T.C.
Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü

TAŞITLARIN SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNDE KULLANILAN AKSON PARÇASININ FİZİKSEL TEST VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİYLE OPTİMİZASYONU

İBRAHİM İNAN

Yüksek Lisans Tezi

TAŞITLARIN SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNDE KULLANILAN AKSON PARÇASININ FİZİKSEL TEST VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİYLE OPTİMİZASYONU

İBRAHİM İNAN

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞITLARIN SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNDE KULLANILAN AKSON PARÇASININ FİZİKSEL TEST VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİYLE OPTİMİZASYONU

İbrahim İNAN
0009-0007-5750-5690

Doç. Dr. Celalettin YÜCE
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS
KONSTRÜKSİYON VE İMALAT ANABİLİM DALI

BURSA – 2023

Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

TAŞITLARIN SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNDE KULLANILAN AKSON PARÇASININ FİZİKSEL TEST VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİYLE OPTİMİZASYONU

İbrahim İNAN

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı
Danışman: Doç. Dr. Celalettin YÜCE

Son zamanlarda konforlu, hızlı, güvenli ve erişimi kolay olması sebebiyle en fazla tercih edilen ulaşım araçlarından biri otomobillerdir. Artan otomobil talebi sebebiyle üreticiler hızlı ve düşük maliyetli bir şekilde otomobil üretebilmek için oldukça fazla zaman ve para harcamaktadır. Otomobil parçalarının tasarımında daha hafif, daha hızlı ve daha ucuz parçalar üretebilmek için odaklanılan noktalardan biri tasarım doğrulama çalışmalarıdır. Bu çalışma kapsamında, bir otomobil süspansiyon sisteminin yapısal parçalarından biri olan akson parçasının tasarımı, tasarım doğrulama ve optimizasyon çalışmaları yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Akson parçası amortisör, rotil ve direksiyon rotu gibi süspansiyon parçalarını bir arada tutan, üzerinde teker ve fren grubu parçalarını taşıyan yapısal bir komponenttir. Akson, farklı koşullarda ve yönlerde farklı yüklere maruz kalan bir parça olduğu için dayanımı oldukça önem arz etmektedir. Bunun gibi dayanım ve hafifliğin önemli bir kısıt olduğu parçaların tasarım sürecinde, sonlu elemanlar analizi uygulamaları fiziksel doğrulama testlerinde harcanacak zamanı ve maliyetleri oldukça minimize etmektedir.

Bu çalışmayla birlikte, mevcut akson tasarımının prototipi üretilerek, frenleme, dikey ve yanal hasar koşulları için fiziksel banko testleri gerçekleştirilmiştir. Daha sonra mevcut 3D akson modeli üzerinden aynı koşullar altında SimCenter programıyla nonlineer sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Sanal analiz ve fiziksel test sonuçları karşılaştırılmış, iki doğrulama yöntemi arasında yaklaşık %5,79 oranında bir korelasyon olduğu tespit edilmiştir. Bu doğrultuda, topoloji optimizasyonu metodu ve sanal analiz metodu yardımıyla yeni akson tasarımları oluşturulmuştur. Topoloji optimizasyonu ile birlikte, aynı yük ve sınır koşullarında %14 daha hafif akson tasarımı elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Akson, Doğrulama, Fiziksel Test, NX SimCenter, Sonlu Eleman Analizi, Süspansiyon

2023, ix + 82 sayfa.

ABSTRACT
MSc Thesis

DESING AND OPTIMIZATION OF THE SUSPENSION STEERING KNUCKLE USED IN VEHICLES BY PERFORMING THE PHYSICAL TEST AND FINITE ELEMENT ANALYSIS METHODS

Ibrahim INAN

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Construction & Manufacturing
Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Celalettin YÜCE

Recently, automobiles become one of the most preferred means of transportation due to their comfort, speed, safety. With the increasing demand for automobiles, manufacturers are investing significant time and resources to produce cars quickly and cost-effectively. One of the keys focuses on automobile component design is the production of parts that are lighter, faster, and more cost-effective, with an emphasis on design validation studies. This study aims to design, validate, and optimize a steering knuckle component of automobile suspension system. The knuckle component serves as a structural element that holds together suspension parts such as shocks, knuckles, and steering links, while supporting the wheel and brake assembly. Given that the knuckle is subjected to different loads in various conditions and directions, its strength is of paramount importance.
Finite element analysis applications play a crucial role in minimizing the time and cost required for physical validation testing in the design process of components where strength and lightweight properties are significant constraints. In this study, a prototype of the existing knuckle design was manufactured, and physical bench tests were conducted for braking, vertical, and lateral damage conditions. Subsequently, nonlinear finite element analysis was performed using the SimCenter program on the existing 3D knuckle model under the same conditions. The results of virtual analysis and physical tests were compared, revealing a correlation of approximately 5,79%. Consequently, new knuckle designs were developed using the topology optimization method and virtual analysis. With topology optimization, a 14% lighter knuckle design was achieved under the same load and boundary conditions.

Key words: Bench Test, Finite Element Analysis, NX SimCenter, Steering Knuckle, Suspension, Validation

2023, ix + 82 pages.

ÖNSÖZ

Tez çalışmam boyunca bilgi birikimini, ilgisini, anlayışını, desteklerini eksik etmeyen değerli danışman hocam Doç. Dr. Celalettin YÜCE' ye teşekkürlerimi sunarım.

Kurumdan ziyade bir okul gibi gördüğüm TOFAŞ' a, teknik konularda ve motivasyon anlamında desteklerini esirgemeyen başta yöneticilerim ve çok değerli çalışma arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak, yüksek lisans eğitimim boyunca, maddi ve manevi desteğini hiçbir zaman esirgemeyen değerli eşime ve aileme en içten teşekkürlerimi sunarım.

İbrahim İNAN
…/…/…….

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET i
ABSTRACT ii
ÖNSÖZ iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ v
ŞEKİLLER DİZİNİ vi
ÇİZELGELER DİZİNİ viii
1. GİRİŞ 1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI 3
2.1. Süspansiyon Sistemleri ve Görevleri 3
2.1.1. Sabit akslı süspansiyon sistemleri 5
2.1.2. Yarı bağımsız süspansiyon sistemleri 6
2.1.3. Bağımsız süspansiyon sistemleri 8
2.2. Akson Parçasının Görevi 17
2.2.1. Akson ile bağlantılı parçalar 17
2.2.2. Akson için kullanılan malzemeler 20
2.2.3. Akson üretim yöntemleri 20
2.2.4. Akson üzerine gelen mekanik yükler 21
2.3. Süspansiyon Sistemleri Doğrulama Yöntemleri 21
2.3.1. Malzeme laboratuvar testleri ile doğrulama 22
2.3.2. Test bankoları ile doğrulama 23
2.3.3. Araç yol testleri ile doğrulama 25
2.3.4. Sonlu elemanlar yöntemleri ile doğrulama 27
2.3.5. Akson tasarımı doğrulama yöntemleri 33
2.3.6. Aksonun mekanik dayanım doğrulama testleri 34
2.4. Literatür Araştırmaları 35
3. MATERYAL VE YÖNTEM 42
3.1. Akson Tasarımı ve Optimizasyon Prosesi 42
3.1.1. Akson malzeme bilgileri ve prototip üretimi 43
3.1.2. Akson yük ve sınır koşulları belirlenmesi 44
3.1.3. Akson fiziksel banko testleri 45
3.1.4. Akson sonlu elemanlar analizi 47
3.1.5. Akson topoloji optimizasyonu 51
4. BULGULAR 56
4.1. Fiziksel Test Sonuçları 56
4.2. Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçları 58
4.3. Fiziksel Test ve Sanal Analiz Korelasyonu 61
4.4. Topoloji Optimizasyonu Sonucu 62
4.5. Topoloji Optimizasyonu Uygulanmış Model Tasarımı 65
4.6. Optimize Edilmiş Modellerin Sanal Analiz Sonuçları 67
5. TARTIŞMA ve SONUÇ 74
KAYNAKLAR 77
ÖZGEÇMİŞ 82

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Kısaltmalar	**Açıklama**
3D	3 boyutlu tasarım modeli
ATV	Arazi aracı
CAE	Bilgisayar Destekli Mühendislik
FEA	Sonlu Elemanlar Analizi
F1	Formula 1 yarış araçları
GM	General Motors araç markası
MMC	Metal Matrisli Kompozit
NVH	Ses, Gürültü, Sertlik

Simgeler	**Açıklama**
CO_2	Karbondioksit
km	Kilometre
g	Gram
SiC	Silisyum Karbür
f	Fonksiyon
$\in$	Eleman işareti

ŞEKİLLER DİZİNİ

		Sayfa
Şekil 2.1.	Engebeli yolda süspansiyon sisteminin araç konforuna etkisi (Yıldız 2014)	4
Şekil 2.2.	Yaprak Yaylı Sabit Aks Sistemi (Güler 2011)	5
Şekil 2.3.	Audi A1 Yarı-Bağımsız Arka Süspansiyon Sistemi (Anonim 2021a)	7
Şekil 2.4.	Double Wishbone Süspansiyon sistemine sahip Audi Q7 (Anonim 2009a 'dan değiştirilerek alıntılanmıştır.)	9
Şekil 2.5.	Trailing Arm bağımsız süspansiyon sistemi modeli (Anonim, 2015a)	10
Şekil 2.6.	Macpherson Süspansiyon sistemi ve parçaları	12
Şekil 2.7.	Motor Traversi	13
Şekil 2.8.	Strut parçasının görüntüsü (Anonim 2023d)	13
Şekil 2.9.	Akson parçası (Keten 2020)	14
Şekil 2.10.	Salıncak ve üzerine montajlanan diğer komponentler	14
Şekil 2.11.	Rotil (Anonim 2023a)	15
Şekil 2.12.	Viraj çubuğu (Anonim 2023b)	15
Şekil 2.13.	Viraj çubuğu strut bağlantısı (Anonim 2023c)	16
Şekil 2.14.	Porya (Anonim 2023d)	16
Şekil 2.15.	Teker Rulmanı (Anonim 2023e)	16
Şekil 2.16.	Salıncak Elastomer Burçları (Anonim 2023f)	17
Şekil 2.18.	Farklı Porya Tipleri. Gen1, Gen2, Gen3.	18
Şekil 2.19.	Gen3 Porya bağlantısına sahip Porya (Keten 2020' den değiştirilerek alınmıştır.)	19
Şekil 2.20.	Çekme testi cihazı (Anonim 2023g)	23
Şekil 2.21.	Tofaş 6DOF Gövde yapısal test bankosu (Anonim 2019a)	23
Şekil 2.22.	Motor parçası için yapılan ömür testi bankosu (Anonim 2010a)	25
Şekil 2.23.	Mercedes Stutgart yol testleri pisti (Anonim 1984a)	26
Şekil 2.24.	Farklı yol tiplerine sahip Mercedes test pisti (Anonim 1984b)	26
Şekil 2.25.	Simcenter statik yapısal analiz örneği (Li 2021)	29
Şekil 2.26.	Simcenter yorulma analizi sonucu örneği (Jiang ve ark 2021)	30
Şekil 2.27.	Boyut optimizasyonu çalışması örneği (Anonim 2015c)	32
Şekil 2.28.	Şekil optimizasyonu çalışması örneği (Farid 2021)	33
Şekil 2.29.	Topoloji optimizasyonu çalışması örneği (Thummer 2014)	33
Şekil 3.1.	Akson Tasarım, Sanal Analiz ve Optimizasyon Akış Şeması	42
Şekil 3.2.	Prototip üretimi gerçekleştirilen akson tasarımı	44
Şekil 3.3.	Frenleme Koşulu Testi Banko Kurulumu	46
Şekil 3.4.	Yanal Hasar Koşulu Testi Banko Kurulumu	46
Şekil 3.5.	Dikey Hasar Koşulu Testi Banko Kurulumu	47
Şekil 3.6.	GH60 Dökme Demir Çekme Grafiği Nonlineer Bölgesi (Anonim 2018)	48
Şekil 3.7.	Mesh boyutu yakınsama operasyonu akış şeması	48
Şekil 3.8.	Frenleme Yük ve Sınır Koşulu	49
Şekil 3.9.	Janttan Yanal Hasar Yük ve Sınır Koşulu	50
Şekil 3.10.	Dikey Hasar Yük Koşulu ve Sınır Koşulu	50
Şekil 3.12.	Simcenter NASTRAN çözücü seçimi	52
Şekil 3.13.	Optimizasyon yapılacak akson mesh yapısı	52
Şekil 3.14.	Optimizasyon yapılacak akson yük ve sınır koşulları. A) Kuvvet uygulama noktaları B) Sınırlama noktaları	53

Şekil 3.15. Topoloji tasarım hedefi belirlenmesi 54
Şekil 3.16. Topoloji optimizasyonu tasarım kısıtı belirlenmesi..... 54
Şekil 3.17. Topoloji optimizasyonu alanı belirlenmesi..... 55
Şekil 3.18. Topoloji optimizasyonu sabit alan belirlenmesi 55
Şekil 4.1. Frenleme koşulu fiziksel test maksimum gerilim grafiği 56
Şekil 4.2. Tekerlek dikey hasar koşulu fiziksel test maksimum gerilim grafiği ... 57
Şekil 4.3. Janttan yanal hasar koşulu fiziksel test maksimum gerilim grafiği 57
Şekil 4.4. Frenleme koşulu maksimum gerilim sonucu 58
Şekil 4.5. Frenleme koşulu maksimum yer değiştirme sonuç..... 58
Şekil 4.6. Dikey hasar koşulu maksimum gerilim sonucu 59
Şekil 4.7. Dikey hasar koşulu maksimum yer değiştirme sonucu..... 59
Şekil 4.8. Janttan yanal hasar koşulu maksimum gerilim sonucu..... 60
Şekil 4.9. Janttan yanal hasar koşulu maksimum yer değiştirme sonucu 60
Şekil 4.10. Janttan yanal hasar koşulu maksimum gerilim değeri 61
Şekil 4.11. Janttan yanal hasar koşulu maksimum yer değiştirme değeri..... 62
Şekil 4.12. Topoloji optimizasyonu uygulanmış taslak akson modeli ön görünüş. 63
Şekil 4.13. Topoloji optimizasyonu uygulanmış kaba akson modeli arka görünüş 63
Şekil 4.14. Topoloji optimizasyonu uygulanmış kaba akson modeli ön görünüş... 64
Şekil 4.15. Topoloji optimizasyonu uygulanmış kaba akson modeli arka görünüş 64
Şekil 4.16. Optimize edilerek tasarlanmış uygulanmış Model 1 akson.
A) İzometrik ön görünüş B) İzometrik arka görünüş..... 65
Şekil 4.17. Optimize edilerek tasarlanmış uygulanmış Model 2 akson.
A) İzometrik ön görünüş B) İzometrik arka görünüş..... 66
Şekil 4.18. Optimize edilerek tasarlanmış uygulanmış Model 3 akson.
A) İzometrik ön görünüş B) İzometrik arka görünüş..... 66
Şekil 4.19. Model 1 akson yanal hasar sanal analizi maksimum gerilim sonucu ... 67
Şekil 4.20. Model 1 akson yanal hasar sanal analizi maksimum deplasman sonucu 68

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. GH60 Dökme Demir Malzemesi Mekanik Özellikleri (Anonim 2018) 43
Çizelge 3.2. Aksona uygulanacak Yük değer tablosu..... 45
Çizelge 3.3. Uygulanan mesh boyutuna karşılık maksimum gerilim değer tablosu 49
Çizelge 4.1. Ağırlık-Maksimum Gerilme Değerleri Tablosu 73

1. GİRİŞ

Globalleşmenin ve insan popülasyonunun giderek artmasıyla birlikte bir yerden bir yere ulaşım giderek önem kazanmaktadır. Bundan dolayı enerjiye olan ihtiyaç ve bu enerjinin kullanımından sonra ortaya çıkan atık gazlar da haliyle artmakta ve küresel ısınma, karbon ayak izi gibi konularda önem kazanmaktadır. Ulaşım sektörü toplam dünya enerjisinin %25'ini, toplam petrol üretiminin yarısını kullanmaktadır (Akı 2015). Bu, ulaşımın dünyadaki sera gazı üretiminin yaklaşık %25'inin kaynağı olmasına neden olmaktadır. Bugünkü haliyle ulaşım, elektrik üretiminden sonra, dünyadaki en büyük sera gazı kaynağıdır.

Günümüz dünyasında otomobiller konforlu, hızlı, güvenli ve erişimi kolay olması sebebiyle ulaşım araçları içerisinden en çok tercih edilen araçlardan biridir. Bu sebeple otomobile olan talep gün geçtikçe artmakta ve üreticiler üretim kapasitelerini arttırarak bu taleplere cevap vermeye çalışmaktadır. Fakat şirketler bu taleplere cevap vermeye çalışırken bazı zorluklarla karşılaşmaktadır. Bunlardan en önemlisi, devletlerin, çevresel sürdürülebilirliğin sağlanması için karbon salınım değerlerini sınırlandığı zorlayıcı mevzuatlara uygun araç üretebilmektir. Bunu yaparken de rekabetçi piyasa ortamında şirket karlılıklarının devamını sağlamak zorundadırlar. Ortalama CO_2 emisyonlarının seviyesi Avrupa da satılan yeni nesil araçlarda, 2001 yılında ortalama 170 (gCO_2/km) seviyelerinde iken 2020 yılında ortalama %40-45 azalma göstererek yaklaşık 95(gCO_2/km) seviyelerine gerilemiştir (Ghosh ve ark. 2019).

İki zamanlı motorun icadıyla birlikte yakıttan elde edilen verim yaklaşık %6 iken, gelişen otomotiv teknolojisiyle birlikte enerji kaynağı olarak kullanılan yakıtın %25-%30 hareket enerjisi olarak kullanılmaktadır. En yüksek malzeme ve üretim teknolojilerinin kullanıldığı F1 araçlarında bu oran %50' lere kadar çıkmaktadır. Kalan kısım ısı, atık gaz ve su olarak çevreye salınmaktadır. Teknolojiye yatırım yaparak, bu verimin arttırılıp, çevre dostu araçlar üretebilmek için şirketlerin ciddi Araştırma-Geliştirme yatırımları yaparak kaynak ayırması gerekmektedir. Bu konuda araştırma ve geliştirmeye oldukça yüksek miktarlarda yatırım yapan Fiat, Honda, Toyota, GM, Ford, Suzuki, Chrysler, Hyundai, Tata gibi önde gelen otomotiv şirketleri mevcuttur. 2018'de yayınlanan Kuzey

Amerika Çevre raporuna göre önde gelen otomotiv üreticilerinden olan Toyota, geleceğin çevresel teknolojileri için yaklaşık olarak saat başına 1 milyon dolar harcama yapmıştır (Kushwaha ve ark. 2015).

Karayolunda, taşıtların yakıt tüketimlerinin azaltılması için üzerinde çalışılan başlıca teknolojik alanlar; taşıt boyutunun ve kütlesinin azaltılması, motor performansının iyileştirilmesi, lastik performansının iyileştirilmesi, aerodinamik form, transmisyon-motor uyumudur (Akı 2015).

Bu konuda ilk başvurulan yöntemlerden biri otomotiv parçası tasarımı gerçekleştirilirken malzeme kütlesini ve dayanım ömrünü optimize edebilmektir. Yeni bir otomotiv projesine başlanırken o araç ile ilgili aracın segmenti, fonksiyonu, hedef ağırlığı, dayanım değerleri ve malzeme kalite değerleri belirlenir. Parçaların tasarımı gerçekleştirilirken hedef ağırlık baz alınarak minimum sapma ile yapısal bir komponentin ömür ve mekanik yüklere karşı dayanımının emniyetli olması sağlanır. Bu çalışma gerçekleştirilirken öncelikle bilgisayar destekli sanal analiz metotları yardımıyla komponentin ömür ve dayanım analizi gerçekleştirilir. Sanal analizlerde alınan olumlu sonuçlar neticesinde fiziksel olarak araç testleri ya da gerçek çalışma şartlarını benzetim yapan banko testleri gerçekleştirilir.

Bu tez kapsamında, sonlu elemanlar analizi, fiziksel banko testleri ve topoloji optimizasyonu kullanılarak, minimum zaman ve doğrulama maliyeti ile süspansiyon sisteminde kullanılan yapısal parçalardan biri olan akson parçasının tasarımını gerçekleştirmek hedeflenmiştir.

Bu doğrultuda, mevcut akson tasarımına, frenlenme, yanal ve dikey hasar koşulları için sanal analiz uygulanmış ve prototip üretimi gerçekleştirilerek fiziksel banko testleri gerçekleştirilmiştir. Fiziksel test ve sanal analiz sonuçları karşılaştırılarak korelasyon değeri elde edilmiştir. Sonrasında, mevcut tasarıma topoloji optimizasyonu uygulanmış, çıkan sonuçlar üzerinden 3 yeni akson tasarımı oluşturulmuştur. Tasarlanan aksonlara, dayanım açısından kritik öneme sahip olan yanal hasar koşulu için sanal analiz uygulanmıştır. Son olarak, sanal analiz sonuçları değerlendirilmiş ve dayanım-ağırlık açısından en optimum akson tasarımı belirlenmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Süspansiyon Sistemleri ve Görevleri

Süspansiyon sistemleri, bir aracın karayolunda hareket ederken yoldan gelecek ani darbelere karşı yolcuyu koruyarak, konforlu bir yolculuk yapılmasını sağlarken aynı zamanda araca yol tutuş yeteneği kazandırarak, güvenli bir yolculuk yapabilmesini sağlayan en önemli araç sistemlerinden biridir. Bu sebepten dolayı otomobil endüstrisinde süspansiyon sistemi komponentleri güvenlik elemanı olarak değerlendirilerek emniyet katsayıları yüksek olarak tasarım aktiviteleri gerçekleştirilmektedir.

