaki veriler eğitim, 2019 verileri de modeli denemek için kullanılmıştır.

Yapay sinir ağı sonuçlarına baktığımızda, iki ay önceden yapılan aramaların en önemli etken olduğunu, arabanın satın alındığı ay yapılan aramaların ise ikinci sırada geldiğiydi. Marka is en az önemli değişkendir. Yani otomobil markasından bağımız olarak, yapılan arama sayıları satış rakamları üzerinde etkilidir diyebiliriz. Aslında bu sonuç regresyon analizi sonuçlarıyla da benzeşmektedir. Regresyon analizinde de tüm markalar için arama sayıları satış rakamlarını %80'in üzerinde açıklamaktaydı (düzeltilmiş R^2).

5. SONUÇ

Bu çalışmaya başlarken ABD ve Kanada'da yapılan, araba satın alanların karar verirken İnternet'te yaptıkları sorgulamaları inceleyen araştırmalardan [Aussant 2019] ilham almıştık. O çalışmalar araba satın alanların %95'inin İnternet'te araştırma yaptığını söylüyordu. Biz de Google aramaları ve satış rakamları arasındaki ilişkiyi Türkiye için araştırdık. Türkiye'de yapılan markalara göre otomobil ve hafif ticari araç satış rakamlarıyla, Türkiye'den yapılan o otomobil markalarının Google'da aratılma verilerini karşılaştırdık. 2019 yılında Türkiye'de en çok satılan 5 marka için, son 5 yılın aylık verileri incelendiğinde, önsel beklentilerimize uygun olarak, regresyon analizi aramalar ile satış rakamları arasında doğrusal ilişki olduğunu gösterdi. Düzeltilmiş R^2 değerleri tüm markalar için %80'in üzerinde çıktı.

Bu analizi biraz daha ileriye götürerek, yapay sinir ağları ile tekrarladık. Yapay sinir ağında çok katmanlı algılayıcılar (multilayer perceptron) kullanılmış ve eğitilmiştir. 2015 -2018 arasındaki veriler eğitim, 2019 verileri de modeli denemek için kullanılmıştır.

Yapay sinir ağları analizi sonunda en önemli değişkenin satın almanın iki ay öncesindeki aramalar, ikinci sırada ise arabanın alındığı ay yapılan aramalar olduğunu gördük. Markanın en az önemli değişken olması ayrıca dikkat çekiciydi ve bu regresyon analizindeki bulgularımızla da örtüşüyordu. Tüm markalar için Google'da yapılan aramalar arttıkça, aratılan markanın satış rakamları da artmaktadır.

REFERANSLAR

URL 1: Aussant, P. (2019), 16 Must-Know Stats and Quotes on the Car Buying Customer Journey. https://www.iperceptions.com/blog/automotive-customer-journey-stats , 08.12.2009.

URL 2: CoxAuto (2018), 2018 Car Buyer Journey Study. https://www.coxautoinc.com/learning-center/2018-car-buyer-journey-study/ , 01.01.2020.

URL 3: Deloitte (2018), 2018 Global Automotive Consumer Study. https://www2.deloitte.com/ca/en/pages/consumer-industrial-products/articles/automotive-consumer-study.html , 12.12.2019.

URL 4: Gevelber, L. (2016), The Car Buying Process: One Consumer's 900+ Digital Interactions – Think with Google. https://www.thinkwithgoogle.com/consumer-insights/consumer-car-buying-process-reveals-auto-marketing-opportunities/ , 12.12.2019.

URL 5: Google/comScore (2016), Automotive shopper study, Think With Google'da yayınlanan "The auto dealer's guide to moving metal in a digital world" makalesinde alıntılandığı gibi . https://www.thinkwithgoogle.com/marketing-resources/auto-digital-retail-trends/ , 03.12.2019.

URL 6: GoogleTrends (2020), Totoya, Fiat, Renault, Volkswagen, Ford – Keşfedin – Google Trendleri. https://trends.google.com/trends/explore?date=2015-01-01%202019-12-31&geo=TR&q=%2Fm%2F0h5y1j0,%2Fm%2F0h5x8qk,%2Fm%2F0h5wr7c,%2Fm%2F0h5wtyy,%2Fm%2F02k_k3t , 01.01.2020.

URL 7: ODD (2020), Otomotiv Distibütörleri Derneği Pazar – Perakende Satışlar. http://www.odd.org.tr/web_2837_1/neuralnetwork.aspx?type=36 , 31.12.2019

URL 8: RequestYourCar (2017), Today's Car Buying Process: A Review of Google's Research. https://www.requestyourcar.com/blog/details/todays-car-buying-process-a-review-of-googles-research/ , 12.12.2019.

Thiesing, F. M., Vornberger, O. (1997), "Sales Forecasting Using Neural Networks", IEEE Proceedings ICNN97, 4, 1, s. 2125-2128.

Yücesan M. (2018), "YSA, ARIMA ve ARIMAX Yöntemleriyle Satış Tahmini: Beyaz Eşya Sektöründe bir Uygulama", Journal of Business Research Türk, 10, 1, s. 689-706.

HAND GESTURE RECOGNITION TECHNOLOGIES AND HUMAN-CAR INTERACTION APPLICATION

[1]Mustafa Erdem MEMIŞ, [2]Tuna GÖKSU

[1]Fompak Automotive Plastics and Interiors A.Ş. Bursa/Türkiye
[2]Isparta Uygulamalı Bilimler Üni., Tek. Fak., Elektrik Elektronik Müh. Böl., Isparta/Tükiye
[1] Corresponding Author: Mustafa Erdem Memiş, mustafa.memis@marturfompak.com

ABSTRACT

In recent years, technological advances have been affected by vehicles and have been harmoniously adapted. Many designs have been made considering the comfort and ease of use of the driver and passengers. This, in turn, necessitates an increase in the number of control buttons in the vehicle, leading to increased distraction and increased risk of accidents in the driver. Various work has been done to prevent these problems and to provide more comfortable and safe driving.