Kullanım amacı fark etmeksizin, ticari yük taşıma araçları, iş makineleri veya yolcu araçları gibi, tüm karayolu araçlarında bu sistemler kullanılır. Genel itibariyle metal, elastomer ve hidrolik parçaların bir arada kullanıldığı sistemlerdir. Metal parçalar sisteme rijitlik sağlarken, elastomer ve hidrolik parçalar konfor kabiliyetini artırmak amacıyla elastikiyet kazandırırlar.

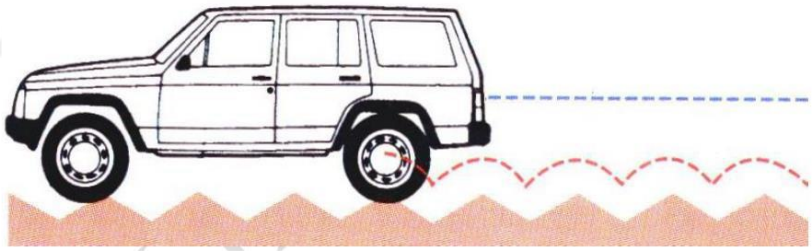
Süspansiyon sistemleri, aracın yaylanan kütlesini taşırken, tekerleklerin zemin ile temasını da sağlar. Fiziksel olarak aracın hareketini oluşturan en önemli parametrelerden biri tekerlekler ile zemin arasında olan sürtünmedir ve bu sürtünmenin her türlü yol koşulunda sağlanabilmesi için zemin ile tekerlek temasının sürekli korunması gerekir. Viraj alma, frenleme, kasisten geçme gibi koşullarda zemin ile maksimum teması koruma içgüdüsüyle hareket eder.

Her koşulda güvenli ve konforlu sürüşü sağlayabilmek için tekerlekler ile gövde arasında aracın fonksiyonuna talep edilen sürüş karakteristiğine göre belirlenen geometrik açıların oluşturulmasına yardımcı olur. Temel geometrik açılar, kamber, kaster ve toe açıları olarak isimlendirilmektir. Aracın sürüş karakteristiklerine uygun ve doğru hesaplanmış geometrik açılar lastiklerin daha uzun ömürlü olmasını sağlarken, dönme direncine de etkisi olacağından dolayı yakıt tasarrufuna da önemli katkısı olur.

Aracın yerden yüksekliğini belirleyen en önemli faktörlerden biridir. Araç mimarisi tasarımcıları tarafından, aracın kullanım amacı, performans beklentileri, aracın pazara sürüleceği hedef maliyeti gibi konular göz önünde bulundurularak geometrik hesaplamalar doğrultusunda geometrik açılar ve araç yüksekliği belirlenir. Süspansiyon parçaları tasarımcıları da özellikle amortisör, yay olmak üzere, diğer yapısal komponentler bu geometrik hesaplamalar doğrultusunda tasarlanır.

Sürücünün talebi doğrultusunda aracın yönlendirilmesini sağlayan direksiyonlama sistemleri de süspansiyon sistemi parçalarıyla bağlantılıdır. Sürücüden gelen direktifler doğrultusunda direksiyon sistemi hareketi süspansiyon sistemine ileterek güvenli bir yönlendirme ve dönüş sağlanmış olur.

Süspansiyon sisteminin diğer bir fonksiyonu da aracın sürüş konforunu sağlamaktır. Kötü yol koşullarında zeminden gelen ani kuvvetleri, titreşimleri absorbe ederek sürücünün daha stabil, daha gürültüsüz ve daha konforlu yolculuk etmesini sağlar (Şekil 2.1.).



Şekil 2.1. Engebeli yolda süspansiyon sisteminin araç konforuna etkisi (Yıldız 2014)

Temelde sürüş karakteristiğine ve tasarıma göre farklı süspansiyon tipleri mevcuttur. Bu süspansiyon çeşitlerini 3 ana başlık altında toplayabiliriz;

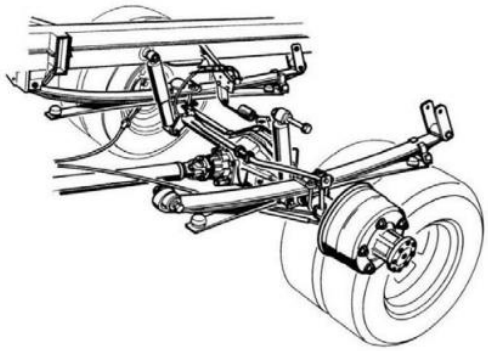
1. Sabit akslı süspansiyon sistemleri
2. Yarı bağımsız süspansiyon sistemleri
3. Bağımsız süspansiyon sistemleri

2.1.1. Sabit akslı süspansiyon sistemleri

Sabit akslı süspansiyon sistemleri, tekerlek grubunun sabit bir aks yardımıyla araç gövdesine bağlandığı süspansiyon tipidir. Genel olarak yük taşımacılığı yapılan araçlarda kullanılır. Yoldan gelen titreşim ve yüklere karşı sabit aks, sıralı yaprak yay veya havalı amortisör sistemleri ile desteklenir. Yaprak yaylar ya da havalı amortisörler güvenli ve konforlu yolculuk sağlar.

Bu süspansiyon tipinin en önemli avantajı yapısal anlamda diğer süspansiyon sistemlerine göre daha basit ve daha az parça içermesidir. Daha az komponente sahip olması sebebiyle tasarım, üretim ve bakım maliyetleri daha düşüktür. Bunun yanında, ağır tonajlı araçlarda kullanıldığı için emniyet katsayısı yüksek daha dayanıklı ve uzun ömürlüdür. Tek aksa sahip olması aracın yükünü diğer parçalara daha eşit dağıtmasını sağlar ve daha stabil bir sürüş sağlar.

Olumsuz tarafları göz önünde bulundurulursa, konfor ve sürüş dinamiği anlamında iki tekerlek grubunun birbirine bağımlı olması sebebiyle farklı yol koşullarına uyum sağlayabilecek bir yeteneğe sahip değildir (Şekil 2.2.). Tekerlek grubunun biri herhangi bir kasis ya da çukurdan geçtiğinde uygulanan titreşim ve kuvveti sabit aks vasıtasıyla diğerine aktaracak ve sürücü için konfor anlamında olumsuzluk yaratacaktır. Bu gibi sebeplerden ötürü diğer süspansiyon sistemlerine göre geri plandadır.



Şekil 2.2. Yaprak Yaylı Sabit Aks Sistemi (Güler 2011)

2.1.2. Yarı bağımsız süspansiyon sistemleri

Yarı bağımsız süspansiyon sistemleri, genellikle alt ve orta segment araçların arka süspansiyonlarında kullanılan, iki tekerlek grubunu birbirine bağlayan burulma çubuğu denen yapıya sahip süspansiyon tipidir. Bu yapılar, sabit akslı süspansiyon sistemlerine nazaran daha elastik bir yapıya sahip olup, yol tutma kabiliyeti ve konfor bakımında daha üstündür. Burulma çubuğu denen yapı kesiti bakımında ince uzun bir yapıda olup burulma kabiliyeti sayesinde bağımsız süspansiyon konforuna yakın performans sunan bir yapıdır. Uygun amortisör, yay ve iyileştirme operasyonuyla bağımsız süspansiyon performansı yakalanabilmektedir.

Burulma çubuğuna sahip süspansiyon sistemleri ilk kez 1974 yılında, Volkswagen Golf ve Audi 50 araçlarında kullanılmıştır. İleri dönemde, imalat ve malzeme teknolojisi geliştikçe tasarım anlamında geliştirilerek günümüzde çoğu segment ve model araçta kullanım alanı bulmaktadır (Held ve ark. 2014). Önceleri, daha ucuz bütçeli araçları içeren A ve B segmenti araçlarda kullanılırken, günümüzde C segmenti araçlarda da kullanımı gün geçtikçe artmaktadır. Araç segmentlerindeki modellere aşağıdaki gibi örnekler verilebilir.

A segment: Fiat Panda, Lancia Ypsilon, Fiat 500, Citroen C1
B Segment: Audi A1, Fiat Punto, Opel Corsa, Peugeot 208
C Segment: Fiat Egea, Volkswagen Golf, Peugeot 308, Opel Astra

Bağımsız süspansiyon sistemleri ile karşılaştırıldıklarında, basit bir yapıya sahip olup, kullanılan komponent sayısı azdır. Burulma çubuğu, viraj çubuğunun görevini de yerine getireceği için gerek duyulmaz. Bu da üretim, montaj ve servis maliyetleri anlamında avantaj sağlamaktadır. Ayrıca daha az paketleme alanı kaplayacağından, bagaj hacmine ve yolcuların yaşam alanına olumlu katkı sağlamaktadır. Ağırlık açısından da ciddi avantaj sağlamaktadır (Şekil 2.3.).



Şekil 2.3. Audi A1 Yarı-Bağımsız Arka Süspansiyon Sistemi (Anonim 2021a)

Dezavantajlarına bakıldığında, burulma çubuğu ihtiva eden arka köprü yapısı çok fazla kaynak operasyonu içermektedir. Bu sebeple, yüksek kasislerde tek tekerlek grubunun kasise girmesiyle kaynak bölgelerinde hasarlar meydana gelebilmektedir. Ayrıca, sabit aks sistemleri gibi yüksek aks yüklerine uygun değildir (Albak 2020).

Bu sistemlerde, arka köprü üzerinden talaşlı imalat ya da kaynak operasyonları sırasında kamber ve toe gibi geometrik açıları vermek mümkündür. İmalat ve montaj operasyonlarından sonra geometrik açılarda değişiklik yapmak çok zordur. Bu sebeple talaşlı imalat ve montaj operasyonları daha hassas olmak zorundadır.

Diğer olumsuz yanlarından biri ise, multi-link bağımsız süspansiyon sistemlerine nazaran komponentlerin birbirleriyle ve gövde yapısıyla birleşim noktalarında daha az elastomer parça bulunmasıdır. Bundan dolayı, zeminden gelen darbelerin komponentler aracılığıyla gövdeye yani doğal olarak sürücüye aktarılmasına sebebiyet vererek konforu ve yol tutuş kabiliyetini olumsuz anlamda etkileyecektir.

2.1.3. Bağımsız süspansiyon sistemleri

Bağımsız süspansiyon sistemleri, sağ ve sol tekerlek grubunun herhangi bir aks veya komponent ile birbirlerine bağlı olmadığı, yoldaki düzgünsüzlüklerden kaynaklı oluşan kuvvetlerin birbirleri arasında aktarımının gerçekleşmediği süspansiyon tipidir. Diğer süspansiyon sistemleri ile karşılaştırıldığında sürüş konforu ve sürüş dinamiği açısından daha avantajlı konumdadır. Genel itibariyle otomobillerde ve hafif ticari araçlarda kullanılır.

Sürüş konforu, zeminden gelen dikey kuvvetlere karşı süspansiyon parçalarının bu kuvvetleri araç gövdesine ve dolaylı olarak sürücüye ne kadar aktardığı ile ilgili bir olgudur. Oluşan bu istenmeyen kuvvetleri ne kadar absorbe edip ne kadar yumuşatabilirse konfor açısından o kadar iyi bir sistem diyebiliriz. Bağımsız süspansiyon sistemlerini diğer süspansiyon sistemlerine nazaran ön plana çıkaran nokta, oluşan bu kuvvetleri daha fazla link parçaları, absorblama kabiliyeti daha üst düzey amortisör-yay grubu ve geometrik açı kabiliyetleri üst düzey olan teker gruplarıyla sönümleyebilmesidir.

Sürüş dinamiği kavramı ise sürücünün direksiyon hareket karşın aracın yolda güvenli ve konforlu bir şekilde seyahat edebilmesidir. Bağımsız süspansiyon sistemini bu noktada üst düzeye taşıyan özellikleri, yoldan gelen yanal ve dikey kuvvetlere karşı geometrik olarak adaptasyon kabiliyetidir.

Olumsuz taraflarına bakıldığında, genel olarak çok fazla parçadan oluşan karmaşık yapılardan oluşur. Çok fazla parçadan oluşmasından dolayı ağırlık oluşturmakta ve yakıt sarfiyatını arttırarak karbon emisyonunu yükseltmektedir. Ayrıca, araçtaki yerleşiminde diğer süspansiyon sistemlerine göre daha fazla alan kapladığı için sürücünün yaşam alanını göre daha fazla kısıtlamaktadır. Tasarım ve üretim maliyetleri de yüksektir.

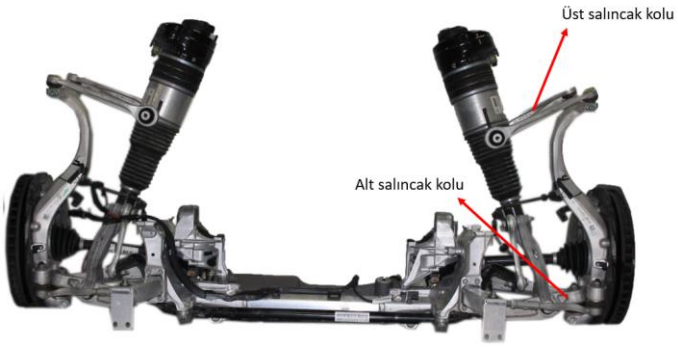
Kullanım amacına göre birçok bağımsız süspansiyon tipi mevcuttur. Bunlardan en çok kullanılanlar;

-Double Wishbone bağımsız süspansiyon sistemi

-Trailing Arm bağımsız süspansiyon sistemi

-MacPherson bağımsız süspansiyon sistemi

Double Wishbone bağımsız süspansiyon sistemi; alt ve üst olmak üzere iki adet eşit uzunlukta olmayan salıncaktan oluşan sistemlerdir (Şekil 2.4.). Genel olarak üst segment arkadan itişli araçlarda ön süspansiyon sistemi olarak kullanılmaktadır. Aracın stabilitesi ve konforunda yay ve amortisör önemli rol oynar. Ayrıca kamber gibi geometrik açıların ayarlanmasına imkân tanır. İleri dinamik karakteristiklere sahip olması sebebiyle yol tutuş ve konfor kabiliyetleri oldukça iyidir (Vivekanandan, 2014).



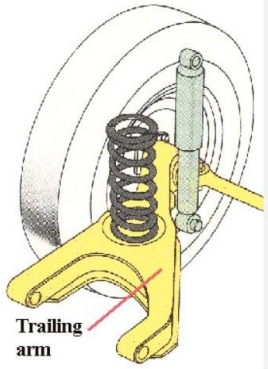
Şekil 2.4. Double Wishbone Süspansiyon sistemine sahip Audi Q7 (Anonim 2009a 'dan değiştirilerek alıntılanmıştır.)

Diğer bağımsız süspansiyon sistemleri ile karşılaştırıldıklarında, daha az araç yükseklikleri elde edilebildiği için daha sportif araç tasarımlarda tercih edilir. Ayrıca amortisörler daha basit yapılıdır ve aracın yapısal yükünü taşımadığı için daha konforludur. Bu sistemin diğer bir avantajı da farklı uzunluklara sahip salıncak kolları tekerlekler yaylanırken kamber açısında değişikliğe sebep olarak virajda karşılaşılacak olumsuz durum aracın devrilmesini engelleyecek şekilde pozisyon almaktadır. Bu da aracın daha güvenli ve yüksek hızlarda virajlarda yol almasını sağlamaktadır (Putgül 2015).

Trailing Arm bağımsız süspansiyon sistemi; çoğunlukla otomobiller arka süspansiyon sisteminde kullanılan, araç ekseninde boyuna montajlanan iki adet salıncak kolu ihtiva eden bağımsız süspansiyon tipidir. Salıncak kolları üzerinde bulunan çanak kısmına yay-amortisör grubu bağlanırken, tekerlek grubuna dikeyde aşağı yukarı hareket etmesine izin

verir. Bu sebeple salıncak kolları, yüksek burulma ve eğilme gerilimine maruz kalır (Ukamnal 2014).

Kamber ve toe gibi geometrik açılar yanal ve dikey yüklerle değişiklik göstermez. Tekerlek hareketlerini kısıtladığı için, Double Wishbone süspansiyon sistemine göre yol tutuş kabiliyeti iyi değildir. Trailing Arm süspansiyon sistemini öne çıkaran noktalar, daha konforlu sürüş sunması ve kompleks bir yapıya sahip olmamasıdır (Şekil 2.5.).



Şekil 2.5. Trailing Arm bağımsız süspansiyon sistemi modeli (Anonim, 2015a)

Salıncak kollarının gövdeye boylamasında bağlanması sebebiyle bu doğrultuda sürüş esnasında esneklik elde edilmektedir. Bu durumda aracın sürüş konforunu arttıran bir parametredir. Trailing Arm süspansiyon sisteminin avantajları incelendiğinde;

-Karşılıklı tekerlek gruplarının birbiri arasında yük transferi yoktur konfor sağlar.

-Basit yapılıdır fazla komponent içermiyor.

-Amortisör boyu düşük bu sebeple arka kısımda bagaj alanı sağlar.

-Düşük araç yükseklikleri elde edilebilir.

-Az sayıda komponentten oluşması sebebiyle ağırlık avantajı sağlar (Uysal, 2016).

Dezavantajları incelendiğinde ise;

-Viraj performansları yani yol tutuş kabiliyeti iyi değildir.

-Kamber açısı değişimi mümkün değildir.

MacPherson Bağımsız süspansiyon sistemi; ağırlıklı olarak küçük ve orta segmentteki önden tahrikli araçların ön süspansiyon sistemlerinde kullanılan, bağımsız süspansiyon sistemlerinden biridir. Yapı olarak, bir adet salıncak, akson, porya ve yay amortisörün birbirlerine montajlanmasıyla oluşturulan strut yapısından oluşur. Çok yaygın olarak kullanılmasının ana sebepleri, az sayıda komponentten oluşması, az yer kaplaması, yüksek dayanımı, kolaylıkla servis edilebilir olması ve iyi yol tutuş kabiliyeti olarak sıralanabilmektedir.

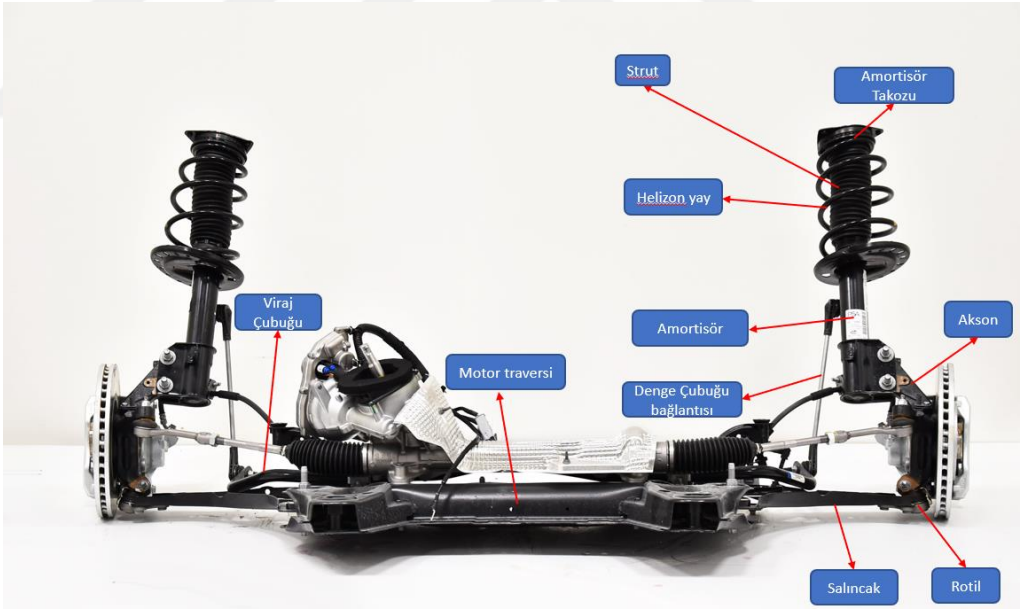
Diğer bağımsız süspansiyon tipleri ile kıyaslandığında, sadece alt salıncağa sahip olması, strut yapısıyla amortisör ve yay parçalarının entegre bir şekilde montajlanması ve tüm bu komponentlerin akson üzerine bağlanması sebeplerinden ötürü tasarımsal olarak kapladığı alan bakımından oldukça verimlidir. Aracın gövde parçalarıyla arasındaki paketleme alanı için tasarımcıyı oldukça rahatlatan bir sistemdir. Ayrıca, az alan kapması sebebiyle, özellikle enine montajlanan motor, şanzıman ve diferansiyel için daha geniş bir alan elde edilebilir.

Yapısal olarak MacPherson süspansiyon sistemleri incelendiğinde, bir tarafından motor traversine bağlanan salıncak parçası rotil yardımıyla akson parçasına montajlanmaktadır. Strut parçası da alt kısımdan akson parçası üst kısmına bağlanarak, salıncak ile arasında köprü görevi görmektedir. Strut parçası, amortisör, yay, amortisör takozu ve zıplama tamponundan oluşmaktadır. Strut komponenti üst kısımdan piston vasıtasıyla araç gövdesine bağlanır. Yoldaki düzgünsüzlüklerden kaynaklı oluşan titreşim ve kuvvetleri amortisör, yay ile sönümleyerek araç gövdesine oradan da sürücüye aktarılmasını engeller. Bu sayede daha konforlu bir sürüş sağlar.

Double wishbone süspansiyon sisteminde yanal yükleri salıncaklar taşır. Bundan dolayı amortisörler daha az yük taşıyacak şekilde tasarlanır. Fakat MacPherson süspansiyon sisteminde tam tersi durum söz konusudur. Yanal yüklerde salıncak tarafından taşınacağı için strut yapısı oldukça mukavim tasarlanır. Ayrıca, esnek yapısı sayesinde aracın sürüş dinamiklerine pozitif yönde katkısı mevcuttur. Sahip olduğu esneklik sayesinde kamber açıları ve diğer geometrik açılarındaki değişime sebep olarak, viraj kabiliyetini oldukça arttırmaktadır (Turini ve ark. 1997).

Bu süspansiyon yapısı yoldaki bozukluklardan aracın yaylanan kütlesini izole eder. Aynı zamanda aracı ağırlığını taşır ve aracın stabil şekilde yönlendirilmesini sağlarken geometrik açılar vasıtasıyla her koşulda lastiğin yol ile temasını sağlar. Tüm bunlar doğrultusunda, MacPherson süspansiyon sistemi aracın daha iyi sürüş, yol tutuş kabiliyeti, yoldan gelen kuvvetleri gövdeye aktarımını minimize etmesi sebebiyle önemli bir yere sahiptir (Shinde 2018).

Olumsuz tarafları incelendiğinde, MacPherson süspansiyon sistemi, sahip olduğu strut komponenti sebebiyle aracın yere yakınlığını sınırlamaktadır (Şekil 2.6.). Bu özelliği, aerodinamik kaygılar ile yere yakın bir tasarıma sahip olması istenen spor araçlarda kullanımını sınırlandırmaktadır. Yanal yüklerde gereğinden fazla kamber açısı gibi geometrik açıların değişimi aracın yoldaki stabilitesini etkilemektedir. Arka süspansiyon sistemlerinde kullanımı durumunda, aracın bagaj alanını torsiyon bar kullanılan sistemlere nazaran daha fazla kısıtlamaktadır.



Şekil 2.6. Macpherson Süspansiyon sistemi ve parçaları

MacPherson süspansiyon sistemini oluşturan parçalar aşağıdaki gibidir;

- **Motor traversi:** Süspansiyon parçalarının araç gövdesi ile arasındaki bağlantıyı sağlayan, yapısal olarak süspansiyon sistemini taşıyan elemandır. Direk olarak üzerine direksiyon sistemi, salıncak, viraj çubuğu bağlantısı gerçekleşir. Ayrıca, şanzımandan gelen takozda motor traversine bağlanır (Şekil 2.7.).



Şekil 2.7. Motor Traversi

- **Strut:** Amortisör, yay, amörtisör takozu, toz körüğü, zıplama tamponu, yay çanağı ve yay pedlerinden oluşan bir yapıdır. Üst kısımdan gövdeye bağlanırken, alt kısımdan braket aracılığıyla akson üzerine montajlanır. Ayrıca anti-roll bar bağlantı çubuğu strut üzerine montajlanır. Akson aracılığıyla gelen yükleri ve titreşimleri absorbe ederek gövdeye ve dolaylı olarak sürücüye iletilmesine engel olur (Şekil 2.9.).



Şekil 2.8. Strut parçasının görüntüsü (Anonim 2023d)

- **Akson:** Literatürde direksiyonlama aksonu olarak geçmektedir. Strut, rotil, direksiyon rotu üzerine bağlaması sebebiyle MacPherson süspansiyon sistemi için pivot noktası denilebilir. Lastik ve jant grubundan gelen kuvvetleri struta iletir. Direksiyon rotundan gelen lineer hareketi rotasyonel harekete çevirerek aracın yönlenmesini sağlar (Şekil 2.9.).



Şekil 2.9. Akson parçası (Keten 2020)

- **Salıncak:** Rotil aracılığıyla aksona, elastomer burçlar aracılığıyla da motor traversine bağlanan, dikey olarak hareket edebilen süspansiyon parçasıdır. Dikey yönde akson ile zeminden gelen kuvvetleri karşılarken viraj dönerken oluşan yanal ve frenlenme esnasında oluşan boylamsal kuvvetleri de karşılayarak minimum düzeyde araç gövdesine iletilmesini sağlar (Şekil 2.10.).



Şekil 2.10. Salıncak ve üzerine montajlanan diğer komponentler

- **Rotil:** Salıncak ile akson arasında bağlantı görevi gören rotilin amacı direksiyon hareketlerinde serbestliği sağlamaktır. Aksonun dikey hareketini salıncağa aktaran elemandır. Aksonun rotasyonuyla beraber küre yapısı sayesinde bu hareketi salıncağa aktarmaz. Virajlarda ve frenleme sırasında meydana gelen boyuna ve yanal kuvvetleri az da olsa karşılar (Şekil 2.11.).



Şekil 2.11. Rotil (Anonim 2023a)

- **Viraj çubuğu:** Aracın viraj kabiliyetini arttırmak amacıyla uç kısımlarından strut parçalarına, orta kısımdan da motor traversine bağlanır. Zıt kuvvetler oluşturarak aracın lastiklerinin yer ile temasının arttırılmasını ve daha fazla zemine tutulmasını sağlayan parçadır. Aracın sürüş dinamiğini önemli ölçüde etkiler. Üzerinde, burulma hareketinden dolayı oluşacak ses, gürültü problemini sönümleyebilmek amacıyla motor traversine bağlandığı kısımda elastomer burçlar kullanılır (Şekil 2.12.).



Şekil 2.12. Viraj çubuğu (Anonim 2023b)

- **Viraj çubuğu bağlantısı:** Viraj bağlantı çubuğunun struta bağlantısını sağlayan üzerinde küresel mafsallara sahip parçadır (Şekil 2.13.).



Şekil 2.13. Viraj çubuğu strut bağlantısı (Anonim 2023c)

- **Porya:** Akson üzerine, cıvata veya sıkı geçme olarak rulman ile montajlanan, üzerine disk ve jantın montajlandığı komponenttir. Literatürde üzerinde rulman ile yekpare olan tipleri mevcuttur (Şekil 2.14.).



Şekil 2.14. Porya (Anonim 2023d)

- **Rulman:** Poryanın aksona montajlanması için kullanılan ve poryaya rotasyonel hareket sağlayan parçadır (Şekil 2.15.).



Şekil 2.15. Teker Rulmanı (Anonim 2023e)

- **Elastomer Burçlar:** Kauçuk malzemeden üretilen, salıncak üzerinde, şanzıman takozu, amortisör takozu, viraj çubuğu gibi birçok parça üzerine montajlanan, yapısal süspansiyon parçalarından gelen kuvvetleri sönümleyerek gövdeye aktarımı minimize eden parçalardır (Şekil 2.16.).



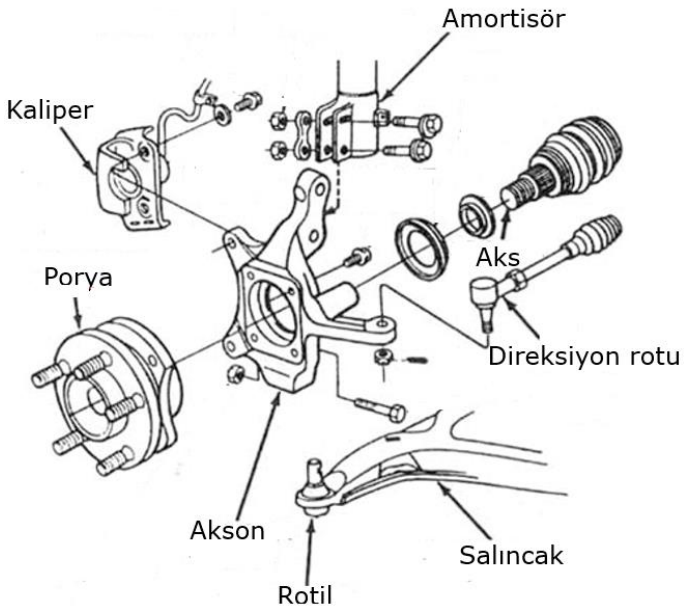
Şekil 2.16. Salıncak Elastomer Burçları (Anonim 2023f)

2.2. Akson Parçasının Görevi

Akson, bir araç süspansiyon sistemi için oldukça kritik bir öneme sahip yapısal bir parçadır. Genel olarak, bağımsız ön ve arka süspansiyon sistemlerinde kullanılan akson parçası, amortisör, rotil, direksiyon rotu parçalarının bağlandığı pivot noktası olup üzerinde fren diski, fren kaliperi ve teker grubu parçalarını taşır. Direksiyon rotundan gelen lineer hareketi rotasyonel harekete çevirerek aracın yönlenmesini sağlayan parçadır.

2.2.1. Akson ile bağlantılı parçalar

Akson ile bağlantılı olan çevresel parçalardan bahsetmek gerekirse, göbek bölgesinde, teker ve güç aktarma organını yataklayan ve pürüzsüz bir şekilde dönmesini sağlayan bir rulman taşımaktadır. Bu rulmana porya sıkı geçme veya çözülebilir bağlantı şeklinde montajlanırken, disk, jant ve lastikte porya üzerine bijon vasıtasıyla bağlanır. Diğer taraftan da güç aktarma organı olan yarım akslar dişleri vasıtasıyla poryaya montajlanır (Şekil 2.17.).



Şekil 2.17. Aksonun çevre parçalar ile montajı (Anonim 2015b' den değiştirilerek alınmıştır.)

Genel itibariyle, araçta kullanılacak porya tipine göre akson tasarımı da şekil almaktadır. Şekil 2.18. de görülebileceği gibi Gen1, Gen2 ve Gen3 olarak isimlendirilen 3 farklı porya çeşidi bulunmaktadır. Bu çeşitlik, poryanın rulman ile yekpare olarak tasarlanmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 2.18. Farklı Porya Tipleri. Gen1, Gen2, Gen3.

Porya, rulman ve flanştan oluşan yekpare Gen3 denen porya çeşitlerinde, akson üzerinde porya bağlantı cıvata delikleri bulunmaktadır (Şekil 2.19). Diğer tip porya çeşitlerinde, porya akson göbeğinde bulunan rulmana montajlandığı için akson üzerinde porya montajı için delik yoktur.



Şekil 2.19. Gen3 Porya bağlantısına sahip Porya (Keten 2020' den değiştirilerek alınmıştır.)

Aracın yönlendirme işlevi içinde akson çok önemli bir elemandır. Üzerinde taşıdığı teker grubunun vasıtasıyla araç yönlendirilmekte ve istenilen tarafa doğru yol almaktadır. Direksiyon kutusundaki dişlilere montajlı olan rot üzerinde küresel bir mafsal bulunmakta ve bu mafsalın şaft kısmı akson kolu üzerine montajlanmaktadır. Kutu üzerinden rot vasıtasıyla gelen lineer hareket, küresel mafsal aracılığıyla akson üzerinde rotasyon hareketine çevrilmektedir.

Alt kısımda ise rotil, salıncak ve elastomer burçlar vasıtasıyla motor traversine bağlanmaktadır. Salıncak ile akson arasında rotasyon hareketinin sağlanabilmesi, küresel mafsala sahip rotil ile gerçekleştirilir. Rotil ile akson montaj yöntemi, tasarıma göre değişiklik gösterebilmektedir. Bazı tasarımlarda, rotilin şaftı aksona sıkı geçme ve cıvata ile sabitleme şeklinde uygulanırken bazı tasarımlarda rotilin şaft kısmına ve aksonun rotil bağlantı bölgesine vida açılarak bağlantı gerçekleştirilebilmektedir.

Aksonun üst bağlantı kısmında tasarım, kullanıldığı süspansiyon tipine göre değişiklik gösterebilmektedir. Çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemlerinde üst akson bağlantısı salıncak ile gerçekleşmektedir. Fakat MacPharson gibi yapılarda üst kısımdan stut adı verilen amortisör grubuna bağlantı yapılmaktadır. Strut ile aksonun bağlanıldığı braket bölgesinde montaj, anti-rotasyon ve tasarımın sahip olduğu kamber, kaster ve toe gibi açıların korunmasını sağlayabilmek amacıyla iki cıvata ile gerçekleşmektedir.

2.2.2. Akson için kullanılan malzemeler

Literatür incelendiğinde, genellikle kullanılan malzemeler, gri ya da küresel grafitli dökme demir, alüminyum alaşımı ve metal matrisli kompozit malzemelerdir. Maliyetin ön plana çıktığı A, B ve C segmentte üretilen otomotivlerin süspansiyon sistemlerinde kolay işlenebilirliği, aşınma dayanımı, titreşim sönümleme kabiliyeti ve ucuzluğu sebebiyle A48 ve G60 gibi gri dökme demir gibi malzemeler kullanılmaktadır. D ve daha üst segmentlerde üretilen araçlarda hafiflik ve performans parametreleri daha önem kazandığı için dinamik ve statik dayanımları iyi olan 6061, 7075, 6082 gibi alüminyum alaşımları tercih edilmektedir. Ayrıca, korozyon dayanımı da demir esaslı malzemelere göre daha iyi olduğu için boya, kaplama gibi proseslere olan ihtiyacı azaltmaktadır.

Kompozit teknolojisindeki araştırma ve gelişim hızla sürmektedir. Ticari anlamda, metal matrisli kompozit malzeme kullanımı seri üretime sahip otomobiller için daha tam olarak uygulanabilir hale gelmemiştir. Fakat bu konudaki araştırma ve geliştirme faaliyetleri hızla devam etmektedir. Bu çalışmalara örnek olarak, S.Vijayarangan ve ark. (2015) yaptığı çalışmada, dökme demir, LM6 alüminyum alaşım ve TiC takviyeli metal matrisli kompozit malzemeden ürettikleri akson parçalarına sanal yorulma ve fiziksel yorulma analizi uygulamışlardır. Diğer malzemelerle kıyaslandığında metal matrisli kompozit malzeme %60 daha hafif ve dayanımının daha iyi olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

2.2.3. Akson üretim yöntemleri

Akson üretim yöntemleri açısından incelendiğinde, çoğunlukla döküm, dövme gibi operasyonlarla üretilmekte olduğu görülmektedir. Bu operasyonların seçimi, akson için kullanılan malzeme seçimi, tasarım gereksinimleri, dayanım isterleri, maliyet gibi

parametrelere göre yapılmaktadır. Döküm ile üretim dökme demir ya da alüminyum alaşımları tercih edildiğinde ve dayanım isterleri çok yüksek olmadığı durumlarda tercih edilmektedir. Ayrıca, maliyet dövme yöntemine göre daha düşüktür. Dövme operasyonu, malzeme olarak çelik ve alüminyum alaşımı kullanıldığı ve yüksek dayanım gerekliliği olduğu durumlarda tercih edilmektedir. Döküm ve dövme operasyonlarından sonra diğer çevresel parçalar ile montajlanacağı bölgelere talaşlı imalat uygulanabilmektedir. Ayrıca dayanımı ya da sertliği arttırmak amacıyla ısıl işlem uygulanması söz konusu olabilmektedir.

2.2.4. Akson üzerine gelen mekanik yükler

Yapısal anlamda akson üzerine gelecek yükler düşünüldüğünde dikey eksende yol düzgünsüzlüklerinden kaynaklı sürekli değişken yüklere maruz kalacaktır. Bu sebeple yorulma dayanımı oldukça önemlidir. Frenleme ve ani ivmelenme gibi durumlarda araç ekseninden boylamsal olarak akson üzerine değişken yükler gelecektir. Ayrıca araç viraj alırken, yanal eksende akson üzerinde bir yük oluşacaktır. Tüm bu etmenlerin yanında çarpışma ve ani darbe gibi durumlarda göz önünde bulundurulduğunda, akson için yorulma ve darbe dayanımı oldukça önemlidir.

2.3. Süspansiyon Sistemleri Doğrulama Yöntemleri

Otomotiv endüstrisinde, araçların insanların kullanımı için belirli bir standartta üretilebilmesi ve kullanılabilmesi için standartlar mevcuttur. Bu standartlardan en önemlisi, IATF 16949:2016 standardıdır. Bu standart, Almanya, İtalya, Amerika ve Fransa'da kullanılan standartların harmonize edilmiş halidir. Ana sanayi üreticilerin ve yan sanayi tedarikçilerinin belirli bir standartta ürün üretilebilmesi, hataların önlenmesi, atıkların azaltılması ve tedarik zinciri yönetimi için tasarlanmış bir standarttır (Anonim 2023l).

Süspansiyon sistemi parçaları, tekerlekler ile aracın gövdesi arasında aracın yükünü taşırken zeminden gelen yükleri karşılayarak konfor, sürüş dinamiği ve sürücülerin güvenliğini sağlayan en önemli sistemlerden biridir.

Süspansiyon sistemleri sürüş güvenliği açısında kritik öneme sahiptir. Bu sistemler, stabilite ve kontrol sağlarken, yol tutuşunu, sürüş konforunu ve frenleme performansını geliştirir. İyi tasarlanmış süspansiyon sistemleri aracın ani manevralarda ya da şerit değişimlerinde stabilitesini ve kontrolünü sağlar. Özellikle yüksek araçlarda yükseklik seviyesini sabit tutarak aracın takla atma riskini azaltırlar. Ayrıca, sürekli olarak her koşulda aracın lastiklerinin zeminle temasını sağlayarak frenleme performansını iyileştirirler. Yoldaki düzgünsüzlüklerden dolayı oluşan titreşimlerden sürücüyü koruyarak yorgunluğunu azaltır ve daha güvenli bir yolculuk sağlarlar. Bundan dolayı, süspansiyon sisteminin parçalarında meydana gelebilecek hasarlar hayati riskler taşır.

Tüm bunları sağlayarak süspansiyon komponentlerinin hasar riskini minimize etmek amacıyla, süspansiyon parçaları için tasarım ve ürün doğrulama testleri gerçekleştirilmektedir. Endüstride uygulanan doğrulama testleri aşağıdaki gibidir;

-Malzeme Laboratuvar testleri ile doğrulama
-Banko testleri ile doğrulama
-Araç yol testleri ile doğrulama
-Sonlu elemanlar yöntemi (FEA) ile doğrulama

2.3.1. Malzeme laboratuvar testleri ile doğrulama

Aracın tasarımı aşamasında, kullanılan ya da kullanılacak malzemelerin testleri malzeme laboratuvarlarında yapılmaktadır. Ayrıca, aracın üretiminden sonra herhangi bir parçasında meydana gelebilecek hasarlardan sonra diyagnoz analizi yapabilmek için de malzeme laboratuvarında testler gerçekleştirilmektedir. Malzeme laboratuvarlarında gerçekleştirilen testler aşağıdaki gibidir;

-Korozyon testi
-Aşınma testi
-Mikroskobik iç yapı testi
-Yüzey pürüzlülük testi
-Çekme testi (Şekil 2.20.)
-Darbe testi
-Yüzey ve iç yapı sertlik testi

-Boya ölçüm testi

-Boyutsal ölçüm testi



Şekil 2.20. Çekme testi cihazı (Anonim 2023g)

2.3.2. Test bankoları ile doğrulama

Genellikle tasarım aşamasında, yalnızca bir parça ya da bir sistem için, yol testlerindeki maliyeti ve zaman dezavantajını ortadan kaldırmak amacıyla, standartlarda yazan test koşullarına göre laboratuvar ortamındaki test bankolarında gerçekleştirilen testlerdir (Şekil 2.21.).

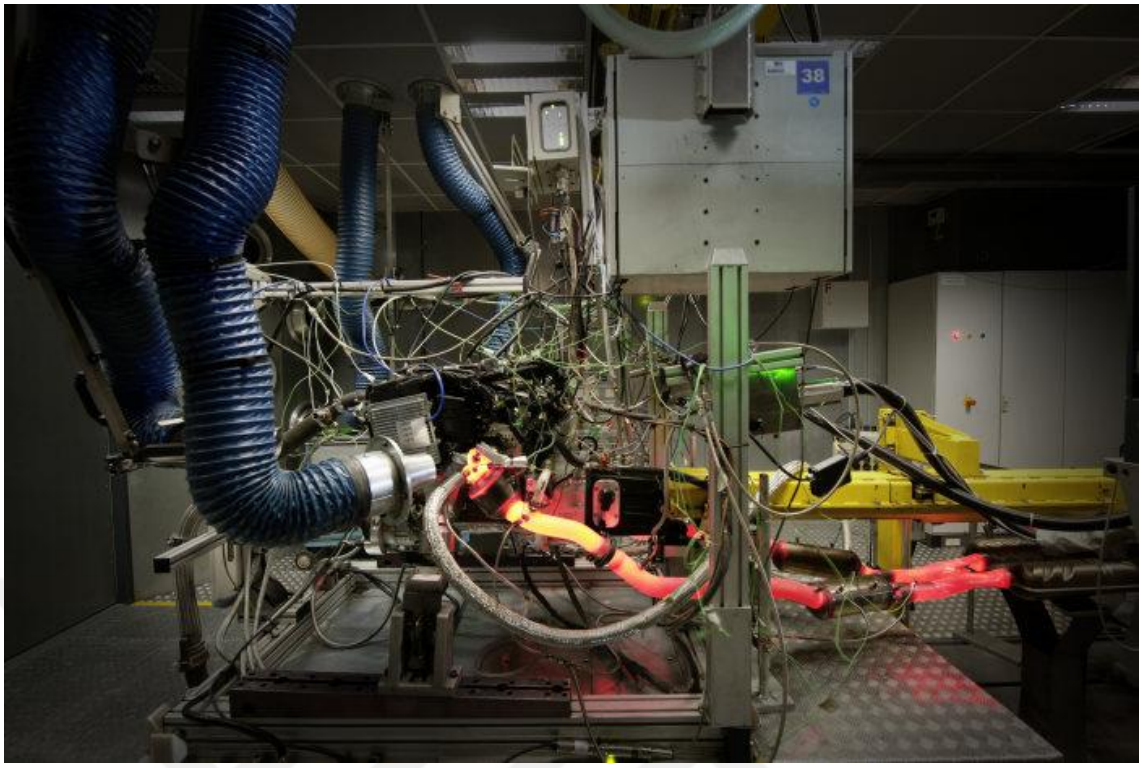


Şekil 2.21. Tofaş 6DOF Gövde yapısal test bankosu (Anonim 2019a)

Yapısal olarak bir aracın ortalama ömrü, her markanın kendi standartlarına göre değişiklik gösterebilmektedir. Standartlarda belirlenen ömür değerini yol testlerinde doğrulamak çok uzun zaman almakta ve yüksek maliyetlere sebep olmaktadır. Belirli yol koşullarında yoldan elde edilen sinyaller, iterasyon, indirgeme gibi operasyonlarla işlenerek, banko testlerinde doğrulama testi için parça üzerine uygulanmaktadır.