This study was conducted with the objective of performing an application of the technology that recognizes hand movements on vehicles using comparative examination of hand movement recognition technologies and using the changes in electric field lines. Controlling interior equipment in vehicles reduces the safety of driving and increases the risk of accidents. The result of this study is the prototype produced to reduce these risks and increase driving safety.

Key words: Hand Gesture Control, Human-Car Interaction, Electric Field Sensing

1. INTRODUCTION

This study is designed to compare the hand motion recognition technologies and to implement an application of the technology that recognizes hand movements by using the changes in electric field lines in vehicle vehicles. Checking interior equipment in vehicles is a factor that reduces driving safety and increases the risk of accidents. The prototype to be obtained as a result of this study is aimed to reduce these risks and increase driving safety.

With the development of technology, human life becomes easier. Technology is now used in almost every field. Vehicle technology is just one of them. Combining technology and imagination is a continuous improvement for drivers and users to travel more comfortably and safely. Nowadays, vehicles are gradually increasing and they can be shaped according to the wishes of the users. With the development of in-car technology, driving of cars becomes more enjoyable and user control becomes easier. However, with the increase of these features, distraction occurs in the user. Examples of these features include interior lighting in the vehicle, glass, fan, outer lighting, multimedia etc. During the control of the processes, the driving safety is compromised and the risk of accidents increases. Therefore, many studies have been done on in-vehicle controls and the methods of these studies have been different. For example; Touch, sound and gesture controls are provided. The desired recycling could not be obtained in voice control. Touch control is currently actively used, but still poses a threat to driving safety. Gesture control is safer and more comfortable than other methods if it is designed perfectly. As technology related to motion-based control systems progresses, more features can be added to the car.

In this study, for controlling the interior lighting, glass, etc. in the vehicle, the original design and implementation of the control system with both touch and gesture functions will be done. The driver will be able to perform these functions comfortably by means of specified hand gestures and touch. In this way, the risk of accidents and distractions are reduced

Hand gesture recognition system design technologies can be gathered under 5 main headings below:

Intrusive, Non-Intrusive , Device-Based, Vision-Based, Sensor-Based.

In intrusive systems, the user must wear gloves or a device to perform that task in order to recognize motion. A light input device has been described using only a bending sensor on the index finger, an acceleration sensor in hand and a micro switch for activation. User tests show that various test subjects complain about the necessary cables and other physical properties of the input device. Various attempts have been made to reduce the physical constraints imposed by the cables. The wireless finger tracker is also available, an ultrasonic transmitter is attached to the index

finger and mounted on a head-mounted device (HMD), which can track the position of the transmitter in 3D. To prevent sensors from being placed on the hands and fingers, the "Motion Bell" uses capacitive sensors on a wristband to determine the configuration of the fingers, but this has only been used to distinguish between the two movements (punch and dot). Active infrared imaging can be used to facilitate the task of separating hands and palm objects from the background and is therefore used in several wearable gesture interface systems. It is a gesture interface designed for automation and as an aid for disabled, elderly people. Suspended motion recognition is performed by Secret Markov Models (HMM). It is not preferred because drivers wear gloves or body suits during in-car use, making it difficult to facilitate secondary controls inside the vehicle and are not practical. Therefore, the preferred technology should be Non-Intrusive. Non-Intrusive (uninterrupted) systems are preferred by vehicle manufacturers.

On Device-Based systems, it uses a glove, pen, or other location tracker whose movements send signals that the system uses to describe its motion. The glove is equipped with a variety of sensors to give information about hand positions, orientation and flexibility of the fingers. In our application, any device or glove etc. This system is not preferred because it cannot be used.

In Vision Based systems, there are two approaches to vision based motion recognition; They are model-based techniques that try to create a three-dimensional model in the hands of users and use it for recognition. It is also known as image-based techniques that calculate recognition characteristics directly from the hand image. Image based methods often break apart hand shades from background images to find hands, and then try to extract features such as fingertips, hand edges, or gross hand geometry to use in hand sign recognition. It realizes the recognition process by using the definition of Hidden Markov Model (HMM). Some technical difficulties may arise in systems based on vision, such as dynamic backgrounds, variable lighting conditions and response times. Also, it is not preferred in the automotive industry because it requires cameras etc. devices.

Sensor Based systems have been implemented using a sensor-based approach to find a solution that overcomes some limitations of Vision-based systems. Lasers were used for motion music applications, but automotive use of lasers for hand movements was not observed. Capacitive and infrared techniques have been cited in some literature, but no evidence or publications of working hand gesture systems have been identified. Electric Field Detection (EFS) was initially initiated by the Massachusetts Institute of Technology (MIT) and can detect the presence of a human hand on or near a conductive object. EFS is not affected by dynamic backgrounds or variable lighting conditions and has very fast response times. Also camera, device, etc. It can be designed independently of the devices. Electrodes that will create an electric field are mounted under the plastic, allowing design without damaging the surface and creating visual pollution. Therefore, these systems are preferred in the automotive field in recent years.

1.1. Electric Near Area (e-field) Detection

This device is a 3D sensor technology which utilizes an electric field (E-field) for advanced proximity sensing. It allows realization of new user interface applications by detection, tracking and classification of a user's hand gestures in free space. E-fields are generated by electrical charges and propagate three-dimensionally around the surface, carrying the electrical charge. Applying direct voltages (DC) to an electrode results in a constant electric field. Applying alternating voltages (AC) makes the charges vary over time and thus, the field. When the charge varies sinusoidal with frequency f, the resulting electromagnetic wave is characterized by wavelength

$$\{\lambda\} = \{c\} / \{f\} \quad (1)$$

where c is the wave propagation velocity — in vacuum, the speed of light. In cases where the wavelength is much larger than the electrode geometry, the magnetic component is practically zero and no wave propagation takes place. The result is quasi-static electrical near field that can be used for sensing conductive objects such as the human body. This technology uses transmit (Tx) frequencies in the range of 100 kHz which reflects a wavelength of about three kilometers. With electrode geometries of typically less than fourteen by fourteen centimeters, this wavelength is much larger in comparison. This systems work w/o wave propagation. In case a person's hand or finger intrudes the electrical field, the field becomes distorted. The field lines are drawn to the hand due to the conductivity of the human body itself and shunted to ground. The three dimensional electric field decreases locally. This technology uses a minimum number of four receiver (Rx) electrodes to detect the E-field variations at different positions to measure the origin of the electric field distortion from the varying signals received. The information is used to calculate the position, track movements and to classify movement patterns Figure 1 and Figure 2 show the influence of an earth-grounded body to the electric field. The proximity of the body causes a compression of the equipotential lines and shifts the Rx electrode signal levels to a lower potential which is measured.

Interior lighting in the vehicle, glass, fan, light, multimedia etc. During the control of the processes, the driving safety is compromised and the risk of accidents increases. Therefore, many studies have been done on in-vehicle controls and the methods of these studies have been different. For example; Touch, sound and gesture controls are provided. The desired recycling could not be obtained in voice control. Touch control is currently actively used, but still poses a threat to driving safety. Gesture control is safer and more comfortable than other methods if it is designed perfectly. As technology related to motion-based control systems progresses, more features can be added to the car.

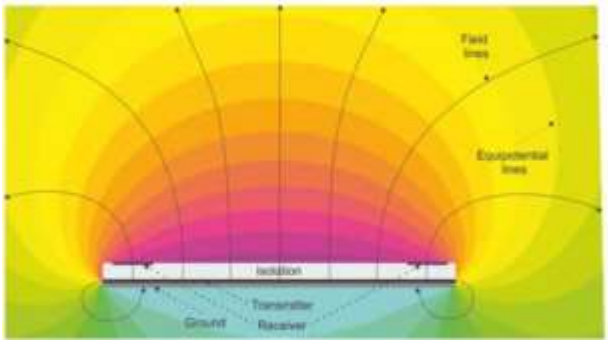


Figure 1. Equipotential Lines of an Undistorted e-field

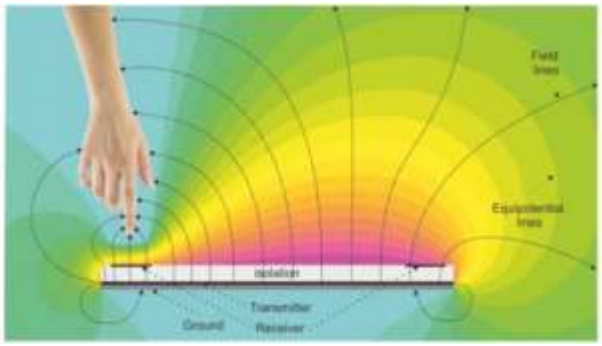


Figure 2. Equipotential Lines of a Distorted e-field

1.2. Hidden Markov Model (HMM)

Markov analysis is a powerful prediction technique used in an uncertain environment to predict future behavior of cases. The uncertainty of a system results from the inability of the said system to be fully controlled. The term Markov Analysis refers to a technique used to predict future behavior, taking into account the current behavior of the system. Having the Markov feature means that when the current situation is given, future situations depend on past situations. In other words, the description of the current situation covers all the information that may affect the future state of the process. The Hidden Markov Models are a series of statistical models used to characterize the statistical properties of a signal. An HMM is used to identify a movement in the recognition system. It provides modeling of Markov chains in their unobservable situations. The Hidden Markov Model is used in signal processing as a classifier, recognizing fluent examples such as voice, handwriting, body motion recognition, music notation monitoring, partial load discharge, bioinformatics (biological information), gene prediction and crypto analysis. In the normal Markov Model, states are visible to the observer, so the only parameter is state transition probabilities. In the Hidden Markov Model, the situation is not directly visible, but the state-related outputs are visible.

The probability parameters of the Hidden Markov Model, shown in the figure below, are as follows:

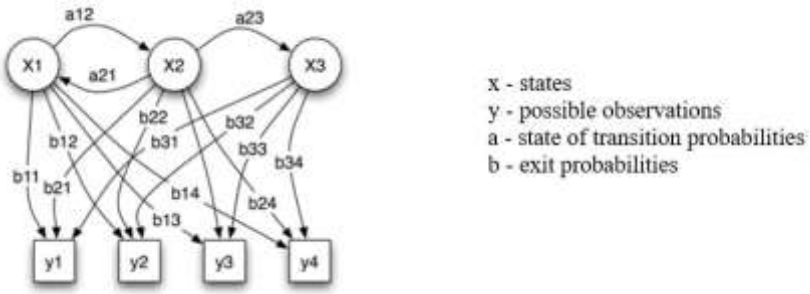


Figure 3. Markov Model Probability Parameters

According to the diagram below, the conditional probability distribution of the hidden variable x (t) at time t, the value of x (t-1) depends only on the variable x (t-1). t-2 and previous moments have no effect. This is called the Markov Feature. Similarly, the observed y (t) state depends only on the value of the hidden variable x (t).

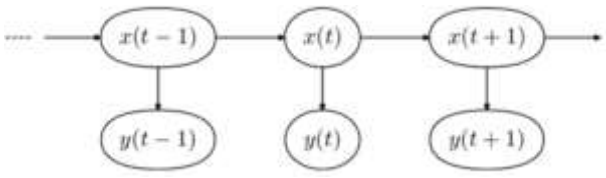


Figure 4. Hidden Markov Model Architecture

Hidden Markov Model Algorithms:

Three important algorithms are used to find the state sequence in the Hidden Markov Model.

- Advanced Algorithm: It is used to find the order of the states in the model. The possibilities of all the sequences that may arise are summed up. Recognition Problem_ Advanced Direction Algorithm.