Bir aracın tasarım sürecinde, ilk tasarımı ve prototipi üretimi gerçekleştirilen sistemler genellikle şasi ve süspansiyon sistemleridir. Aracın gövde, iç trim, güç aktarım sistemlerinin prototipleri oluşturulmadığı için tüm araç ile yol testlerinde doğrulama gerçekleştirmek pek mümkün olmamaktadır. Bundan dolayı sadece tekil parçalar ya da tekil sistemler için laboratuvar ortamında bankolarda doğrulama testleri gerçekleştirilme ihtiyacı olabilmektedir (Şekil 2.22.) Endüstri de bankolarda yapılan testler çeşitleri;

-Yorulma Testi
-Statik yapısal test
-Darbe testi
-Doğal Frekans ölçüm testi
-Bağlantı elemanları gevşeme testleri
-Elastomer parçalar için Termal-Mekanik testler
-NVH testleri
-İklimlendirme testleri
-Aerodinamik testler



Şekil 2.22. Motor parçası için yapılan ömür testi bankosu (Anonim 2010a)

2.3.3. Araç yol testleri ile doğrulama

Araç yol testleri, aracın bütünsel olarak ya da belirli parçaların araç üzerindeki gerçek performansını görebilmek için, standartlarda belirtilen yol koşullarında, belirli kilometre için test edilmesi işlemidir. Bu testler, halka açık şekilde trafiğin olduğu yol koşullarında yapılabildiği gibi, araç markalarının özel olarak tasarlanan, trafiğe kapalı test pistlerinde de gerçekleştirebilmektedirler. Bu test pistlerine örnek olarak, Fiat Balocco test pisti, Mercedes Stutgart (Şekil 2.23.) test pistleri verilebilir.



Şekil 2.23. Mercedes Stutgart yol testleri pisti (Anonim 1984a)

Test pistlerinde aracın farklı yol koşullarındaki davranışını inceleyebilmek amacıyla birden fazla yol tipi bulunur. Bu yol tipleri, asfalt, çakıl, arnavut kaldırımı, kasisli, çukur, off-road, ıslak zemin gibi yol tiplerini içerirken aynı zamanda geometrik olarak eğimlere de sahip olabilir (Şekil 2.24.).



Şekil 2.24. Farklı yol tiplerine sahip Mercedes test pisti (Anonim 1984b)

Süspansiyon sistemi parçalarının yol testlerinde, yorulma, korozyon, NVH, sürüş konforu, yol tutuş performansı gibi testler gerçekleştirilir. Gerçekleştirilen bu testlerden sonra, test sonuçlarına bakılarak standartlardaki değerleri karşılıyor ise parçanın doğrulaması gerçekleştirilmiş olur.

2.3.4. Sonlu elemanlar yöntemleri ile doğrulama

Sonlu elemanlar ile doğrulama yöntemleri, ürünlerin bilgisayar ortamında mühendislik hesapları yapılarak test ve doğrulama yapılmasını sağlayan yöntemdir. Sistematik olarak, bir araç komponentinin bilgisayar ortamında çok küçük parçalara ayrılarak gerçekte karşılaşacağı yük koşulları ve sınır koşulları altında mühendislik hesaplarıyla davranışının incelenmesini sağlar. Mevcut tasarımda güncellemeler yapılarak komponentin nasıl bir davranış sergileyeceği gözlemlenebilir. Yapısal olarak kritik bölgeleri belirlenir, ne kadarlık kuvvetlerin etkiyeceği ve güvenlik faktörleri ortaya çıkarılabilir. Tüm bu işlemler prototip parça üretmeden, yalnız bilgisayar ortamında gerçekleşeceği için, zaman ve maliyet kayıpları minimize edilmiş olur.

Otomotiv sektöründe en çok kullanılan sanal analiz programları aşağıdaki gibidir;

- Siemens SimCenter
- ANSYS
- Solidworks Simulation
- Hyperworks
- ADAMS

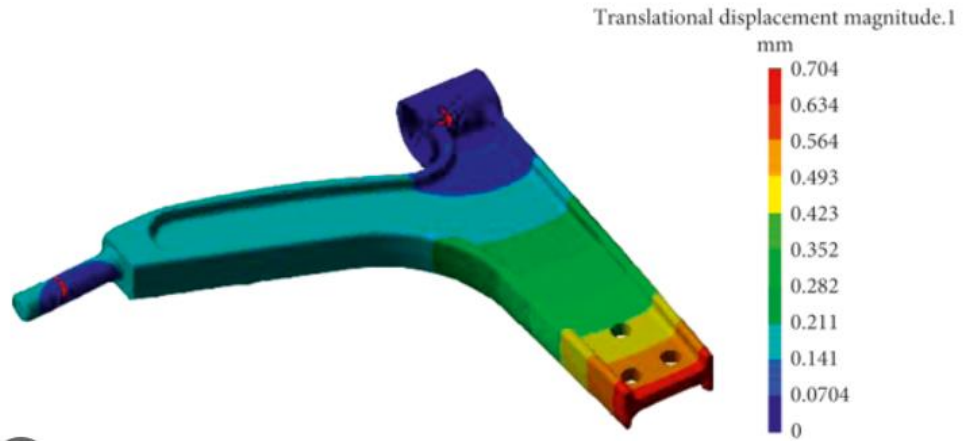
Otomotiv endüstrisi, bir aracın tasarım sürecinde mühendislik problemlerini en kısa sürede çözmek ve üreteceği ürünü rakiplerinden önde giderek en kısa zamanda piyasaya sürmeyi hedeflemektedir. Ayrıca, aracın hafifletilmesi, yakıt verimliliğini sağlamak, ülkelerin homologasyon şartlarını yerine getirmek bunu yaparken dayanım ve kaliteden ödün vermemek zorundadır. Bu doğrultu da bilgisayar destekli sonlu elemanlar yöntemi ile doğrulama gün geçtikçe önem kazanmaktadır. 2016 yapılan bir araştırmaya göre, otomotiv endüstrisi, bilgisayar destekli mühendislik programı pazarının da %33 lük paya sahiptir (Anonim, 2023m).

Otomotiv endüstrisinde tasarım doğrulama amacıyla kullanılan sanal analiz yöntemleri aşağıdaki gibidir (Koç 2019);

- Çarpışma Analizleri
- Statik Yapısal Analizler
- Gürültü Titreşim Analizleri (NVH)
- Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
- Havalandırma Konforu Analizleri
- Yorulma Hesaplamaları ve Ömür Tahmini Analizleri
- Araç Dinamiği Analizleri
- Optimizasyon Analizleri
- Mekanik Sistem Simulasyonları
- Motor İçi Yanma Analizleri
- Termal Dayanıklılık Analizleri
- İmalat Simulasyonları
- Kompozit Malzeme Analizleri

Statik yapısal analizler; Statik yapısal analizler zamana bağlı olamayan, aracın gerçek yol şartlarında maruz kalacağı yük ve sınır koşulları altında gerçekleştirilen sanal analiz yöntemidir. Sınır koşullarını komponentin tasarımı ve birbiriyle bağlantılı olduğu sistemler ya da parçalar belirlemektedir. Yük koşulları ise yol testlerinde araç üzerine bağlanan sensörler yardımıyla veya araç ağırlığı üzerinden ampirik hesaplarla elde edilen değerler kullanılarak belirlenir. Tüm bu koşulları altında parça modeli bilgisayar programı üzerinde sonlu elemanlar metodu kullanan yazılım ile analiz gerçekleştirilir. Sonrasında çıkan analiz sonuçlarında yer değiştirme, parça üzerindeki maksimum ve minimum yük değerleri göz önünde bulundurulur (Şekil 2.25.). Parçaya atanan malzemenin mekanik özelikleri ile karşılaştırma gerçekleştirilir. Bu şekilde parçanın riskli bölgeleri ve güvenlik faktörü belirlenir.

Maksimum gerilim ve yer değiştirme için elde edilen güvenlik faktörleri, komponentin normunda beklenen değerlerden ya da değer aralığından farklı ise, tekrar tasarım değişikliği ve sanal analiz operasyonu gerçekleştirilir. Bu döngü normdaki değerleri sağlayana kadar tekrarlanır.



Şekil 2.25.Simcenter statik yapısal analiz örneği (Li 2021)

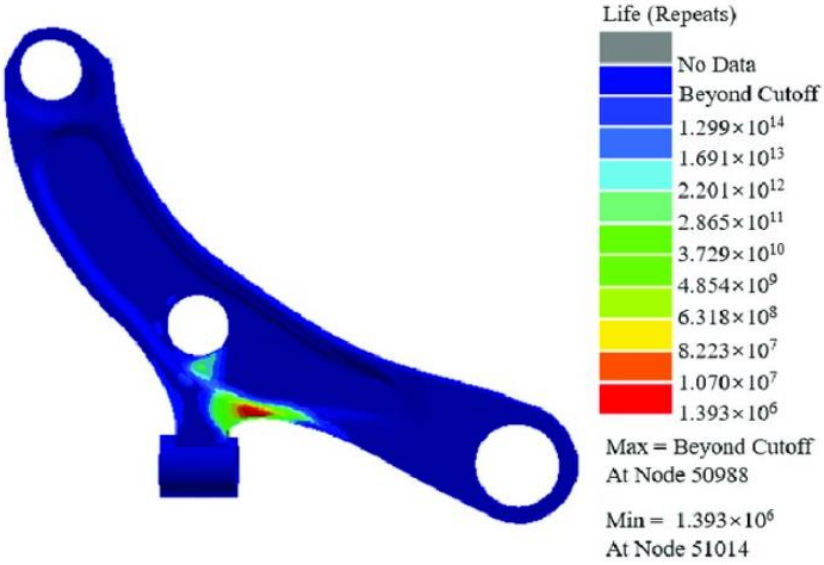
Yorulma ömür analizleri; Yorulma ömrü, bir malzemenin, değişken yükler altında hasara uğramadan dayanabileceği çevrim sayısıdır. Bir malzeme ya da parça, statik yük altında belirli bir gerilme değerinde akmaya başlarken, değişken yüklere maruz kaldıklarında, malzemeler akma sınırının altında kalıcı şekil değiştirmeye ya da hasara uğrayabilmektedirler. Bir parçanın yorulma özelliklerini etkileyen parametreler;

- Gerilme konsantrasyonu
- Boyut etkisi
- Yüzey pürüzlülüğü
- Kalıntı gerilmeler
- Bileşik gerilmeler
- Korozyon
- Sıcaklık
- Çentik etkisi

Fiziksel yorulma testleri, çentik katsayısı belirlenmiş ve yüzeyleri parlatılmış 8-12 adet numune parça ile komponent üzerine uygulanan değişken kuvvetler üzerinden uygulanır ve istatistiki olarak hesaplanır. Elde edilen değerler Wöhler eğrisi, Goodman diyagramı, Haig-Soldeberg diyagramı gibi yöntemler ile ifade edilebilir.

Uygulama yapılan deney frekansları önemlidir. Hafif metallerin ve çentik etkisine sahip parçalarda frekansın yorulma davranışı üzerine etkisi önemlidir. Frekans değerinin çok düşük veya çok yüksek olması durumunda yorulma ömründe azalmalar görülebilir (Doğan 2007).

Bir süspansiyon parçasının yorulma ömrü tasarım sürecinde prototip üretilmeksizin öncelikle sanal analiz programıyla tespit edilebilir (Şekil 2.26). Mevcut tasarım üzerinden yapılan analizlerle tasarım geliştirmesi gerçekleştirilir ve ilgili standartlara göre nihai sonuca ulaşıldıktan sonra prototip üretilerek fiziksel test bankolarında ya da araç üzerindeki test pistinde yapılan testlerle gerçekte de test yapılır. Bu süreçle beraber yorulma sanal analiziyle fiziksel banko testlerinde harcanacak zaman minimize edilmiş olur.



Şekil 2.26. Simcenter yorulma analizi sonucu örneği (Jiang ve ark 2021)

Yorulma sanal analiz koşullarında kullanılacak yük koşulları iki farklı yöntemle uygulanabilmektedir. İlk yöntem time-history adı verilen fiziksel test pistinde yapılan testlerde aracın üzerine bağlanan sensörlerden elde edilen zamana bağlı yük değerlerinin yorulma analizine aktarılmasıyla gerçekleştirildiği metotdur. Bu yöntemde, örneğin bir akson parçasının kritik bölgelerine sensörler yerleştirilir. Bu sensörler, aracın standarda

göre, maksimum yüke maruz kalacağı yol koşullarında koştuktan sonra yük değerleri okunur. Yük değerleri uzun zaman içerisinde elde edilen zamana bağlı değerler olduğu için iteratif yöntemlerle optimize edilerek daha kısa zamanda aynı yük koşullarını sağlayacak şekilde optimize edilir ve sanal analizde komponent üzerine uygulanır.

Diğer yük koşulu yöntemi de, komponentin standardında belirlenen, aracın ağırlığının bir değişken olarak bulunduğu formülasyondan elde edilen yük koşulları altında tam değişken olarak uygulanan yöntemdir.

Optimizasyon Analizleri; Mühendisler için açık uçlu bir problem olan, tasarımı en iyi ya da optimum hale getirmek her zaman çözülmesi gereken bir problem olarak görülmüştür. Bu doğrultuda, son zamanlarda mühendislik tasarımları için matematiksel optimizasyon tekniklerine talep gün geçtikçe artmaktadır. Optimizasyon algoritmaları, karmaşık mühendislik problemlerinde çözülemeyen gizli bir araç olmaktan çıkmış, bilgisayar destekli programlarında yaygınlaşmasıyla geniş kitlelerce kullanılan etkili bir çözüm haline gelmesine sebebiyet vermiştir. Optimizasyon, sınırlı kaynaklarla en iyiyi, en faydalıyı elde etmek için kullanılan yöntemleri bütünüdür (Adeli 1992).

Optimizasyon modelleri, sistemin çalışma koşularını, özelliklerini çevresindeki ortam ile birbiri arasındaki ilişkiyi ihtiva eden matematiksel ifadelerden meydana gelmektedir. Aşağıda belirtilen denklem, sistemi optimize ederken kullanılacak değişken ve parametreleri içeren matematiksel ifadelerin temelidir.

$$\max z=f(x,y) \tag{1.1}$$

$$k.s.g(x,y)=0 \tag{1.2}$$

$$h(x,y)\leq 0 \tag{1.3}$$

$$x\in\Re^n \tag{1.4}$$

$$x \in \{0,1,2,\ldots,m) \tag{1.5}$$

Denklemde belirtilen $z=f(x,y)$ ifadesi amaç fonksiyonun, x ve y karar değişkenlerini, n ise uzay boyutunu ifade etmektedir. Optimizasyon denkleminde, sistemin özelliklerini $g(x,y)$ ve $h(x,y)$ kısıtlamaları belirlerken, $z=f(x,y)$ ifadesini maksimum yapacak x ve y değişkenlerinin bulunması amaçlanmaktadır (Türkay 2006).

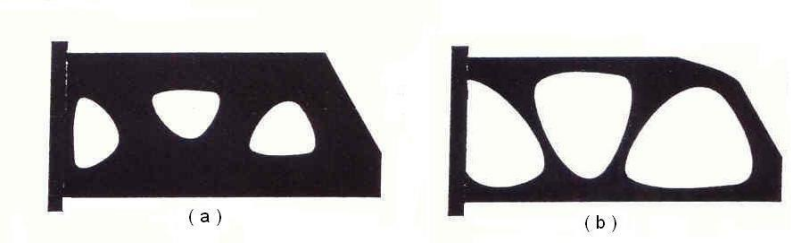
Yapısal optimizasyon ise bir komponent, sistem ya da yapının optimal malzeme dağılımını ve konfigürasyonunu bularak yapısal performansını en iyi hale getiren süreçtir. Üretim ve maliyet kısıtlamaları altında dayanımı ve rijitliği tasarım sınırlamalarını göz önünde bulundurarak en hafif yapıyı elde etmeyi hedeflemektedir.

Yapısal optimizasyonda, mühendisler, en iyi geometrik kombinasyonu, malzeme dağılımını belirlenen performans kriterlerini sağlayarak belirlemek için matematiksel ve hesaplamalı modelleri kullanır. Mühendisler otomotiv, havacılık ve inşaat sektörü gibi alanlarda, yapısal optimizasyon tekniklerini uygulayarak, gelişmiş performans azaltılmış malzeme kullanımı ve ileri ürün kalitesine sahip, daha verimli daha hafif tasarımlar yaratabilirler.

En çok kullanılan yapısal optimizasyon metotları;

- Boyut optimizasyonu
- Şekil optimizasyonu
- Topoloji optimizasyonudur.

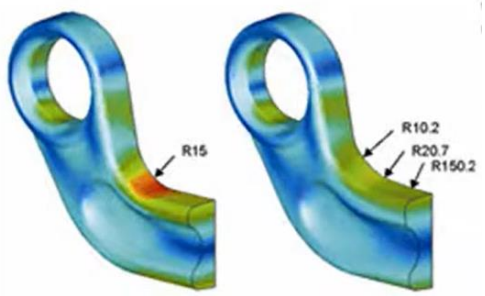
Boyut Optimizasyonu: Belirlenen performans hedeflerine ulaşmak için, malzeme dağılımını sabit tutarak komponentin uzunluk, genişlik, yükseklik ya da diğer geometrik parametrenin öncelikli olarak optimize edilmesine olanak tanıyan optimizasyon yöntemidir (Şekil 2.27.).



Şekil 2.27. Boyut optimizasyonu çalışması örneği (Anonim 2015c)

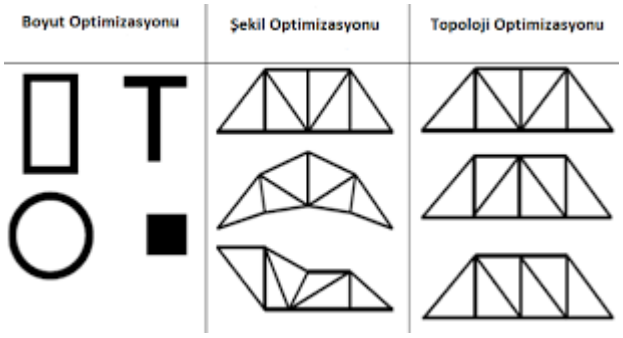
Şekil optimizasyonu: Boyut optimizasyonun gelişmiş bir versiyonudur. Bu optimizasyon yöntemiyle uyguladığımız kısıtlar altında yapının dış sınırlarını ve delik şekillerini değiştirerek, optimum geometrinin elde edilmesini sağlayan metottur.

Aşağıda da görülebileceği gibi, şekil optimizasyonu ile gerilme yığılması olan bir radyusun en uygun çapa getirilerek üzerindeki gerilim azaltılmıştır (Şekil 2.28.).



Şekil 2.28. Şekil optimizasyonu çalışması örneği (Farid 2021)

Topoloji Optimizasyonu: Topoloji optimizasyonu verilen tasarım yapısıyla optimum malzeme dağılımını oluşturmayı hedefleyen bir yöntemdir. Bu yaparken, çalışma koşulları altında, ağırlığı da azaltmayı hedeflemektedir. Diğer metotlar tasarıma daha geleneksel yaklaşırken, topoloji yöntemi, daha serbest ve inovatif tasarım şekilleri oluşturarak yapı üzerinden malzeme boşaltmaları yapar (Şekil 2.29.).



Şekil 2.29. Topoloji optimizasyonu çalışması örneği (Thummer 2014)

2.3.5. Akson tasarımı doğrulama yöntemleri

Akson parçasının tasarım sürecinde doğrulanabilmesi için mekanik dayanım testleri ve laboratuvar ortamında malzeme testleri gerçekleştirilmektedir. Akson için tasarım sürecinde gerçekleştirilen mekanik doğrulama testleri iki aşamalıdır. İlk olarak tasarım sürecinde sanal olarak Sonlu Elemanlar Analizi (FEA) testleri uygulanmakta ve prototip

üretiminden sonra banko ya da araç üzerinde mekanik dayanım testleri uygulanmaktadır. Sanalda ve bankolarda uygulanan mekanik dayanım testleri;

- Boylamsal Darbe testleri
- Yanal Darbe testleri
- Dikey Darbe testleri
- Direksiyon kolu Darbe testi
- Direksiyon kolu yorulma testleri
- Frenleme-İvmelenme yorulma testleri
- Kaliper bağlantı yeri yorulma testi

Laboratuvarda gerçekleştirilen testler ise aşağıdaki gibidir;

- Görsel testler
- Korozyon testleri
- Malzeme mikroyapı testleri
- Ölçüm testleri
- Yüzey pürüzlülük testleri
- Sertlik testleri
- Çekme testleri
- Darbe testleri
- İç yapı porozite testleri gibi testlerdir.

2.3.6. Aksonun mekanik dayanım doğrulama testleri

Akson tasarımına başlarken, öncelikle aracın ve süspansiyon sisteminin sahip olacağı özelliklere göre tasarım kısıtları belirlenir. Bu kısıtlar, aksonun diğer komponentlerle bağlanacağı geometrik noktaların belirlenmesi, kullanılacak malzemenin belirlenmesi ağırlık hedefi gibi özelliklerdir. Tasarım başlanıp belirli bir olgunluğa geldikten sonra çevresel parçalarla aralarındaki mesafe kontrolleri gerçekleştirilir. Daha sonra sonlu elemanlar metodu ile CAE analizleri gerçekleştirilir. Analizlere başlamadan önce, yük koşullarının belirlenmesi gerekmektedir. Yük koşulları iki farklı şekilde belirlenmektedir. İlk metot, araç ağırlığı temelinde, aks ve tekerlek üzerine gelen yüklerin belirli katsayılarla çarpılmasıyla yük koşullarının belirlenmesidir. Sanal analizde bu yükler

akson üzerine uygulanır. Diğer metot ise, test pistinde koşturulan bir aracın aksonun üzerine yerleştirilen ivme ölçerler ile yük verileri toplanmasıdır. Toplanan veriler üzerinden, en kötü durum analizi düşünülerek boylamsal, yanal ve dikey eksendeki yükleri belirlenir ve bu yükler uygulanır.