- Viterbi Algorithm: Instead of collecting all the possibilities like in the Advanced Algorithm, in the Viterbi algorithm, each situation is chosen to best match the sound vectors. Thus, a healthier result is obtained. Status Sequence Problem Viterbi Algorithm

- Baum-Welch Algorithm: Calculates the observation possibilities by going from start to finish and back to end. So he finds more precise results. Learning Model Parameters _ Baum Welch Algorithm

In this study, human vehicle interaction will be ensured by using electric field sensing technology from the technologies mentioned. In the first stage, ventilation fan, windows, interior lamps etc. Functions such as will be checked. In the next stage, the multimedia unit of the vehicle will be checked. After the signals from the electrodes are received with the I2C communication protocol, they will be processed in the ADC unit of the microprocessor. The signals processed in the microprocessor the desired application can be made according to the situation. For example; Operations such as motor driving, control of the multimedia unit via can bus, opening and closing of the vehicle sun visor can be performed.

1.3. Literature Review

The first research on Gesture control technology was carried out by MIT in the early 1980s. The first step was taken using sound and gloves to interact with objects on a large screen (Bolt R.A. (1980)). Gesture control technology has been used since the 1990s to make life easier for people with disabilities. These include applications such as camera based web interface and controlling white goods with a necklace. Visual Touchpad in 2004; It was first introduced as a low cost vision based input device that interacts with desktop computers, laptops, public kiosks or large wall screens with two hands (Malik S., Laszlo J. (2004)). In 2006, the Gesture visualization method began testing the application of the accelerometer data and the animation of the hand movement during gesture control. Accelerometer based motion control is considered as a complementary or alternative interaction model. Movement commands that can be freely trained by the user can be used to control external devices with the movable wireless sensor unit (Sanna K. JK, Jani M. and Johan M. (2006)). In 2007, a prototype of the smart wheelchair control system was introduced to the market, where users can control the wheelchair using head movements combined with laptop and webcam (Jia P., Hu H., Lu T., Yuan K. (2007)).

1. Martin Zobl (2003). They think that the integration of more functionality in vehicles by increasing human interface increases the complexity of using the device. Therefore, the optimal use of different human sense channels is an approach that simplifies the interaction with in-vehicle devices. In this way, it will increase ease of use and reduce distraction. They use video-based real-time hand gesture recognition system for in-car use. He worked with widely available movements. With the optimized movement and dynamic hand movements combined with a human machine interface, they have enabled various in-car multimedia and infotainment devices to work intuitively and effectively.

In this study, motion recognition feature is provided by using Hidden Markov Model (HMM) technique. The basis of the system we will develop is based on HMM. In the system we will develop, this model and the embedded system will be combined and a more flexible and more stable work will be provided. Since the Electrodes can be designed flexibly in our system, it will take up little space and will be low cost.

2. Carl A. Pickering et al. (2007) This article describes the primary and secondary driving task, along with Human Machine Interface (HMI) trends and topics that drive car user interface designers to see manual motion recognition as a realistic alternative for user controls. A range of hand motion recognition technologies and Human Tools Interaction (HVI) applications are discussed, including a summary of current automotive hand motion recognition research.

In this study, we describe the researches on motion detection system design technologies, applications and interface techniques that we use in our study. According to the study; The gesture recognition application to be used in the car should support a non-device-based approach and a non-worn or non-intrusive approach, as the automotive environment is safety-critical, spatially limited and has practical user restrictions. In addition, dynamic and non-contact techniques are mostly used as hand movement techniques.

3. Hao-Chan Ting, et al. (2012). In this article, an automotive infotainment system equipped with smart applications is presented. The proposed system combines interactive motion control to control in-car applications that can improve safety and driving performance while also improving the level of comfort in modern vehicles.

In this study, motion recognition is done with RGB camera. Our system will not be connected to the camera and can be installed in the area we want in the vehicle. Only one transmitter electrode will be used for the e-field. Thanks to this feature, it will provide low power consumption. Also, since it will operate at low frequencies, it will not be affected by interference and interference.

4. Parada-Loira F. Vd. (2014). They think that controlling more than one device while driving causes the driver to be distracted. Therefore, they have worked on interfaces that provide human-machine communication. The system works with a visible infrared camera mounted on the roof of the vehicle. The scanning area points around the gearshift rod. These three modules work in parallel to analyze the field of activity and divide the hand if a hand is found:

    - Edge-based Foreground-Background Model (EBM)
    - Mixture of Gaussians background Model (BG_MoG)
    - Maximally Stable Extremal Regions segmenter (MSER)

These three modules feed on the current frame (grayscale or color) and combine their output to give a more obscure answer.

In this study, motion is detected with the camera. In the system, the camera is exposed and has a certain scanning area. Also, when you want to achieve this control in a different place, another camera will be required and it will increase the image pollution. Since the electrodes will be completely under the product in the system we will develop, they can be used as much as desired. It will work centrally over the entire detection area. Thus, it will provide full surface coverage without any blind spots in any sensing. Also, E-field detection sensors are not affected by environmental influences such as light or sound.

5. Pablo Sauras-Perez et al. (2014). In this article, he analyzes the variability of non-contact movements to control secondary functions in the car. A Wizard of Oz has been created in a driving simulator where participants perform the action they think they will use to control the functions of the music player. According to the results of the experiment, it is observed that there is a high level of variability in movements when the same function is performed by different drivers. He states that this variability may cause distraction.

In this study, experiments were carried out using RGB Camera. As a result of the study, it was observed that the same movements were variable by different people. Since our system is independent of the camera and our design is flexible in terms of hardware and software, the same motion will be promoted in an optimum manner with software and hardware filtering operations in motion definition. It will be able to provide a highly flexible user interface technology for all types of electronic devices, as it will basically process the raw electrode signals and convert them into pre-processed movements and x, y, z position information in real time.

6. Rahman ASMM et al. (2011). The aim of this study is to create a simple and intuitive interaction plan for in-car multimedia devices. Motion recognition is done using the camera on the game consoles. While the camera follows the hands of the users, it generates a series of movement points in the body connections and syntactically analyzes this movement to recognize hand movements later. This gesture is also used to interact with in-car multimedia devices to access various entertainment services.

In this study, motion recognition is done with the camera on the game consoles. As in other studies, the camera causes image pollution and restriction. Since our system is based on electric field sensing, it does not allow any restrictions or image pollution. There will be no blind spot since the sensing will take place centrally. With the benefit of being outside the regulated radio frequency range, a carrier frequency in the range of 44-115 kHz is used. Likewise, it is not affected by radio interference, effects such as light and sound.

7. Jia PaHHH et al. (2007). In this study, it is aimed to control the disabled vehicles with the head movements of the disabled people. When the device is placed in front of the wheelchair, it detects head movements with the help of a camera and controls the movement of the wheelchair due to the head turning left and right.

In this study, motion was detected with the camera. Therefore, image pollution occurs. Also, the camera is more likely to be affected by environmental conditions. Since the electrodes will be placed under the surface of the body in our system, they will not create image pollution and they will not be affected by environmental conditions since they will work at low frequency.

1.4. Original Value

With the developing technology, many studies are carried out on in-car controls. However, these studies cannot provide full optimization. In addition, since the field surveys are carried out with the camera in general and gloves, devices, etc. are used. As auxiliary elements are used, it causes image pollution, restriction and usability. Unlike the generally preferred optical systems in the system we will develop, motion control will be provided with the help of electric field lines. With the electric field detection technology, this confusion will disappear. Control movements will be determined and recorded during the design. It can also be controlled by touch. The system expresses its originality that the motion detection process is much more efficient than the systems designed so far and that a design can be made so that it is not affected by noise and environmental factors thanks to the filter. In addition, our system will be flexible both hardware and software.

Benefits of Electric Field Sensing Technology:

- E-field sensors are not affected by ambient effects such as light, sound, and radio frequency interference that negatively affect most other 3D technologies.
- E-field technology enables motion / position tracking
- E-field technology has a high immunity to noise, provides high update rates and resolution, low latency and is not affected by complex signals by clothing, surface texture or reflection.
- It provides low cost due to the use of thin electrodes.
- More use of existing capacitive sensor structures such as the ITO (Indium tin oxide) coating of the touch panel saves cost and simplifies the integration of the technology.
- Since the electrodes are placed under the surface of the body or integrated into the ITO structure of a touch panel, it does not create visual pollution.
- E-field works centrally over the entire detection area. Thus, it provides full surface coverage without any blind spots in any sensing.
- Only one transmitter electrode is used for the e-field. Thanks to this feature, it provides low power consumption.
- Since the e-field basically processes the raw electrode signals and converts them to pre-processed movements and x, y, z position information in real time, it can provide a highly flexible user interface technology for any electronic device.

2. MAIN BODY

The electric field will be created by designing the electrodes that will detect hand movements. After the received data is processed properly, it will be communicated by communicating over the I2C communication protocol. The desired controls can be provided according to the transmitted data.

Methods to be used in the project:

2.1. Creating an Electric Field

Five electrode designs will be made to create an electric field. It will have interfaces for five receiving electrodes and a single transmitter. The receive and transmit electrodes will be made of any conductive material such as copper or indium tin oxide (ITO). The insulation between the electrodes can be any non-conductive material, including glass or plastic. A non-conductive coating will be made on the electrode. The delivery electrode will be placed under the array of receiving electrodes.

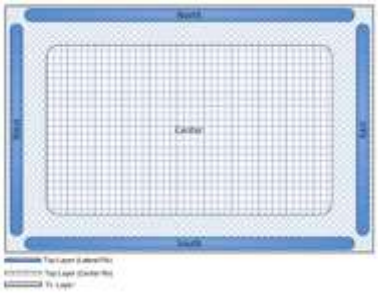


Figure 5. Frame Shape Electrode



Figure 6. PCB Electrode

The electrode system is typically a double layer design with a Tx transmit electrode at the bottom layer to shield against device ground and thus, ensure high receive sensitivity. Up to five comparably smaller Rx electrodes are placed above the Tx layer providing the spatial resolution of the this system. Tx and Rx are separated by a thin isolating layer. The Rx electrodes are typically arranged in a frame configuration as shown in Figure 5. The frame defines the inside sensing area with maximum dimensions of 14x14 centimeters. An optional fifth electrode in the center of the frame may be used to improve the distance measurement and add simple touch functionality. The electrodes' shapes can be designed solid or structured. In addition to the distance and the material between the Rx and Tx electrodes, the shape structure density also controls the capacitance CRxTx and thus, the sensitivity of the system.

2.2. Hardware Design

The lines of the area that the user's hand enters in the detection area flows from the user's body to the ground, resulting in distortion in the area. The effect reduces the electrode signal levels near the hand to lower than the level detected by a set of sensors. As the hand moves, different parts of the knee receive movement and potential changes are detected. The sensed signals are filtered and the reading is done with an analog digital converter. Signals from the converter are processed and sent to the output. The signals received from the output units are communicated over the I2C protocol.

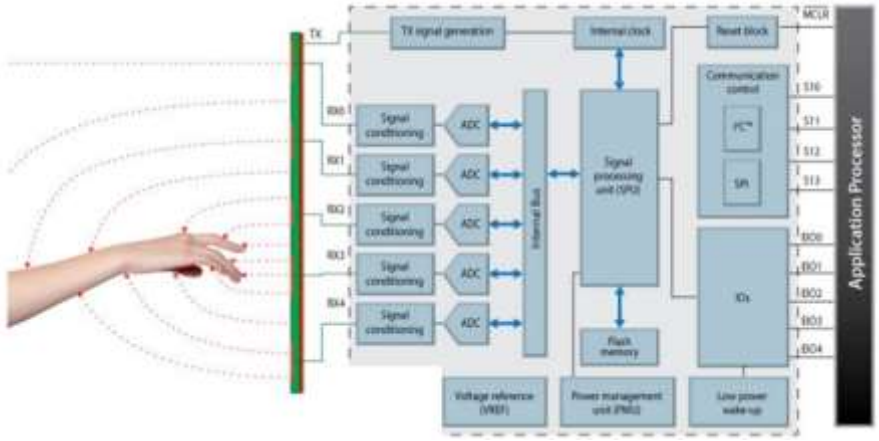


Figure 7. Sample Block Diagram

2.3. Software Design

After the data received from the electric field sensor is made meaningful, it can be communicated with a motherboard and the desired operation can be performed.