Sanal analizler, 2 ya da 3 döngü halinde gerçekleştirilirken, her analiz sonrası hedefler doğrultusunda tasarım iyileştirilmesi gerçekleştirilir. Akson hedefler doğrultusunda istenen fonksiyonları sağlayacak duruma geldiğinde ve hedef ağırlık değerine ulaştığında prototip üretim aşamasına geçilir. Üretilen prototipler, standartlarda istenen koşullara göre, test bankoları üzerinde ya da test pistinde koşturulan araçlar üzerinde test edilir. Eğer herhangi bir olumsuz durum ile karşılaşılmaz ise doğrulama gerçekleşmiş olur.

2.4. Literatür Araştırmaları

Makaracı ve ark. (2013) literatürde kullanılan aksonların sınır koşulları altındaki kritik bölgeleri göz önünde bulundurularak, QT500-7 küresel dökme demir malzemesinin kullanılacağı 3 boyutlu bir akson tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Akson tasarımını doğrulamak amacıyla, darbeli yol, acil frenleme ve kaygan zemin koşullarında statik sanal analizini gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışmalar neticesinde, belirlenen sınır koşulları altında tasarlanan akson parçasının 2,9 kat emniyetli olduğu tespit edilmiştir.

Şen (2021), Macpherson tipi süspansiyon sistemlerinde yapısal parça olarak kullanılan akson parçasını, dökme demir ve alüminyum malzeme kullanılarak optimizasyon metoduyla tasarlamış ve bu tasarımı 8 statik yük koşulu ve 22 farklı parkuru içeren dinamik analiz sınır koşullarında sanal olarak doğrulamasını yapmıştır. Parçalar üretilip, fiziksel testlere de tabi tutarak doğrulaması gerçekleştirmiştir. Aynı yük ve sınır koşulları altında optimize edilen ve tasarlanan akson parçaları arasında %61,6 ağırlık farkı bulunmuştur.

Vijayarangan ve ark. (2015), taşıtların süspansiyon sistemlerinde kullanılan akson parçasını 3 boyutlu olarak tasarlamıştır. Dökme demir, LM6 alaşım alüminyum ve metal matrisli kompozit olmak üzere 3 farklı malzeme için çoklu yük koşullarında, sanal ve fiziksel yorulma

analizi gerçekleştirmiştir. MMC malzeme için sanal yorulma analizi sonucu 1.946E+06, fiziksel test sonucu ise 1.20E+06 olarak elde edilmiştir. Diğer malzemeler ile karşılaştırıldığında, MMC malzeme ile üretilen akson parçasının yaklaşık %60 daha hafif ve yorulma performansın daha iyi olduğu tespit edilmiştir.

Kim (2020), akson parçası üzerinde farklı tasarım ve malzemeler için yorulma ömrü kıyaslaması yapmıştır. Çalışmasında alüminyum malzeme olarak 6061 serisi, dökme demir olarak da FCD600 kullanmıştır. Farklı yük koşullarında yapılan yorulma analizi sonucu maksimum gerilim değerleri birbirine yakın olmakla birlikte dinamik ve titreşim karakteristikleri bakımından alüminyum malzeme dökme demir malzemeye göre %30 daha iyi bir performans göstermiştir. Ağırlık değerleri karşılaştırıldığında 7120 g ağırlığındaki FCD600 dökme demir malzeme %50 hafifletilerek 3580g olarak gözlenmiştir.

Patane (2017), süspansiyon sistemlerinde kullanılan akson parçasının çalışma koşullarını simule eden, frenleme, zıplama, direksiyonlama ve üç koşulun birleşimi olan bir kondisyonda statik analizini gerçekleştirmiştir. Mevcut tasarım akson modelini topoloji optimizasyonuna tabi tutarak yeni bir tasarım ortaya çıkarmış ve aynı yük koşullarında tekrar statik sanal analiz gerçekleştirmiştir. Sonuçları karşılaştırdığında, yapılan topoloji optimizasyonuyla 5320 g olan akson ağırlığı %13,2 azalarak yaklaşık 4600 g a düşmüş ve ağırlık azaltımı sağlanmıştır.

Gupta ve ark. (2020), 6061 serisi ve 7075 serisi alüminyum alaşımından F2 formula aracı için tasarlanıp üretilen aksona, tasarım optimizasyonu yapılmış ve SiC takviyeli Al7075 matrisli kompozit malzemeden üretilmiştir.3 farklı malzemeden tasarlanan bu aksonlar frenleme, zıplama, direksiyonlama yük koşulu için statik ve bunların yanında dinamik yorulma analizine tabi tutulmuşlardır. Yapılan analiz sonuçları karşılaştırıldığında, maksimum gerilim, kompozit malzemede 117 MPa ve alüminyum alaşımda 31,37 MPa olarak zıplama koşulunda elde edilmiştir. Değerler malzeme dayanım değerlerine göre kabul edilebilir olup, kompozit malzeme kullanımıyla birlikte %69,28 oranında ağırlık azaltımı sağlanmıştır.

Chen ve ark. (2019), 5 koltuklu elektrikli aracın süspansiyon sisteminde bulunan GCD450 dökme demir malzemesine sahip akson parçasına, 2 adımlı topoloji optimizasyonu uygulamıştır. Optimizasyondan elde edilen modeli yol şartlarında sanal statik dayanım analizi ve ISO 8608 de belirtilen yol sınıflarına göre yorulma analizine tabi tutmuşlardır. Gerçekleştirilen analiz sonuçlarına göre, statik dayanım analizinde maksimum gerilme strut

bağlantı kolunda 3144 MPa olarak elde edilmiş ve bu gerilim değeri malzemenin akma sınırı altında olduğundan emniyetli kabul edilmiştir. Yorulma analizi değerleri ise, A ve B sınıflarında sırasıyla $2{,}512x10^{11}$, $2{,}972x10^{8}$ çevrim olarak elde edilmiş ve bu değerler 10^{6} çevrim değeri üzerinde olduğundan dolayı komponentin sonsuz yorulma ömrüne sahip olduğu sonucu elde edilmiştir. Ağırlıklar karşılaştırıldığında ise, 3,88 kg ağılığa sahip mevcut akson optimizasyondan sonra %6,2 hafifleyerek 3.64 kg ağırlığa düşmüştür. Bu çalışmayla birlikte, çalışma koşulları altındaki dayanımdan ve yorulma ömründen taviz verilmeden komponent %6,2 hafifletilmiştir.

Dumbre ve ark. (2014), ferritik dökme demir malzeme kullanılan mevcut akson tasarımını belirli yük koşulları altında şekil optimizasyonu ile optimize ettikten sonra statik sanal analiz gerçekleştirmiş. Sanal analiz sonuçları karşılaştırıldığında mevcut model üzerinde kaliper bağlantı üst kolunda 232,7 MPa ve 0,2 mm yer değiştirme elde edilmiştir. Optimize edilen modeldeki değerler incelendiğinde maksimum gerilim aynı bölgede 223 MPa ve maksimum uzama 0,21mm olarak bulunmuştur. Çalışmanın temel amacını oluşturan ağırlık hafifletme oranına bakıldığında da %11 lik bir değer elde edilmiştir. Sonuç olarak, mevcut tasarımın dayanımından ve ömründen taviz vermeden şekil optimizasyonu ile %11 ağırlık azaltılmıştır.

Keten (2020), Solidworks programıyla tasarladığı direksiyonlama aksonuna, küresel grafitli dökme demir malzemesini atayarak, Hypermesh programıyla frenleme, direksiyonlama, zıplama yol koşulları için statik ve yorulma analizini gerçekleştirmiştir. Elde edilen sonuçları göz önünde bulundurup en az gerilime maruz kalan bölgelerde Hyperworks programıyla topoloji optimizasyonu ve sonrasında şekil optimizasyonu gerçekleştirmiştir. %40 hacimsel azalmanın hedeflendiği optimize edilmiş tasarım Solidworks programında yeniden modellenmiş ve Hypermesh programında aynı yük koşulları altında sanal analize maruz bırakılmıştır. Yapılan çalışmalar neticesinde, ilk modele göre gerilme değeri %23,4 artış göstermesine rağmen emniyet değeri 1,57 dir ve istenen değer aralığındandır. Parçanın ağırlığı da %29,6 hafifleyerek 1,86 kg olmuştur.

Düzcan, (2019), yaptığı çalışmada araç süspansiyon sisteminde kullanılan AL5083 malzemeye sahip bir komponente yapısal optimizasyon uygulamıştır. Parçanın Hypermesh programında yapısal analiz modeli oluşturulmuş ve OptiStruct programı için

gerekli bilgi ve sınır koşulları belirlenmiştir. Yapılan topoloji optimizasyonu sonucu minimum gerilimin oluşacağı bölgeler çıkarılıp tasarım güncellenmiştir. Yeni tasarım için yapılan yapısal analiz sonucu modelin kütlesi ilk tasarıma göre %35,2 azalırken maksimum gerilme ise %8,25 azalmıştır. Yorulma ömrü karşılaştırmasına göre ise ilk tasarıma göre %1,74 emniyet katsayında azalma olmasına rağmen kabul edilebilir sınırlar içeresinde kalmıştır. Bu çalışma ile optimizasyon teknikleri ile daha mukavim ve daha hafif parçalar üretilebileceği kanaatine varılmıştır.

Jeong ve ark. (2017), çalışmalarında yarı bağımsız arka süspansiyon sistemlerinde kullanılan H tipi burulma çubuğuna (arka köprü) şekil optimizasyonu uygulanmış ve burulma direnci maksimize edilirken, burulma katsayısı, dönme merkezi yüksekliği ve kütlesi gibi parametreler minimize edilmiştir. Şekil optimizasyonu uygulanmış model üzerinden yapılan viraj alma dinamik testinde önden kayma eğilimi 4,69 deg/g bulunarak ilk tasarım üzerinden 3,07 % bir artış elde edilmiştir. Yanal dinamik yük testinde burulma çubuğunun reaksiyonu ve yanal ivmelenmenin görüldüğü zirve noktası ilk modele göre sırasıyla %8 ve %6,25 azalmıştır. Savrulma oranı tepkisine ve zirve noktasına bakıldığında da ilk modele göre %9,09 ve %3,57 oranında azalma gerçekleşmiştir. Bu sonuçlar neticesinde araç dinamiğine yapılan şekil optimizasyonu ile, burulma çubuğunun ve aracın dinamik performansı geliştirilmiştir.

Kamal ve ark. (2012), FCD500-7 küresel grafitli dökme demir malzemeye sahip akson üzerinde, zamana bağlı gerçek yol verileri kullanarak yorulma analizi gerçekleştirmişlerdir. Öncelikle ADAMS programı yardımıyla aksonun kritik bölgelerinde üzerine gelen gerilim değerleri çıkartılmış ve bu değerler ile ANSYS programı yardımıyla lineer gerilim analizi yapılmıştır. Yapılan bu analizde gerilme yoğunluğu bakımından en kritik bölgenin direksiyon rotunun montajlandığı bölge olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Maksimum gerilim prensibine göre bu bölgedeki gerilim değeri 672 MPa olarak elde edilmiş ve bu değer göz önünde bulundurularak yorulma analizi gerçekleştirmişlerdir. Çok nadir gerçekleşebilecek, 40 km/sa hızda yoldaki zamana bağlı düzgünsüzlükler göz önünde bulundurularak yapılan analiz sonucunda parçanın ömrünün 371 döngü olacağı sonucuna ulaşılmıştır. Bu çalışmayla birlikte aracın bu tarz yol koşulları altında 30 km/sa hızda hareket etmesi tavsiye edilmiştir.

Bhusari ve ark. (2015), çalışmalarında, ATV arazi aracında kullanılacak olan EN24 alaşımlı çelik malzemeye sahip akson parçasını Solidworks programında tasarlamışlardır. Tasarlanan akson parçasının 2,544 kg ağılığa sahip olduğu Solidworks programından hesaplanmıştır. Sonrasında, Hypermesh programıyla frenlenme, direksiyonlama ve viraj alma yük koşulları altında gerçekleştirilen sanal analiz ile birlikte, 2 olarak hedeflenen emniyet katsayı değeri 5 olarak elde edilmiştir. Hedeflenen doğrultuda bir komponente sahip olabilmek adına akson parçasında ağırlık azaltabilmek için Solidthink Inspire programında ağırlık optimizasyonu uygulanmıştır. Yeni tasarımla birlikte ağırlık 0,947 kg olarak hesaplanmış ve aynı yük koşulları altında yapılan sanal analiz sonucu maksimum gerilim değeri 327 MPa olarak bulunmuştur. Uygulanan sanal analiz ve ağırlık optimizasyonu çalışmaları sonucu 2 kat emniyetli, %62,7 daha hafif bir akson parçası elde edilmiştir.

Pugazhenthi ve ark. (2021), araç süspansiyon sisteminde kullanılacak olan akson parçasının Creo 3D programı yardımıyla tasarımını gerçekleştirilmiştir. Malzeme olarak dökme demir tercih edilmiş ve ağırlığı 4,8 kg olarak programda hesaplanmıştır. Bu akson tasarımı için frenleme ve zıplama yük koşulları, araç ağırlığı temelinde nümerik olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan yük koşulları altında, ANSYS programında statik yapısal ve yorulma analizi gerçekleştirmişlerdir. Bu analizler sonucu maksimum gerilim değeri 151 MPa ve yorulma ömrü $1.2x10^6$ elde edilmiştir. Mevcut sanal analizde gerilim değerlerinin minimum olduğu, kaliper bağlantı kulakları, rotil bağlantı noktası ve porya disk bağlantı yüzeyi üzerinde kalınlık azaltarak ağırlık 4 kg'a düşürülmüştür. Optimize edilen tasarım için sanal analizler tekrar uygulanmış ve maksimum gerilim 180 MPa çıkarken, yorulma ömrü 1,38x106 olarak artış göstermiştir. Bu çalışma sonucu, sanal analiz ve optimizasyon ile ağırlık yaklaşık %17 azalırken parçanın dayanım ömrü arttırılmıştır.

Kim ve ark. (2014), mevcut GCD50 küresel grafitli dökme demir malzemeye sahip akson parçasının ağırlığını azaltmak amacıyla meta-model bazlı şekil optimizasyonu uygulanmış ve malzemesini A16082M olarak değiştirilmiştir. Öncelikle GCD50 dökme demir malzeme kullanılan akson Hypermesh programıyla 12 farklı yük koşulu ile statik

yapısal analiz gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucu, en fazla gerilme çukurlu yolu benzetim eden yük koşulunda gerçekleşmiş ve parçanın 10 kat emniyetli olduğu gözlemlenmiştir. MSC programıyla gerçekleştirilen yorulma analizinde de parça $6{,}35x10^5$ döngü ömrü ile güvenli bölgededir. Komponentin malzemesi Al6082M malzeme ile değiştirilmiş ve ilk analize göre zayıf olan bölgelerdeki 6 farklı kalınlık değeri meta-model bazlı optimizasyon için parametre olarak kabul edilmiştir. Kringing hesaplama yöntemiyle kalınlık parametrelerinin 30 farklı değeri için komponent ağırlık değerleri ile birlikte yapısal analiz sonuçları incelenmiş ve en optimum değerler seçilmiştir. Yapılan optimizasyon ve malzeme değişikliği sonucu komponentin yapısal dayanımı ve yorulma ömrü sabit kalırken ağırlığı %60 azalmıştır.

Eren ve ark. (2019), süspansiyon sistemlerinde kullanılan salıncak parçasının mevcut modeli üzerinden topoloji ve üretken optimizasyon tekniklerini kullanarak ağırlık azaltmışlardır. Salıncak parçası için malzeme olarak Al6061 serisi malzeme seçilmiş ve ağırlık 4,159 kg olarak hesaplanmıştır. Öncelikle mevcut salıncak modeli için burçların olduğu kısımdan serbestlik dereceleri sınırlandırılmış ve rot kısmından 1000 N yük uygulanarak statik sanal analiz uygulanmıştır. Bu şartlar altında 1,96 emniyet faktörü ve 2,8 yer değiştirme hesaplanmıştır. Komponet için, Fusion 360 programıyla %30 ağırlık azaltma hedefi belirlenerek topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Bu çalışmayla, ağırlık 2,97kg, emniyet faktörü 1,75 ve 4,4 mm yer değiştirme elde edilmiştir. Ayrıca, aynı sınır ve yük koşulları altında mesnet noktaları belirtilerek komponente üretken optimizasyon teknikleri uygulanmıştır. Üretim yöntemi olarak, katmanlı imalat, döküm ve talaşlı imalat yöntemleri seçilmiştir. Optimizasyon sonucunda, ağırlık 2,44 kg emniyet faktörü 14 ve yer değiştirme 0,19 mm olarak hesaplanmıştır. Bu çalışmayla birlikte, üretim yöntemlerinin maliyetleri ve ağırlık miktarları göz önüne alındığında en optimum çözümün topoloji optimizasyonu ile ortaya çıkan tasarım olduğu saptanmıştır.

Kutlak ve ark. (2014), süspansiyon sistemlerinde kullanılan salıncak parçası üzerinde ANSYS programıyla yapısal ve yorulma ömrü analizi gerçekleştirmişlerdir. St37 sac malzemeden kaynak yöntemiyle üretilen salıncak parçası üzerinde kauçuk burçları da ihtiva ettiğinden dolayı yapılan analizlerde bu komponentler de göz önünde bulundurulmuştur. Sınır koşulları olarak X ve Y eksenlerinde tam değişken 3500 N yük uygulaması gerçekleşmiştir. Ayrıca Z ekseninde rotil parçasının montajlandığı kısımdan ±40mm hareket verilmiştir.

Yapılan yorulma ömür analizi sonucunda maksimum gerilim yatay burcun olduğu kısma yakın nokta 148,27 MPa olarak elde edilmiş ve yorulma ömrü $48{,}1x10^6$ olarak elde edilmiştir. Yorulma analizi sonucu komponent maksimum gerilmenin ölçüldüğü noktadan hasara uğrayarak kırılmıştır. Yapılan fiziksel yorulma ömür testinde de aynı noktadan hasar gerçekleşmiş ve sanal ömür analizi doğrulanmıştır.

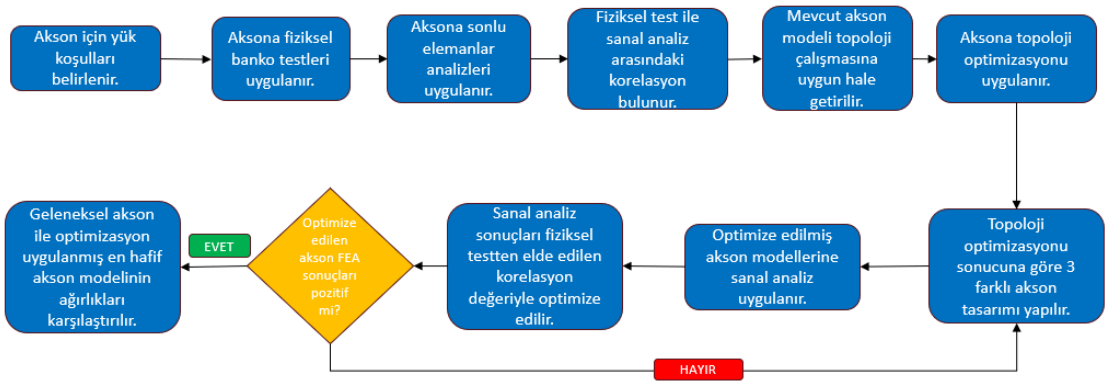
Tagade ve ark. (2015), Creo programıyla tasarladıkları dökme demir akson parçası üzerinde frenleme momenti, yanal ve dikey yük koşulları ile yapısal analiz gerçekleştirmişlerdir. İlk tasarımın ağırlığı 2,64 kg ve sanal analiz sonucu maksimum yük 353,18 MPa elde edilmiştir. ANSYS programında ilk tasarım üzerinde şekil optimizasyonu yapılmış ve malzemesi Al2011 olarak değiştirilmiştir. Şekil optimizasyonu ile birlikte komponentin dayanım özelliklerinden taviz verilmeden dökme demir malzemede %19, alüminyum malzemede %67 ağırlık kazancı sağlanmıştır.

Teja ve ark. (2016), tek koltuklu ATV arazi aracının süspansiyon sisteminde kullanılan gri dökme demir malzemeye sahip akson parçasını Creo ile tasarlayıp ANSYS programı ile sanal analizi ve şekil optimizasyonu operasyonları yapılmıştır. Tasarlanan 2,4 kg ağırlığındaki akson, frenleme, direksiyonlama ve viraj yük koşulları altında ANSYS programında yapısal analize tabi tutulmuştur. Analiz sonucunda maksimum gerilme 52,8 MPa olarak elde edilmiştir. Sonrasında gerçekleştirilen şekil optimizasyonu çalışmasıyla minimum yük oluşan amortisör, direksiyon rotu ve rotil bağlantı noktalarından malzeme çıkarılmıştır. Tasarım güncellendikten sonra ilk olarak gri dökme demir malzeme için yapılan analiz sonucunda maksimum gerilme 57,36 MPa ölçülmüş ve %11,7 ağırlık azaltılmıştır. A6061 alüminyum malzeme ile yapılan hesaplama sonucunda ise yeni tasarlanan modelde %63,9 ağırlık azaltılması sağlanırken, maksimum gerilme değeri 57,12 MPa olarak elde edilmiştir. Çalışma sonucu, şekil optimizasyonu ve malzeme değişikliğiyle dayanım özelliklerinden ödün vermeden çok daha hafif tasarıma sahip bir akson elde edilmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Akson Tasarımı ve Optimizasyon Prosesi

Bu çalışmanın amacı, belirli yük ve sınır koşulları altında, dayanımı yüksek, hafif bir akson parçasını hızlı ve az maliyetle tasarlayabilmektir. Bu doğrultuda, Şekil 3.1. deki akış şemasında belirtilen yol izlenerek, mevcutta bulunan bir akson bir parçası için fiziksel test, sanal analiz ve topoloji optimizasyonu uygulamaları gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.1. Akson Tasarım, Sanal Analiz ve Optimizasyon Akış Şeması

İlk olarak mevcut akson parçasının kullanılacağı aracın aks yükleri göz önünde bulundurularak, frenlenme, dikey hasar ve janttan yanal hasar gibi koşullarda dayanım gösterebilmesi gereken maksimum yük koşulları ampirik hesaplamalarla belirlenmiştir. Mevcut akson parçasının prototipleri, yapılacak banko testleri sayısı göz önünde bulundurularak üretilmiş ve prototip parçalar üzerinden fiziksel banko testleri gerçekleştirilmiştir. Fiziksel banko testlerinde aksonun, frenleme, dikey hasar ve janttan yanal koşulları için dayanabileceği maksimum yük değerleri belirlenmiştir.

Sonraki adımda, hesaplanan yük koşulları altında, frenleme, dikey hasar ve yanal hasar fiziksel banko testlerini simüle edecek şekilde, sınır koşulları da göz önünde bulundurularak SimCenter programı ile sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar analizi sonuçları ile fiziksel test sonuçları karşılaştırılmış, aralarındaki korelasyon değeri bulunmuştur. Bu korelasyon değeri, ileri adımlarla fiziksel testleri

elimine ederek yalnız sonlu elemanlar analizi uygulayarak gerçek sonuçları tahmin edebilmek için önem arz etmektir.

Mevcut akson tasarımına topoloji optimizasyonu gerçekleştirebilmek için modifikasyon uygulanmıştır. Tasarım üzerindeki gereksiz referanslama noktaları gereksiz delikler iptal edilerek daha kaba bir 3D model oluşturulmuştur. Tasarlanan bu akson, daha önce belirlenen aynı yük ve sınır koşulları altında topoloji optimizasyonuna maruz bırakılmıştır. Topoloji optimizasyonu sonuçlarına göre, 3 farklı ağırlığa sahip yeni akson tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu akson parçalarının doğrulaması, sanal analizle gerçekleştirilmiş ve elde edilen korelasyon doğrultusunda karşılaştırma yapılıp, gerçekteki dayanımından emin olunmuştur.

Son adımda, sanal analiz sonucu pozitif olan aksonlardan en hafif olanı seçilip mevcut akson ile ağırlık karşılaştırması gerçekleştirilmiştir.

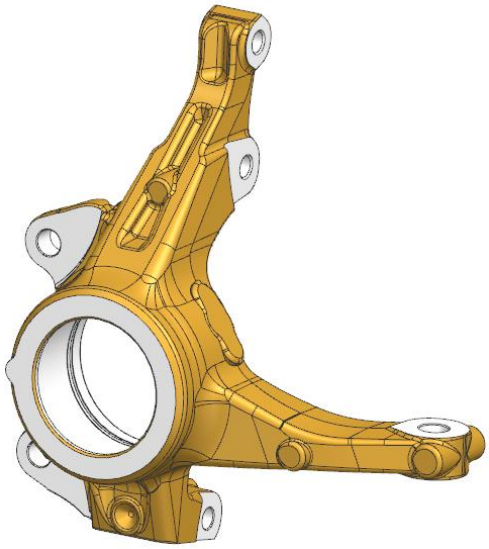
3.1.1. Akson malzeme bilgileri ve prototip üretimi

Çalışmada kullanılacak akson modelinin malzemesi, aracın segment olarak bulunduğu pazar koşulları, bulunabilirliği, üretilebilirliği, işlenebilirliği, dayanımı ve maliyeti göz önünde bulundurulduğunda GH60 gri dökme demir olarak belirlenmiştir. Literatürden elde edilen bilgilere göre GH60 malzemesi mekanik özellikleri Çizelge 3.1. deki gibidir.

Çizelge 3.1. GH60 Dökme Demir Malzemesi Mekanik Özellikleri (Anonim 2018)

Komponent	Malzeme	Akma sınırı	Kopma Sınırı	Elongation	Elastisite Modulü	Possion Oranı
Akson	GH60 Dökme Demir	370	590	12	157000	0,3

Mevcut akson tasarımı gerçekleştirilirken, çevre parçalar ile arasındaki mesafe sınırlamaları, dökülebilirliği, referansları ve hedef ağırlık değeri göz önünde bulundurularak gerçekleştirilmiştir. Çevre parçalar ile statik ve dinamik mesafeleri için belirli değerler vardır. Bu değerler aksonun, geometrik sınırlarını belirlemektedir. Döküm ile üretilebilirliği için de boşluksuz bir şekilde, kalıptan çıkabilmesi için taslak açılarına dikkat edilerek tasarım gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, ölçüm ve talaşlı imalat için gerekli referans noktaları da göz önünde bulundurulmuştur (Şekil 3.2.).



Şekil 3.2. Prototip üretimi gerçekleştirilen akson tasarımı

Prototip üretimi için kum kalıplar kullanmış, uygulanacak olan frenleme, dikey hasar koşulu ve janttan yanal hasar koşulu için toplamda 3 adet prototip üretimi gerçekleştirilmiştir. Prototip üretimi sonrası ölçülen akson ağırlığı 3,18 kg dır.

3.1.2. Akson yük ve sınır koşulları belirlenmesi

Fiziksel testler gerçekleştirilirken, yük bilgileri için kullanılan kaynaklardan biri time-history adı verilen, birden fazla yol tipine sahip test pistinde yol kateden araçların üzerinden sensörler ile alınan verilerdir. Bu veriler, iterasyon aktiviteleri ile işlenerek en kötü durum için akson üzerine gelen maksimum yük değerleri belirlenebilir.

Diğer yük koşulu belirleme yöntemi ise en kötü durum düşünülerek aracın en yüklü hali için aks ağırlıkları üzerinden gerçekleştirilen yük koşulu belirleme yöntemidir. Aracın aksı ve tekerleği üzerine gelen yükler hesaplanır. Daha sonra, frenleme, yanal ve dikey yük koşulları için belirlenmiş olan emniyet katsayısı değerleri ile çarpılarak her test koşulu için aksonun dayanım göstermesi gereken yük değeri bulunur. Fiziksel test sonuçlarını değerlendirmede ve sanal analiz çalışmalarında kullanılacak yük değerleri, araç ağırlığı üzerinden Çizelge 3.2. teki gibi belirlenmiştir.

Çizelge 3.2. Aksona uygulanacak Yük değer tablosu

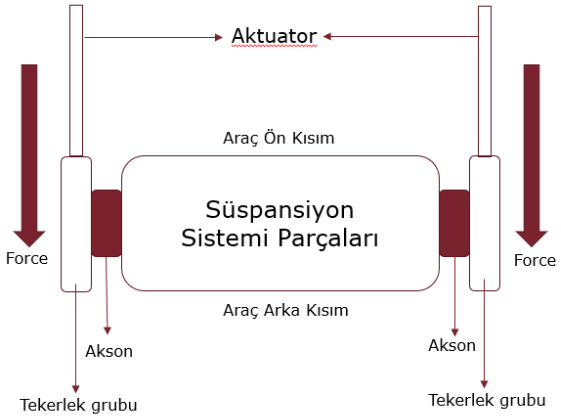
Geometrik	Koşul	Uygulanacak Yük	Birim
Boylamsal	Teker Grubu Frenleme Koşulu	24170	Newton
Yanal	Teker Grubu Yanal Çarpma Koşulu	36100	Newton
Dikey	Teker Grubu Dikey Çarpma Koşulu	36100	Newton

Sanal analizlerde, akson diğer komponentler ile bağlantılı olduğu, amortisör, rotil ve direksiyon rotu bağlantı noktaları üzerinden 6 serbestlik derecesi için sınırlandırılmıştır.

3.1.3. Akson fiziksel banko testleri

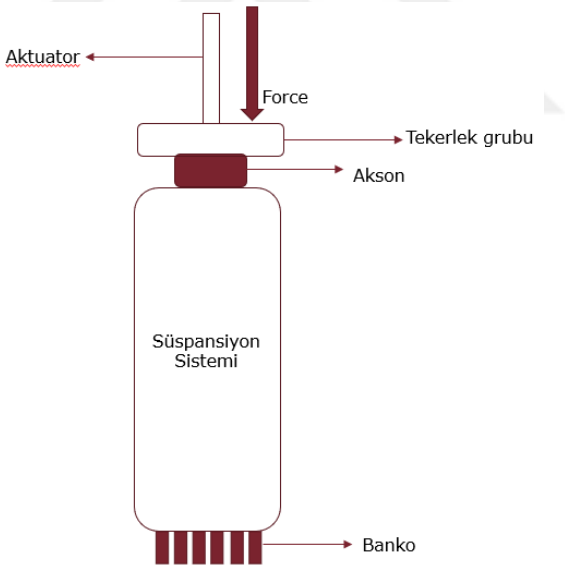
Fiziksel test bankolarında, aksonun yapısal doğrulama testleri tüm süspansiyon elemanlarıyla birlikte gerçekleştirilmektedir. Testlerin bu şekilde yapılmasının sebebi, yol şartlarından dolayı, araç ve süspansiyon sistemi üzerine gelen yüklerin gerçekçi olarak akson üzerine indirgenmesinin çok zor olmasından kaynaklıdır. Bu sebeple, gerçek yol koşulları tam olarak akson süspansiyon sistemi üzerinde simüle ederek aksonun davranışı tespit edilmektedir. Testler, tekerlek bölgesinden bağlanan aktüatör yardımıyla yük verilerek, sistemin kaldırabileceği maksimum yük değerine kadar uygulanır ve bu değerler test esnasında grafiklerden okunmaktadır.

Frenleme Yük ve Sınır Koşulu;



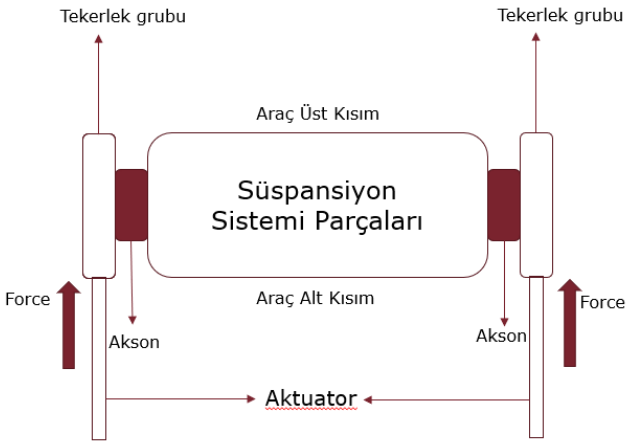
Şekil 3.3. Frenleme Koşulu Testi Banko Kurulumu

Janttan Yanal Hasar Yük ve Sınır Koşulu;



Şekil 3.4. Yanal Hasar Koşulu Testi Banko Kurulumu

Yol Düzgünsüzlüklerinden Kaynaklı Dikey Hasar Koşulu;



Şekil 3.5. Dikey Hasar Koşulu Testi Banko Kurulumu

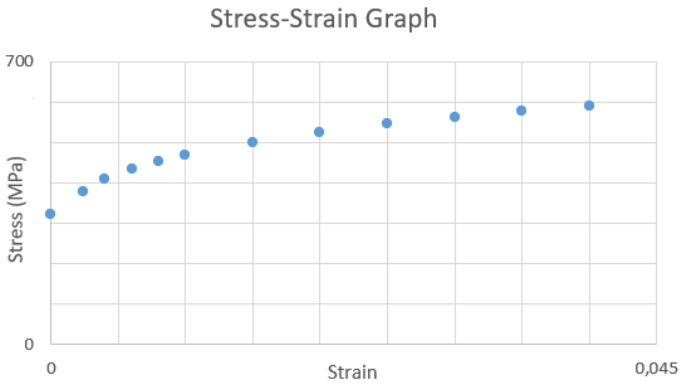
3.1.4. Akson sonlu elemanlar analizi

Tasarımı gerçekleştirilen akson parçasının yapısal sonlu elemanlar analizi Siemens NX programı paket programlarından biri olan SimCenter programıyla gerçekleştirilmiştir. Gerçeğe daha yakın sonuçlar elde etmek ve aksonun belirlenen en kötü koşullar altıdaki gerçeğe yakın performansını görebilmek için sonlu elemanlar analizi nonlineer olarak uygulanmıştır.

Sonlu elemanlar analizi modeli oluşturulurken, malzeme bilgileri, mesh operasyonu, sınır ve yük koşulları gibi bilgiler programda girdi olarak kullanılmaktadır.

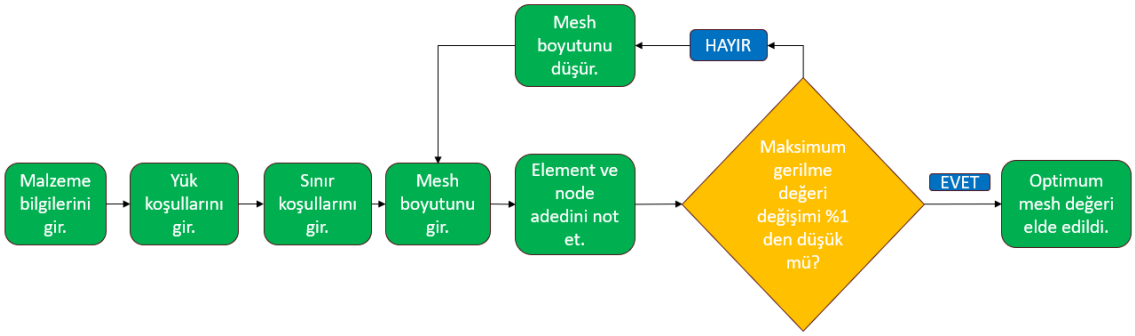
Sonlu elemanlar analizi malzeme bilgileri; Çalışmada kullanılacak akson modelinin malzemesi prototip üretiminde kullanılan (bkz. Çizelge 3.1.) GH60 gri dökme demir olarak belirlenmiştir. SimCenter programında GH60 malzemesi oluşturularak de bulunan mekanik özellik bilgileri programa girilmiştir. Bu malzeme tanımlamasıyla beraber akson ağırlığı, 3D model üzerinden 3,25 kg olarak hesaplanmıştır.

Ayrıca, nonlineer analiz gerçekleştirileceği için G60 malzemenin akma sınırı ile kopma sınırı arasındaki değerler, programda oluşturulan GH60 malzeme özellikleri içerisine girilmiştir (Şekil 3.6).



Şekil 3.6. GH60 Dökme Demir Çekme Grafiği Nonlineer Bölgesi (Anonim 2018)

Sonlu elemanlar analizi mesh yakınsama operasyonu; Sonlu eleman analizi gerçekleştirirken en doğru şekilde sonuç alabilmek için mesh boyutunun iyi ve hassas bir şekilde optimize edilmesi gerekmektedir. En doğru ve optimize mesh modelini elde edebilmek için mevcut malzeme, yük ve sınır koşulu bilgileri kullanılarak kaba bir mesh yapısından başlayarak ince mesh yapısına doğru analizler, Şekil 3.7. deki akış doğrultusunda gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.7. Mesh boyutu yakınsama operasyonu akış şeması

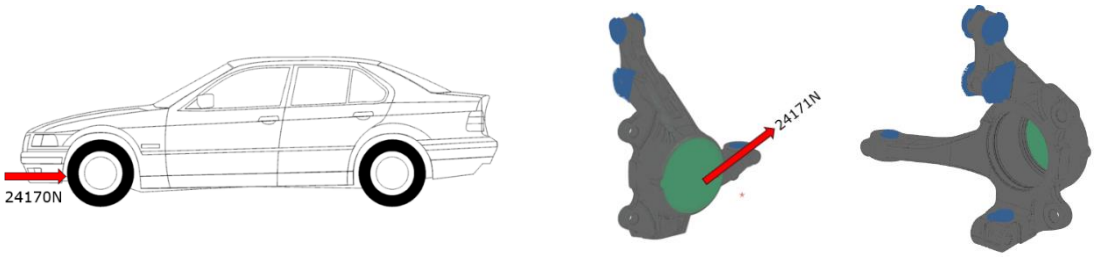
Her bir analizde node, element adedi ve onlara karşılık gelen maksimum gerilme excel tablosuna not alınmıştır. Her bir adımda da mesh boyutu azaltılmış, doğal olarak, element

ve node adedi artmıştır. Node ve element adedi arttıkça sanal analiz sonrası maksimum gerilmede artarak, analiz daha hassas ve doğru sonuçları vermiştir. Optimum mesh boyutunu elde edebilmek için sanal analize önceki maksimum gerilme değerinin %1 i kadar sapma elde edilene kadar devam edilmiştir. Tetra 4 eleman ve 0.75mm mesh boyutunun altındaki değerlerde analiz süresi çok uzamış istenen optimum değer elde edilememiştir. Maksimum gerilme ve yer değiştirme değerinin oluştuğu kritik bölge üzerine mesh boyutunun daha az olduğu bölgesel mesh uygulanmıştır. Bu doğrultuda Çizelge 3.3. de görülebileceği üzere modelde, optimize edilmiş mesh değeri 0,75 mm olarak uygulanmıştır.

Çizelge 3.3. Uygulanan mesh boyutuna karşılık maksimum gerilim değer tablosu

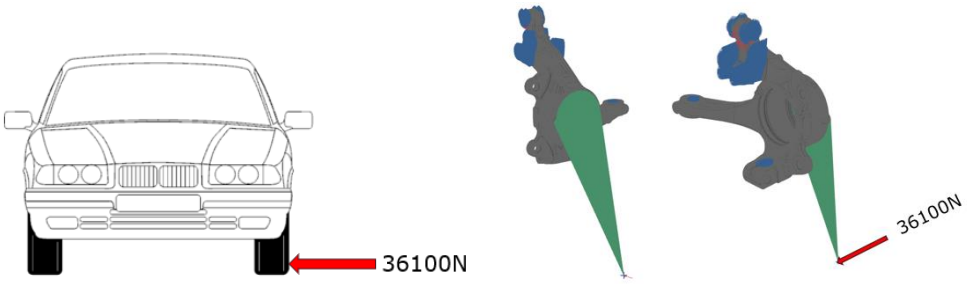
Analiz Tipi	Mesh Tipi	Mesh Boyutu	Node Adedi	Element Adesi	Maks. Gerilim	Değişim Oranı
NonLineer	Tetra4	8	74922	243584	556,43	
NonLineer	Tetra4	6	77584	251312	562,41	1,08
NonLineer	Tetra4	3	95794	309195	570,66	1,42
NonLineer	Tetra4	1,5	145746	469699	583,71	2,28
NonLineer	Tetra4	0,75	302438	1002164	583,61	0,02

Frenleme yük ve sınır koşulu; Frenleme koşulunda, yük, teker merkezinden RB3 eleman ile akson yüzeyine, araca boylamsal eksende 24171N olarak uygulanmıştır. Geometrik sınırlama olarak, 6 eksende amortisör, direksiyon rotu ve rotil bağlantı bölgeleri sabitlenmiştir (Şekil 3.8.).



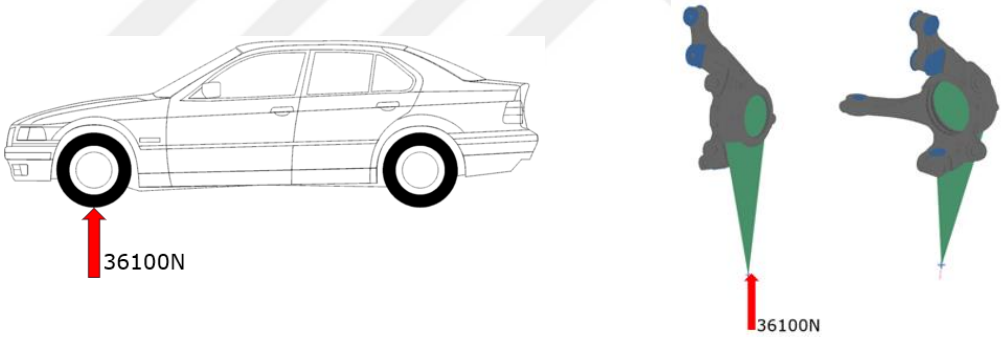
Şekil 3.8. Frenleme Yük ve Sınır Koşulu

Janttan yanal hasar yük ve sınır koşulu; Yanal yük koşulunda, yük maksimum moment oluşturabilmesi için jantın en alt noktasından uygulanmıştır. Bu noktanın koordinatı üzerinden RB3 eleman akson yüzeyine bağlanmış ve bu noktadan 36100N yük uygulanmıştır. Geometrik sınırlama olarak, 6 eksende amortisör, direksiyon rotu ve rotil bağlantı bölgeleri sabitlenmiştir (Şekil 3.9.).



Şekil 3.9. Janttan Yanal Hasar Yük ve Sınır Koşulu

Yol düzgünsüzlüklerinden kaynaklı dikey hasar koşulu; Dikey yük koşulunda, yük jantın tam en alt orta noktasından araç eksenine dik yönde olacak şekilde akson üzerine uygulanmıştır. RB3 eleman, bu noktadan akson göbeğine bağlanmış ve 36100N luk değer uygulanmıştır. Geometrik sınırlama olarak, 6 eksende amortisör, direksiyon rotu ve rotil bağlantı bölgeleri sabitlenmiştir (Şekil 3.10.).