I2C Communication Protocol:

Outputs can be controlled with the desired algorithm according to the sensor data coming through the I2C protocol. I2C (Inter-Integrated Circuit) is an example of synchronous communication from serial communication types. For communication, two lines, SDA and SCL, are needed outside the ground line. Due to the large number of lines, it is not preferred for long-distance communications. It is generally used in short distance and where low data transfer rate is sufficient. The I2C communication has a master device controlling the communication. There should be one master in each communication. In order to ensure communication, at least one slave device must be connected to the communication line. The master device decides which of the multiple slave devices connected to the data stream. Thus, communication is made with more than one device without any change in the number of lines.

Master and slave devices do not need to be connected to the same supply line. But the ground lines must be the same for communication. In addition, there are two communication lines for data transfer: SDA (Serial Data Line) and SCL (Serial Clock). SDA from these lines is the line where data transfer between devices is provided. This would be bidirectional data transfer on the line. The synchronization of the data transferred to the line is carried out by the SCL line. The SCL line contains the clock signal produced by the master device. Communication on the SDA line is organized according to this signal.

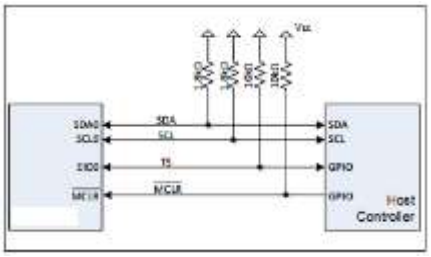


Figure 8. Sample I2C Communication Connection

Motion Definition:

The motion algorithms of the inputs and outputs to be controlled will be introduced and a database will be created. 8 types of motion can be introduced basically: proximity detection, position tracking, touch, rotary, right, left, up and down.

3. CONCLUSIONS AND RECOMMENDATIONS

With the completion of our project, according to the literature review in the automotive field, it is a project that has been carried out abroad but has not been done domestically. This system will enable drivers to be more careful and reduce the risk of accidents. Our project will provide low power consumption and will not be affected by environmental and electrical noise by designing according to EMC rules. In our system, it is aimed to integrate digital electronic and electric field sensing technology, and provide an open and flexible control and touch control.

With the completion of our project, according to the literature review in the automotive field, it is a project that has been carried out abroad but has not been done domestically. This system will enable drivers to be more careful and reduce the risk of accidents. Our project will provide low power consumption and will not be affected by environmental and electrical noise by designing according to EMC rules. In our system, it is aimed to integrate digital electronic and electric field sensing technology, and provide an open and flexible control and touch control.

As a result, with the developing technology, many studies are carried out on in-car controls. However, these studies cannot provide full optimization. In addition, since the field surveys are carried out with the camera in general and gloves, devices, etc. are used. As auxiliary elements are used, it causes image pollution, restriction and usability. Unlike the generally preferred optical systems in the developed system, motion control is provided with the help of electric field lines. With the electric field sensing technology, this confusion will disappear. Control movements are determined and recorded during the design. It can also be controlled on the touch. The fact that the system is much more efficient than the systems designed so far and the motion detection process and the processing of movements, and the ability to make a design that will not be affected by noise and environmental factors thanks to the analog and digital filter. In addition, our system is flexible both hardware and software. As a prototype, the glove box on the dashboard is now opened with gesture. The handle on the glove box is removed. Figure 9 and Figure 10 are also shown.



Figure 9. The Glove Box is Close



Figure 10. The Glove Box is Open

4. REFERENCES

[1] Bolt R.A. (1980) “Put that there: voice and gesture” SIGGRAPH '80: Proceedings of the 7th annual conference on Computer graphics and interactive techniques, July 1980, New York, pp.262 - 70.

[2] Malik S., Laszlo J. (2004) "Visual Touchpad: A Two-handed Gestural Input Device", ICMI '04: Proceedings of the 6th international conference on Multimodal interfaces, October 2004, New York pp.289-296.

[3] Sanna K. JK, Jani M. and Johan M. (2006) "Visualization of Hand Gestures for Pervasive Computing Environments" Proceedings of the working conference on Advanced visual interfaces, January 2006, Italy, pp.480-3.

[4] Jia P., Hu H., Lu T., Yuan K. (2007) "Head gesture recognition for hands-free control of an intelligent wheelchair" Industrial Robot: An International Journal, Emerald, 34, 1, pp.60-68.

[5] Zobl M., Geiger M., Schuller B., Lang M., Rigoll G. (2003) "A Real Time System For Hand Gesture Controlled Opertaion of in-Car Devices" 6-9 July 2003, USA, pp. III – 541

[6] Pickering C.A., Burnham K., Richardson M.J. (2007) "A Research Study of Hand Gesture Recognition Technologies and Applications for Human Vehicle Interaction" Automotive Electronics, 3rd Institution of Engineering and Technology Conference on, 28-29 June 2007, UK, pp.1-15.

[7] Ting H., Chen S., Labille K., Tsai Y., Ruan S. (2012) "Intelligent Applications Design in Automotive Infotainment Systems" IEEE Asia Pacific Conference on Circuits and Systems, 2-5 December 2012 Taiwan, pp.376-379.

[8] Parada-Loira F., González-Agulla E., Jose L., Castro A. (2014) "Hand Gestures to Control Infotainment Equipment in Cars" IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV), 8-11 June 2014, USA, pp.1-6.

[9] Suras-Perez P., Taiber, J, Smith J. (2014) "Variability Analysis of In-Car Gesture Interaction" International Conferance on Connected Vehicles and Expo, 3-7 November 2014, USA, pp.777-780.

[10] Rahman ASMM., Saboune J., El Saddik A. (2011) "Motion-Path Based in Car Gesture Control of the Multimedia Devices" 1st ACM International Symposium on Design and Analysis of Intelligent Veicular Networks and Applications, 31 October 2011, USA, pp.69-76.

İNDEKS / INDEX

A

Abdulkadir Yalçınkaya 382
Abdullah Yasin BİLİCİ 266
Abdulmecit AYDIN 995
Abdurrahim Arkan 350
Abdurrahman DEMİRCİ 432
Adem KARAKETİR 522
Ahmet Alper YONTAR 40
Ahmet ERKLİĞ 304
Ahmet YILDIZ 1176
Ahu Ece HARTAVİ 1318
Akın Burak ETEMOĞLU 522
Alen Murat KUYUMCU 229, 235
Ali Kemal ALP 119, 255
Ali Mesutcan Gök 1477
Ali TÜRKCAN 1096
Alp Tekin ERGENÇ 314
Alper Kaya 112
Alper ŞANLI 1120
Alptekin ERGENÇ 112
Anıl Onur CANBAZ 1534
Anıl TOPALOĞLU 11
Arın Göksel Altıntaş 1641
Asım ZEYBEK 1612
Ayberk Gökçe 725
Ayhan ÖZTÜRK 1096
Ayhan Yağcı 1186
Aysema Ünlü 974
Aysun Aydoğdu 899
Ayşegül Bodur Yılmaz 1214, 1457
Aytek YILMAZERLİ 1203

B

Bahadır Erman Yüce 497
Bahadır Erman YÜCE 497
Bahadır Hakan CANPOLAT 88
Barış KARA 1612
Barış ÖZTÜRK 411
Barkın Karahan 1457
Beril Yılmaz 1626
Berk Özmen 136
Berkay Çelik 450
Berkay Yüksel 418
Berke ERCAN 814, 1096
Berna Balta 593
Beytullah DİŞLİ 425
Beyza Zeynep ESKİ 1014
Binnur Gören KIRAL 963
Birtan Güler 749
Burak Özdemir 1347
Bülent Başyiğit 694

C

Caner Tümer 357
Celalettin YUCE 1397, 1612
Cemal Somyak 1582
Cemal SOMYAK 1582
Cengiz ARAZ 572
Cengiz Aydın 284
Cengiz ÖZ 531, 572
Cevat ÖZARPA 1466

Ç

Çağıl Çiloğlu 601
Çiğdem Bilge 1575

D

Doğan PENEKLİ 687
Duygu Sofuoğlu 639
Duygu SOFUOĞLU 40

E

Efe AFACAN 1058
Ekin Cansu Özkan 57, 320
Elif Burcu Çetin 1525
Elif Uzun 1411, 1513
Emin SEZGİN 1397
Emir KUTLUAY 740
Emirhan SAĞ 1536
Emrah GÖLBAŞI 112
Emre Akıllı 1302, 1312
Emre Bolova 363
Emre Oruç 1556
Emre Yücel 1265
Emre YÜCEYAR 374
Emrecan Hatipoğlu 740
Emrecan HATİPOĞLU 740
Enes BEKTAŞ 505
Enishan ÖZCAN 229, 235
Eray ARIK 1108
Ercüment Şakir Gürel 946
Erdal USTA 88
Erdem Özsaraç 304
Erdem ÖZSARAÇ 304
Ergünay NAL 411
Erhan KUL 119, 255
Erhan YAMAN 1120, 1203
Evren ANIK 851
Eylül Ezgi Günindi 1411, 1447, 1513

F

Fahri İbişoğlu 170, 1691
Fahri İBİŞOĞLU 1255
Fatma Nur Çınar 1328

Fazıl Önder Sönmez 481
Ferruh ÖZTÜRK 11, 1632
Fevzi BEDİR 1595, 1606
Fevzi Buğra Aksop 907
Fuat Can AĞARER 492
Furkan AVCI 522

G

Gökhan AKNAL 1203
Gökhan AKTÜRK 1397
Gökhan KONUK 314
Gökhan SEVİLGEN 649, 659
Gökhan Şendeniz 1369
Gökhan TANRISEVER 229
Gökhan TEKİN 216
Göktan KURNAZ 1682
Gözde TUNCER 229, 235
Guillaume BRUNIQUEL 871
Gurur Ağakişi 787
Gül Çiçek ZENGİN 531, 572
Gül Çiçek ZENGİN BİNTAŞ 531, 572
Gülşah Aktaş Çelik 1285, 1292
Güneş YILMAZ 1536

H

Hafize Çelik 1618
Hakan AYDIN 266
Hakan Kayserili 806
Halil BAYRAM 995
Halil Osmanoğlu 105
Halim SEVİM 987
Hande BEZCİ ZEREN 1682
Harun Anaç 668
Harun ÖZTÜRK 531
Hasan GÜNGÖR 916
Hasan Şahin 440
Hasancan TERZİ 1244
Hatice Kurnaz Araz 468
Hatice Özbek 1588
Hatice SANDALLI 492
Haydar Can Yalçınkaya 57, 320
Hüseyin Değirmenci 30, 639
Hüseyin DEĞİRMENCİ 153, 162
Hüseyin DİNÇ 505
Hüseyin Emre Doğan 432
Hüseyin Emre DOĞAN 432
Hüseyin Kırmızı 963
Hüseyin KIRMIZI 963
Hüseyin ÖZKAYA 236

İ

İbrahim Can Güleryüz 79
İlhan Alyay 649, 659
İlhan Yunus 1634

İsa AVCI 1466
İsmail Akkurt 243
İsmail CAN 572
İsmail Hakkı SAVCI 1682
İsmail Öztürk 558