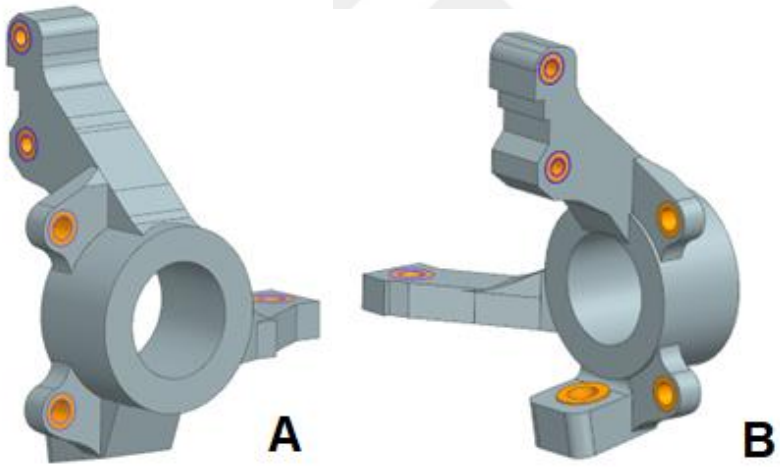


Şekil 3.10. Dikey Hasar Yük Koşulu ve Sınır Koşulu

3.1.5. Akson topoloji optimizasyonu

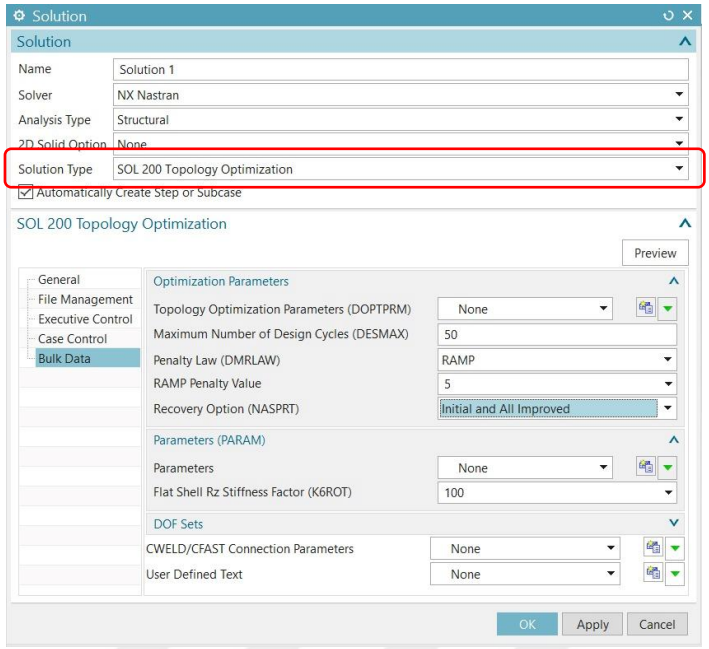
Topoloji optimizasyonu çalışması, mevcut aksonun 3D modeli üzerinden Siemens NX tasarım programıyla gerçekleştirilmiştir. Bu yeni akson tasarımında, ilk oluşturulan akson modeli gibi, çevresel parçalar, referans noktalar ve kalıp çıkma açıları göz önünde bulundurulmuştur. Montaj ve işleme operasyonları için mevcuttaki çıkıntı, yuvarlatma ve delikler iptal edilmiştir.

Optimizasyon uygulanacak akson modelinde ek olarak, topoloji optimizasyonu esnasında hafifletme işlemine dahil edilmeyecek sabit kısımlar (turuncu bölgeler) farklı bir body oluşturularak hafifletme uygulanacak ana modelden ayrılmıştır (Şekil 3.11.).



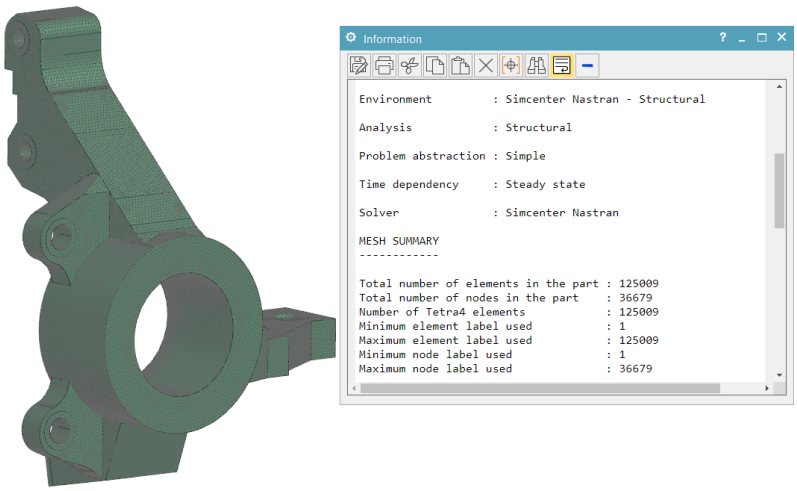
Şekil 3.11. Topoloji için taslak akson tasarımı. **A)** İzometrik ön görünüş **B)**İzometrik arka görünüş

Topoloji çalışması ise Siemens SimCenter programında gerçekleştirilmiştir. Program çözücü olarak NASTRAN altyapısını kullanmaktadır. Çözücü tipi Şekil 3.12. deki gibi SOL 200 Topoloji Optimizasyonu seçilmiştir.



Şekil 3.12. Simcenter NASTRAN çözücü seçimi

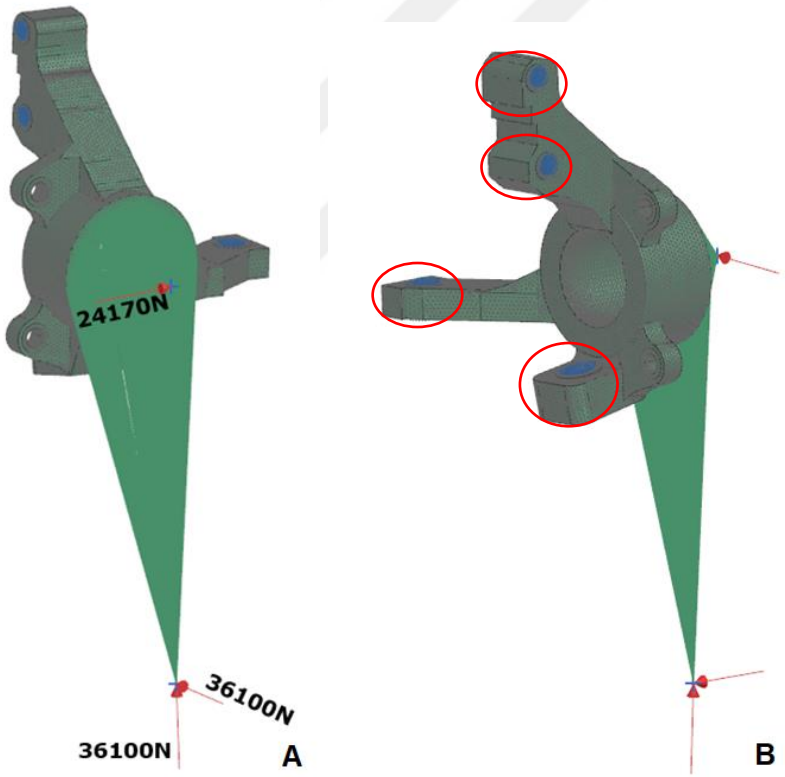
Mesh Boyutu; Mesh boyutu ne kadar küçük olursa parça geometrisi o kadar hassas analiz edilerek topoloji optimizasyonu uygulanabilmektedir. Fakat, analiz gerçekleştirilen bilgisayar işlemci performansı bu boyutlamayı kısıtlamaktadır. Bu doğrultuda, mesh yakınsama operasyonu çerçevesinde gerçekleştirilen tekrarlı çalışmalar sonucunda optimum mesh boyutu 2 mm olarak belirlenmiştir (Şekil 3.13.).



Şekil 3.13. Optimizasyon yapılacak akson mesh yapısı

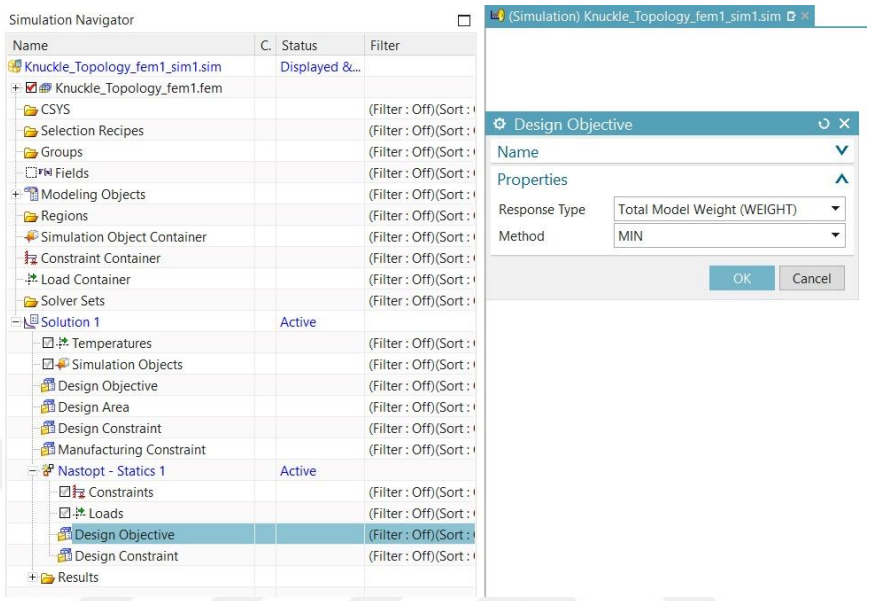
Malzeme Seçimi; Topoloji optimizasyonu için de malzeme olarak programda (bkz. Çizelge 3.1.) GH60 malzemesi seçilmiştir.

Yük ve Sınır koşulları; Sınır koşulları, ilk gerçekleştirilen sanal analizdeki gibi kabul edilmiştir. Strut bağlantı, rotil bağlantı, direksiyon rotu bağlantı noktalarında akson sabitlenmiştir. Aşağıdaki resimde görebileceği üzere kırmızı daire içerisindeki kısımlardan parça 6 eksende sınırlandırılmıştır. Yük koşulu olarak ise 3 darbe koşulu da aynı sistem içerisinde aksona uygulanmıştır. Kırmızı ok ile gösterilen doğrultularda da daha önceki analizde frenleme, yanal ve dikey hasar koşulları için belirlenen kuvvetler uygulanmıştır (Şekil 3.14.).



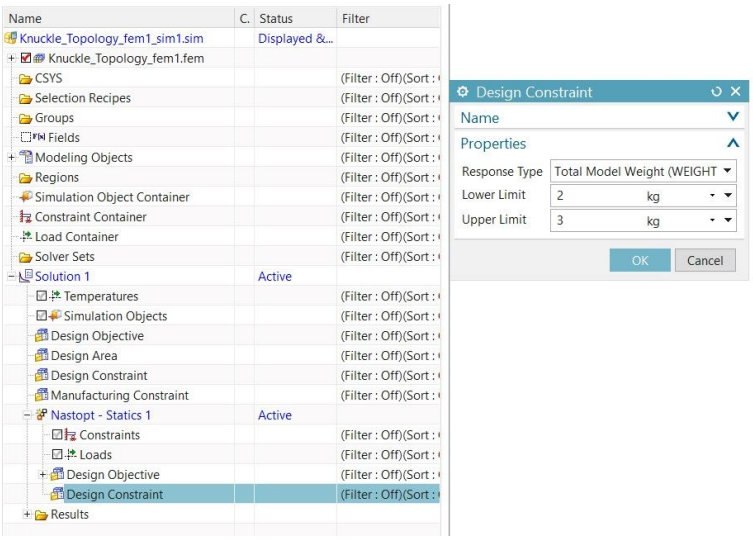
Şekil 3.14. Optimizasyon yapılacak akson yük ve sınır koşulları. **A)** Kuvvet uygulama noktaları **B)** Sınırlama noktaları

Optimizasyon hedefi; Topoloji optimizasyonu için tasarım hedefi için Total Model Weight seçeneği seçilmiştir. Method olarak da minimum ağırlığı hesaplaması için MIN seçeneği seçilmiştir (Şekil 3.15.).



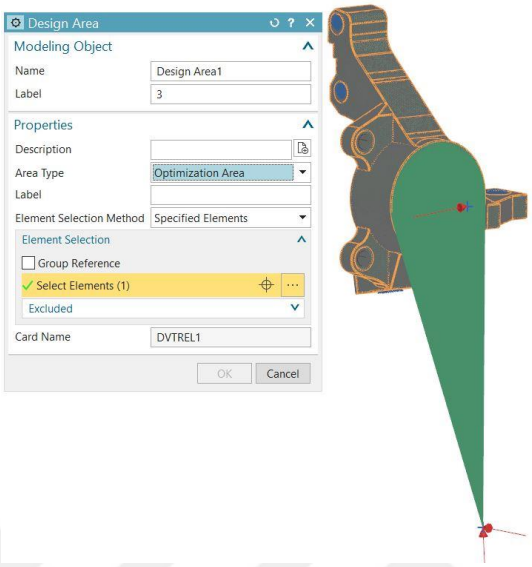
Şekil 3.15. Topoloji tasarım hedefi belirlenmesi

Optimizasyon kısıtı; alt ve üst ağırlık kısıtı belirlenmiş ve programa girdi olarak verilmiştir (Şekil 3.16.).



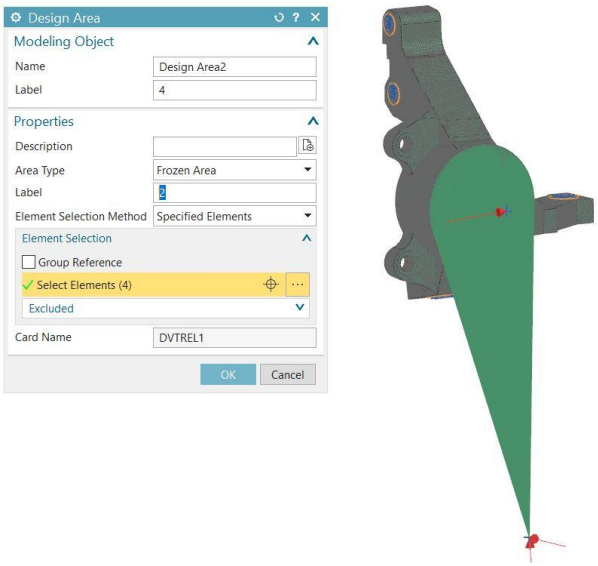
Şekil 3.16. Topoloji optimizasyonu tasarım kısıtı belirlenmesi

Optimizasyon alanı; Optimizasyonun yani ağırlık azaltımının gerçekleşeceği alan görseldeki gibi seçilmiştir (Şekil 3.17.).



Şekil 3.17. Topoloji optimizasyonu alanı belirlenmesi

Parçanın geometrik olarak diğer parçalarla montajını etkileyecek ve birbirleri arasındaki mesafelerin sabit olması gerektiği alanlar için farklı body yapıları oluşturulmuştur. Bu yapılar **Frozen Area** olarak belirlenmiş ve optimizasyonun uygulanmayacağı alanlar olarak programa tanıtılmıştır (Şekil 3.18.).

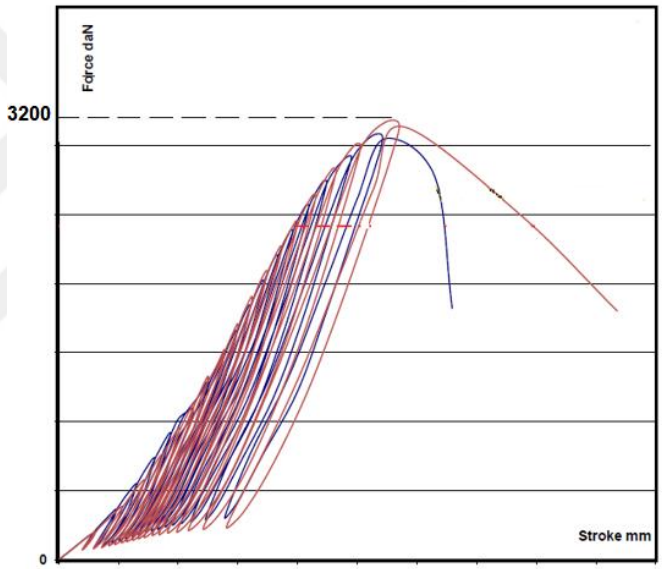


Şekil 3.18. Topoloji optimizasyonu sabit alan belirlenmesi

4. BULGULAR

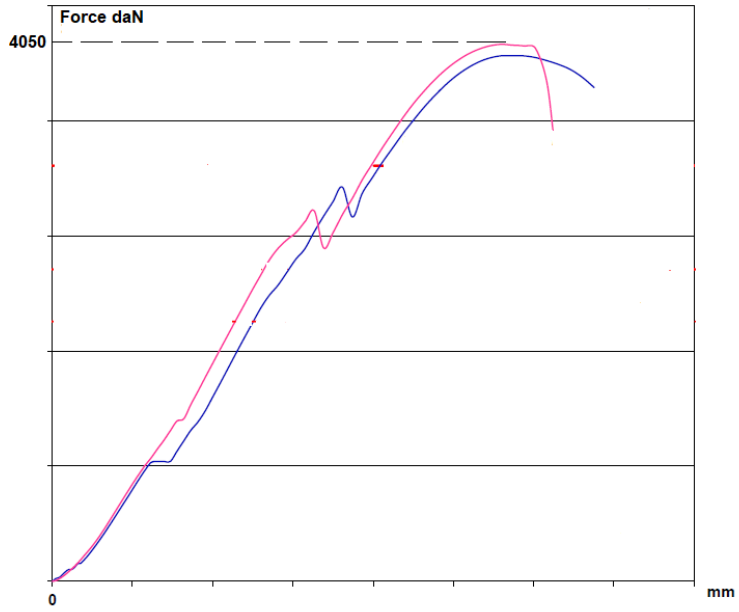
4.1. Fiziksel Test Sonuçları

Frenleme koşulu için gerçekleştirilen fiziksel test sonucu; Sistemin dayanabildiği maksimum kuvvet değeri yaklaşık 32000 Newton olarak elde edilmiştir. Maksimum kuvvet değeri, frenleme koşulu için belirlenen 24170 Newton değerinin üzerinde olup, akson plastik şekil değişimine uğramış fakat herhangi bir hasar gözlemlenmemiştir (Şekil 4.1.).



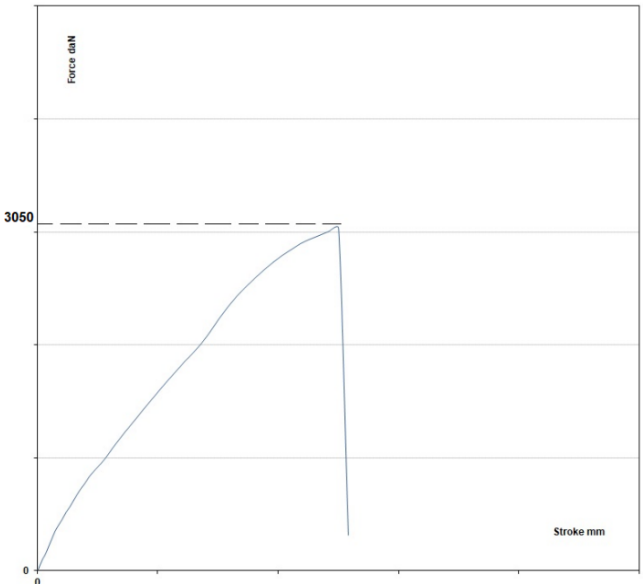
Şekil 4.1. Frenleme koşulu fiziksel test maksimum gerilim grafiği

Yoldan gelen dikey hasar koşulu için gerçekleştirilen fiziksel test sonucunda sistem yaklaşık 40500 N yük değerine kadar dayanım göstermiştir. Maksimum kuvvet değeri, dikey hasar koşulu için belirlenen 36100 Newton değerinin üzerinde olup, akson plastik şekil değişimine uğramış fakat herhangi bir hasar gözlemlenmemiştir (Şekil 4.2.).



Şekil 4.2. Tekerlek dikey hasar koşulu fiziksel test maksimum gerilim grafiği

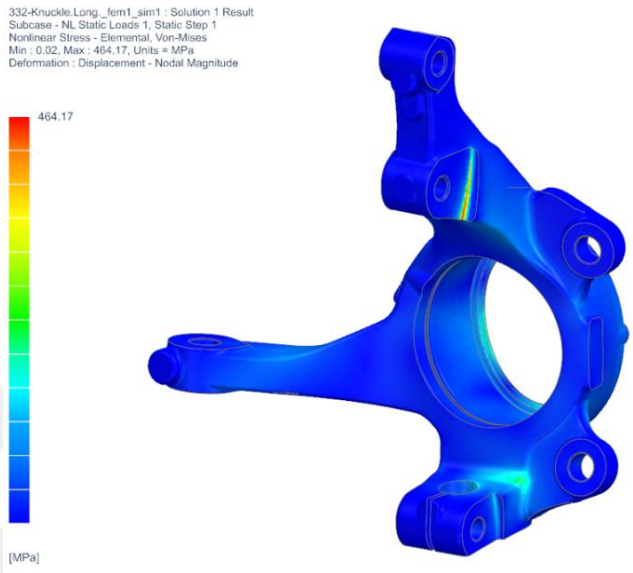
Janttan yanal hasar koşulu için gerçekleştirilen fiziksel test sonucunda, sistem yaklaşık 30500 Newton yük değerine ulaşmış ve hedef değer olan 36100 Newton altında kalmıştır. Ayrıca aksonun strut bağlantı bölgesi üzerinde hasar oluşmuştur (Şekil 4.3.).



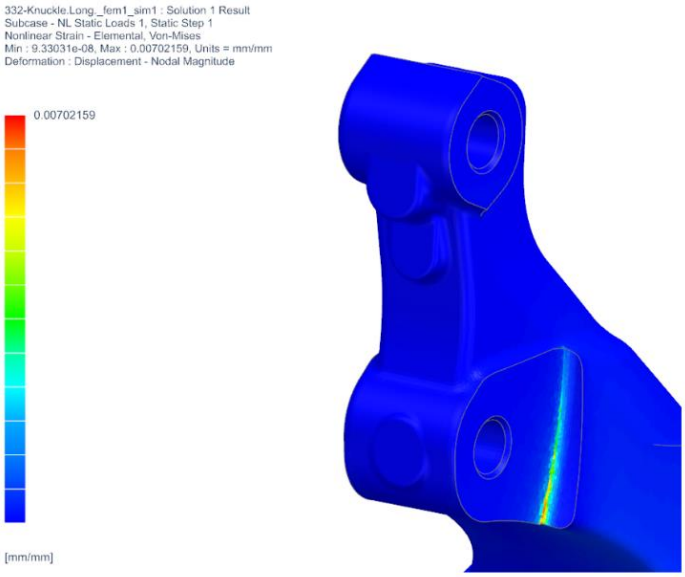
Şekil 4.3. Janttan yanal hasar koşulu fiziksel test maksimum gerilim grafiği

4.2. Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçları

Frenleme koşulu için 24170N ile gerçekleştirilen sanal analiz sonucu maksimum gerilme 464,17 MPa (Şekil 4.4.) ve maksimum nonlineer yer değiştirme 0,007 mm (Şekil 4.5.) olarak amortisör bağlantı bölgesinde elde edilmiştir.