J

Jovanka Lukić 393

K

Kayhan SIRDAR 980
Kemal Can EKİNCİ 1606
Kemal Rodoplu 748
Kenan GENEL 923
Klaus Werner Schmidt 320, 330
Koray ALTUN 505
Köksal AZİZAĞAOĞLU 1092
Kutay Yücetürk 460

M

M. Türker Gültepe 1353
Matej Biček 882
Mehmet Ali Danışman 474
Mehmet Burak KOÇAK 374
Mehmet ÇELİK 1244
Mehmet GÖL 1318
Mehmet Oduncu 1003
Mehmet Onur Genç 98, 791
Mehmet Sami GÜLER 88
Mehmet Süha İŞİ 1058
Mehmet Turgut KAHVECİ 229, 235
Mehmet UÇAR 814, 1096
Mehtap Hıdıroğlu 341
Mehtap HIDIROĞLU 1546
Melek Eroğlu 622
Melih ÇAYLAK 119, 255
Meltem Süpürtülü 1566, 1572
Mert Ali ÖZEL 522, 1167, 1176
Mert Büyükköprü 1663
Mert MOKUKCU 871
Mert TEKYURT 871
Merve Vatansever Ensarioğlu 1652
Meryem Altay 762
Mesut İŞKUR 1606
Mesut Muhammet Akkaya 677
Mesut Muhammet AKKAYA 1225, 1255
Metin ÇALLI 1632
Milat KUL 119, 255
Mirsad Bucak 274, 284
Muhammed Doruk ÇAPRAZ 1534
Muhammed Latif BEKCİ 88
Muhammet Muaz YALÇIN 923
Murat Avcı 717
Murat Can Özden 1194, 1447

Murat DAL 505
Murat MERCAN 1595
Murat TALAY 425
Mustafa BİNTAŞ 531, 572
Mustafa CEYHAN 987
Mustafa Emre Darı 1378
Mustafa Erdem Memiş 1707
Mustafa YAZAR 119, 255
Mustafa YILDIZ 236
Muzaffer Kasaba 777
Mümin Tolga Emirler 400

N

Necmettin KAYA 11
Niyazi TANLAK 279
Nizamettin KAHRAMAN 1546
Nurettin Yamankaradeniz 1336

O

Oğuzhan Aldemir 769
Oğuzhan AYDIN 522
Oğuzhan COŞKUN 1536
Oğuzhan OĞUZ 292
Oğuzhan Turan 1378, 1387
Onat Tokay 687
Onat TOKAY 687
Onur Çelikkan 707
Onur ÇELİKKAN 707
Onur Ünlü 562
Orhan Dedeoğlu 21
Orhan TOPAL 540
Orhan Uras Kurtuluş 1674
Orkun ÖZENER 112
Orkun TEKELİOĞLU 1546
Osman Akın KUTLAR 432
Osman KOPMAZ 1167, 1176
Osman SÜMER 1073, 1083

Ö

Ömer CİHAN 432
Ömer Necati CORA 88
Ömer OKUMUŞ 916
Ömer SEL 522
Ömür KAVAS 923
Özer Özdemir 1120
Özer ÖZDEMİR 1120
Özgür BOZCA 866
Özgür ÇEVİK 1536

R

Rahmi G.YILDIZ 411
Ramadan SONCU 1092
Recep KURT 505

Reşat Uzmen 618
Reyhan ÖZCAN BERBER 505

S

S. Çağlar Başlamışlı 2, 629
Samet BALKAN 119
Savaş Kayacı 224
Savaş KAYACI 411, 687
Selin EFE KAYABAŞI 916
Semih KAVURUCU 1682
Semih Öngir 1405, 1418
Sercan Acarer 856
Sercan AYDIN 292
Serdar YAĞCI 492
Serhat Mercimekoğlu 608
Serkan ALTINTAŞ 823
Serkan Geçim 192
Serkan GÖMEÇ 687
Serkan ÖZŞAHİN 145, 153, 162
Sertan AŞKAN 374
Sertan TURAN 505
Sevda TELLİ ÇETİN 1167
Sevgi Çakmak 1275
Seyhan Mutlu 1529
Seyhan MUTLU 1534
Seyit Ali KARA 1466
Sibel Aker 1365
Sibel Kuzgun Akın 1703
Sinan Baysal 145
Sinan GÖKTEPE 1682
Sinan Kula 955
Sinan KULA 1151
Sinan Öztürk 1044
Slavica Mačužić Saveljić 393
Sunay Güler 882

Ş

Şemsettin Melih Akyol 891
Şuayip Muaz Güç 1423, 1626
Şuayip Muaz GÜÇ 1632
Şükrü TALAŞ 119, 255

T

Tahir Ayaz 639
Talha Muslim 550
Tamer AYDINER 1026
Taner Genç 341
Taner KARAGÖZ 550
Tanya A. BAŞER 1546
Tevfik Can ÖZGÜR 153, 162
Tom van der Sande 934
Toros Arda Akşen 974, 1051
Tuğçe Turan Abi 649, 659
Tuğçe Uysalman 1498

Tunahan Doğru 832, 1519
Tunahan DOĞRU 987
Tunay TUNA 505
Turan Solmaz 769, 798

U

Ufuk Usta 51
Uğur Demir 702
Uğurcan Malgaz 756

Ü

Ünal Kağan Zengi 1234

V

Varol KORKMAZ 505
Vedat ARAS 707
Veyzat GAZİ 112
Volkan Yapar 845
Volkan YAPAR 845

Y

Yağızcan Sezgin 1507
Yalçın ŞENSOY 216
Yasemin Gündoğdu Ceylan 261
Yasin BOYACI 1225, 1255
Yavuz Samim Ünlüsoy 67
Yiğithan AÇIKGÖZ 153, 162
Yusuf Ertan ÖZAN 374
Yusuf KAYALI 119, 255
Yücel Karaca 1359