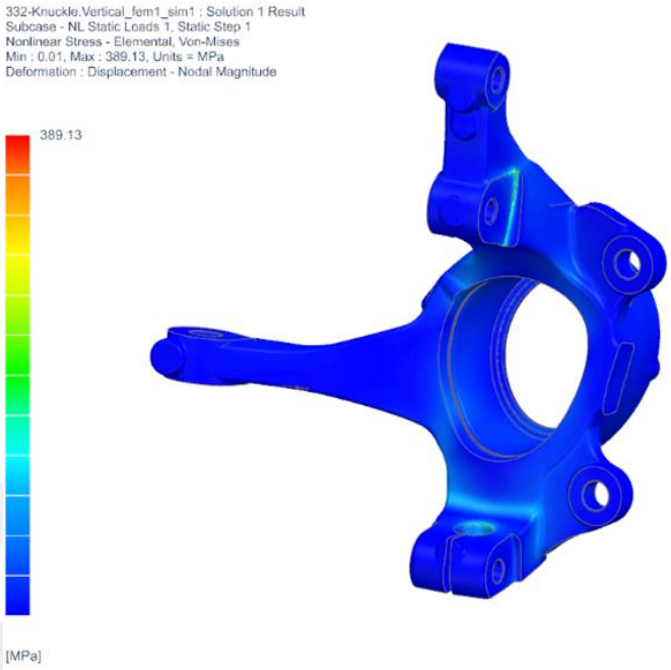


Şekil 4.4. Frenleme koşulu maksimum gerilim sonucu

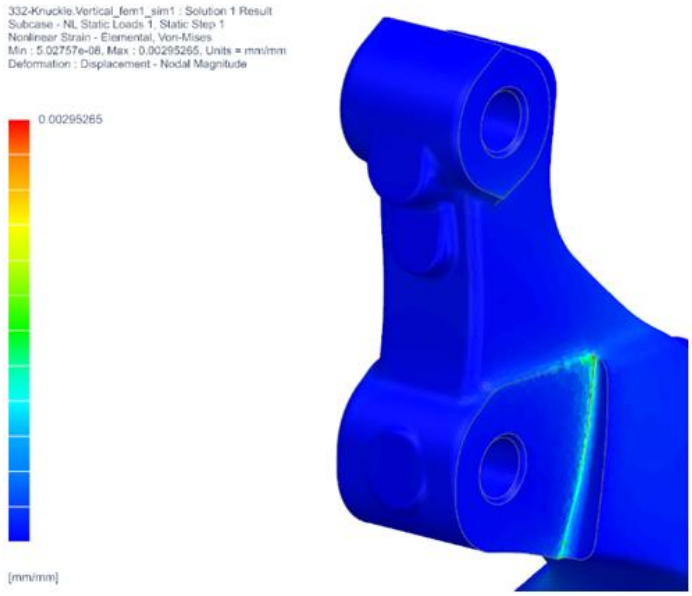


Şekil 4.5. Frenleme koşulu maksimum yer değiştirme sonuç

Yoldan gelen dikey 36100N kuvvet değeri için gerçekleştirilen sanal analiz sonucu, maksimum gerilme 389.13 MPa (Şekil 4.6) ve maksimum nonlineer yer değiştirmede 0,00295 mm (Şekil 4.7) ile amortisör alt bağlantı deliği kısmında elde edilmiştir.

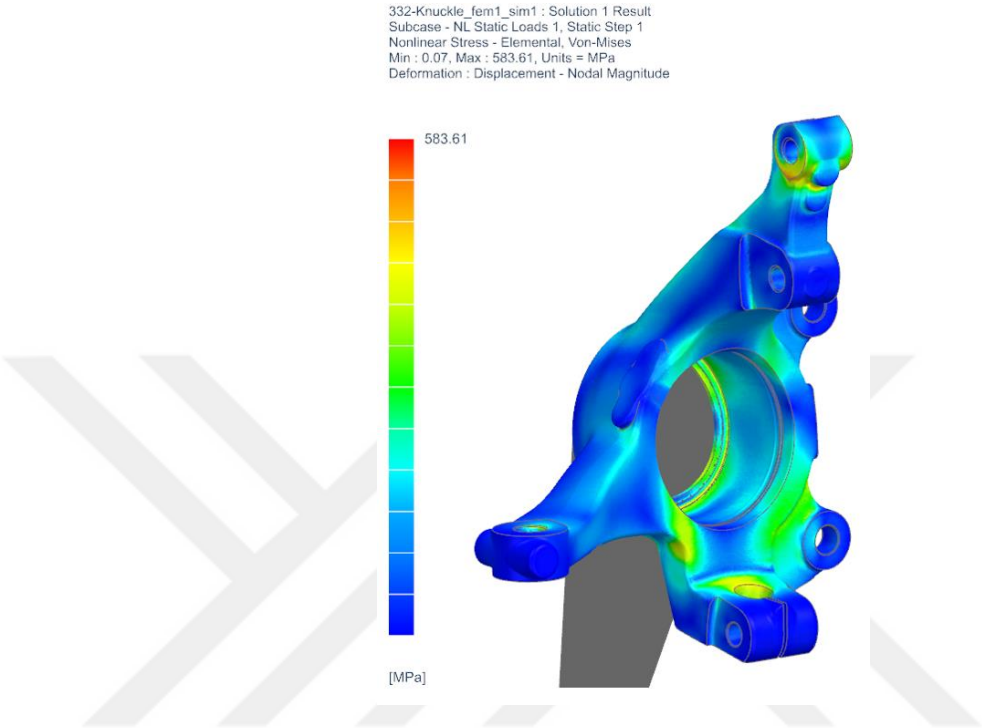


Şekil 4.6. Dikey hasar koşulu maksimum gerilim sonucu

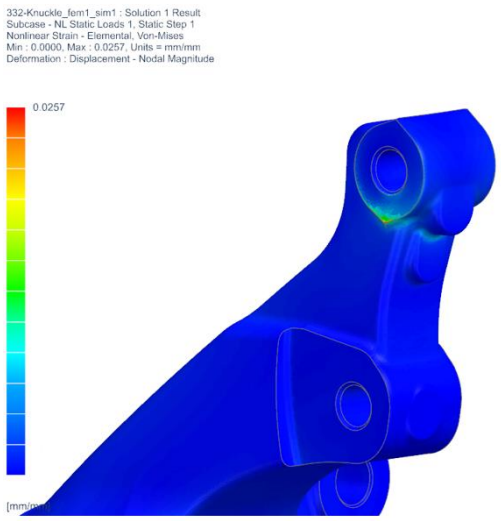


Şekil 4.7. Dikey hasar koşulu maksimum yer değiştirme sonucu

Janttan yanal hasar koşulu için 36100N ile gerçekleştirilen sanal analiz sonucu, maksimum gerilme değeri 583,61 MPa (Şekil 4.8) ve maksimum nonlineer yer değiştirmede 0,0257mm (Şekil 4.9) ile amortisör üst bağlantı deliği altında elde edilmiştir.



Şekil 4.8. Janttan yanal hasar koşulu maksimum gerilim sonucu

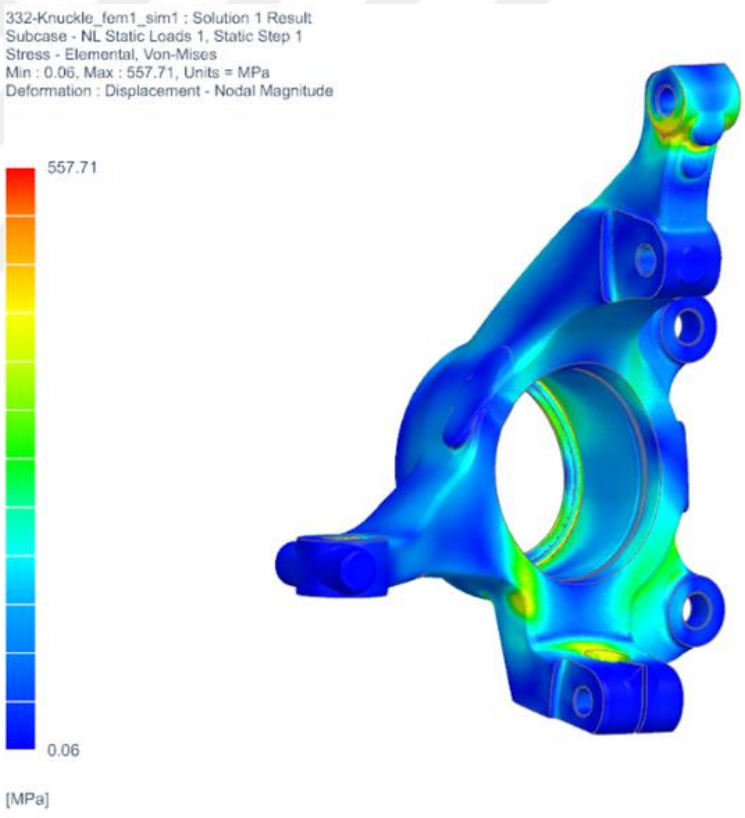


Şekil 4.9. Janttan yanal hasar koşulu maksimum yer değiştirme sonucu

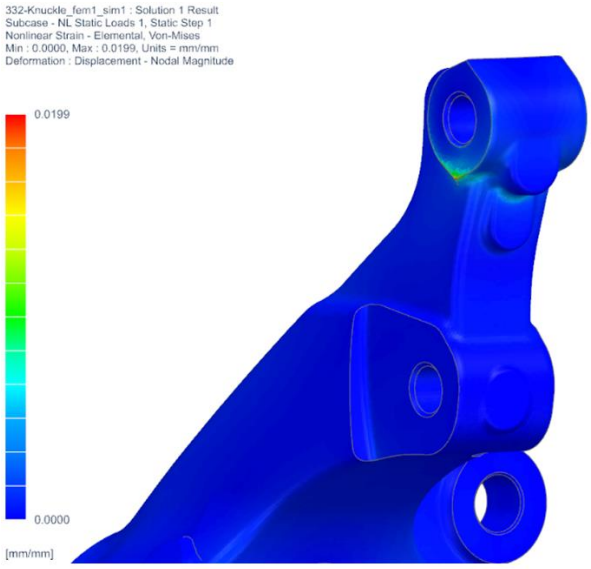
4.3. Fiziksel Test ve Sanal Analiz Korelasyonu

Fiziksel test sonuçları incelendiğinde frenleme ve dikey hasar koşulu için testler hedefler doğrultusunda pozitiftir. Fakat, yanal hasar koşulunda 30500 Newton civarında bir kuvvette aksonda hasar oluşmuştur. Fiziksel test ile sonlu elemanlar metodu arasındaki korelasyon için 30500 Newton yanal kuvvetle sanal analiz tekrarlanmış ve sonuçları incelenmiştir.

Oluşan maksimum gerilim değeri 557,71 MPa (Şekil 4.10.) ve plastik yer değiştirme miktarı 0,0199mm (Şekil 4.11.) olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.10. Janttan yanal hasar koşulu maksimum gerilim değeri

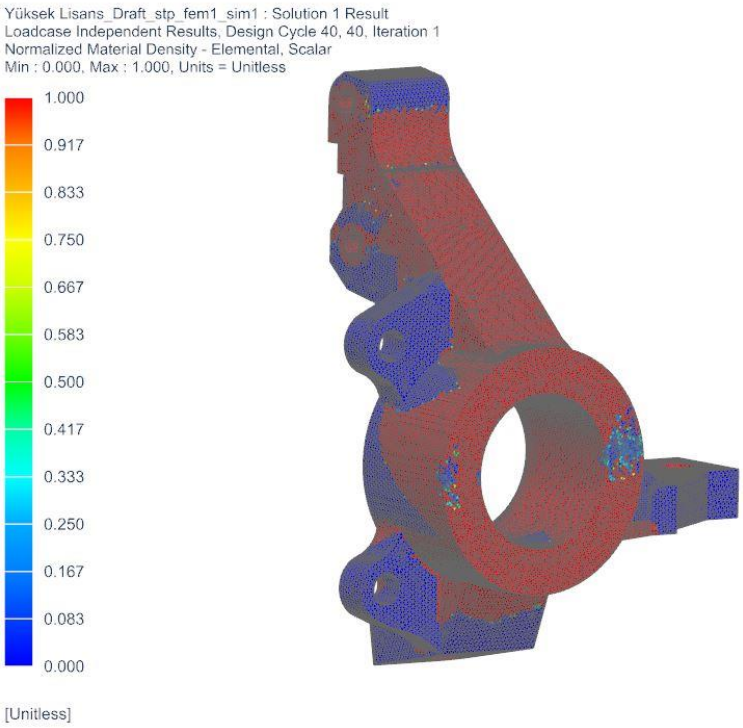


Şekil 4.11. Janttan yanal hasar koşulu maksimum yer değiştirme değeri

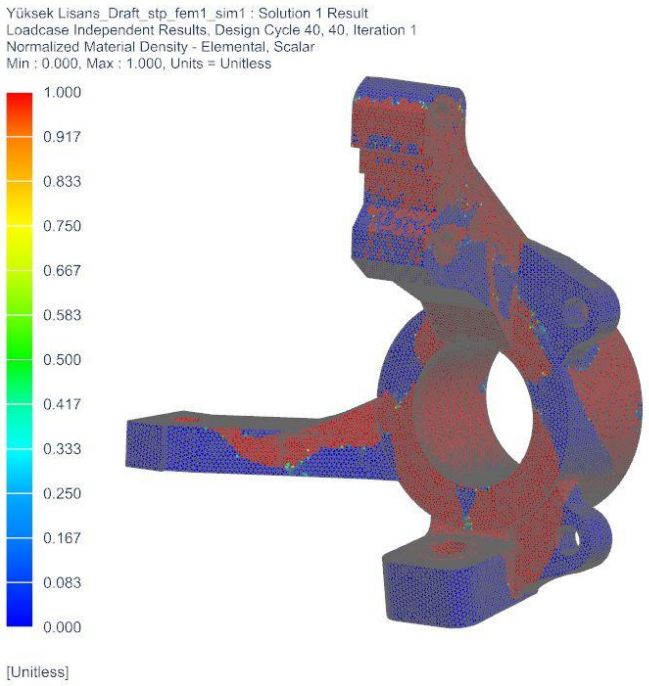
Sonuç olarak, yanal hasar için yapılan çalışmalar sanal ve fiziksel testler arasında korelasyon elde edebilmek için fırsat oluşturmaktadır. Malzemede hasar oluşması sebebiyle 30500N değeri için aksonda oluşan maksimum gerilme değerinin, kopma gerilim değeri olan 590 MPa olduğu çıkarımı yapabilir. Bu sebeple, 30500N kuvvet ile yanal hasar koşulu için sanal analiz gerçekleştirilmiştir. Oluşan maksimum gerilme değeri amortisör bağlantı noktasına oluşmakta ve 557,71 MPa olarak elde edilmektir. Bu sonuca göre fiziksel test ile sanal analiz sonucu arasında yaklaşık %5,79'lik bir sapma gerçekleşmiştir ve bu değer korelasyon değeri olarak kabul edilebilir.

4.4. Topoloji Optimizasyonu Sonucu

Metot kısmında belirtilen parametrelerle birlikte gerçekleştirilen topoloji optimizasyonu sonucu aşağıdaki görseldeki şekilde sonuç elde edilmiştir.

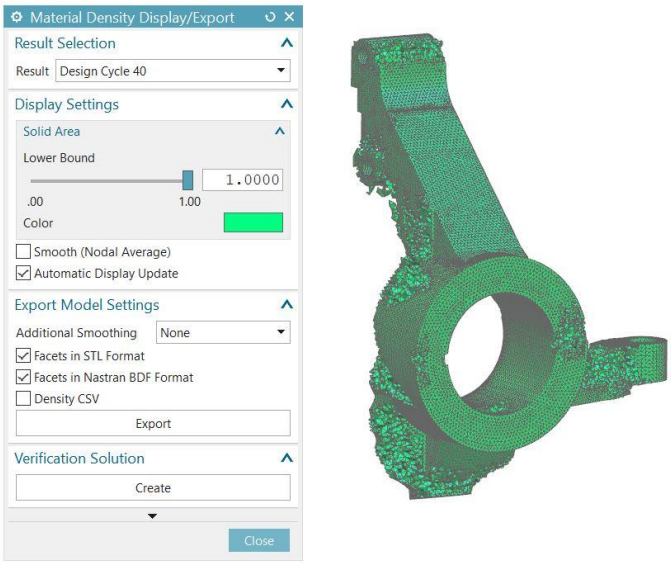


Şekil 4.12. Topoloji optimizasyonu uygulanmış taslak akson modeli ön görünüş

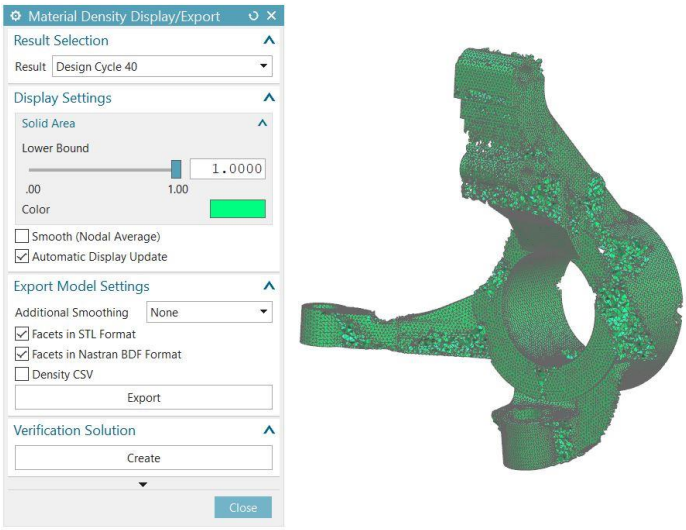


Şekil 4.13. Topoloji optimizasyonu uygulanmış kaba akson modeli arka görünüş

Kırmızı renk ile görülen bölgeler, gerilim altında çalışan bölgeler olup, parça üzerinde ağırlık hafifletme operasyonun uygulanamayacağı noktaları belirtmektedir (Şekil 4.12. ve Şekil 4.13.).



Şekil 4.14. Topoloji optimizasyonu uygulanmış kaba akson modeli ön görünüş

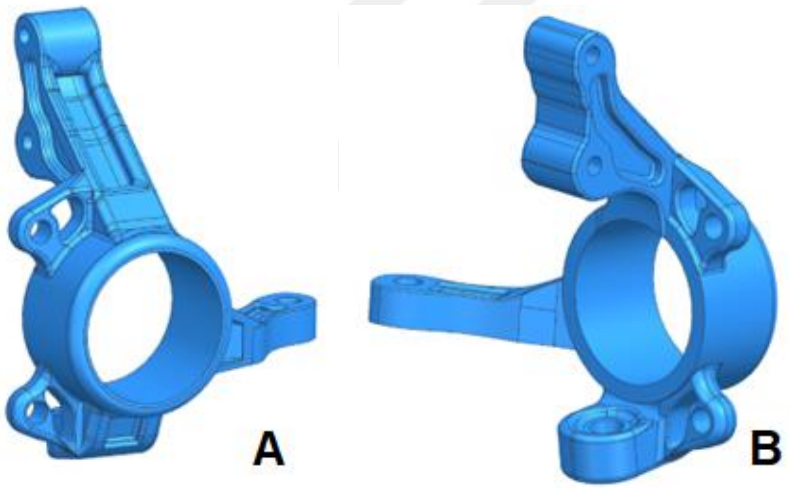


Şekil 4.15. Topoloji optimizasyonu uygulanmış kaba akson modeli arka görünüş

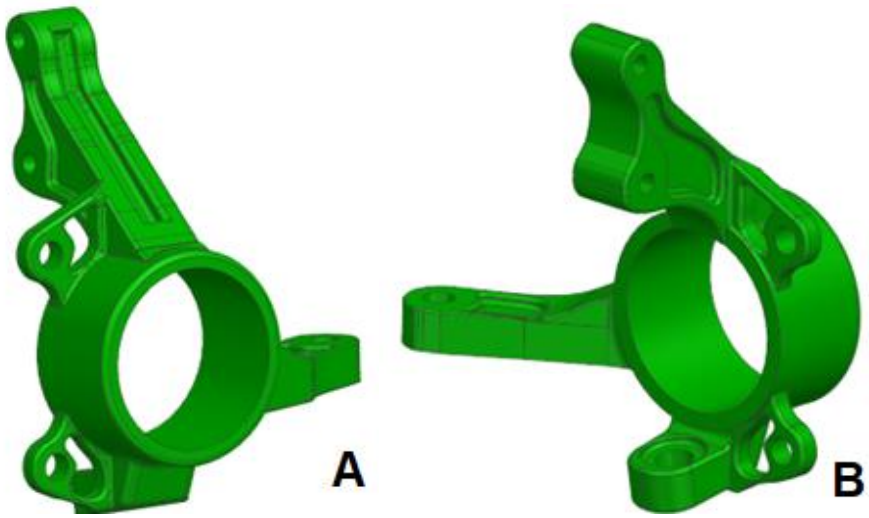
Topoloji analizi sonucu modelden kaldırılabilecek alanlar Şekil 4.14. ve Şekil 4.15. deki gibidir. Bu doğrultuda, aksona NX programıyla tasarım faaliyeti gerçekleştirilip 3 farklı akson tasarımı gerçekleştirilmiştir.

4.5. Topoloji Optimizasyonu Uygulanmış Model Tasarımı

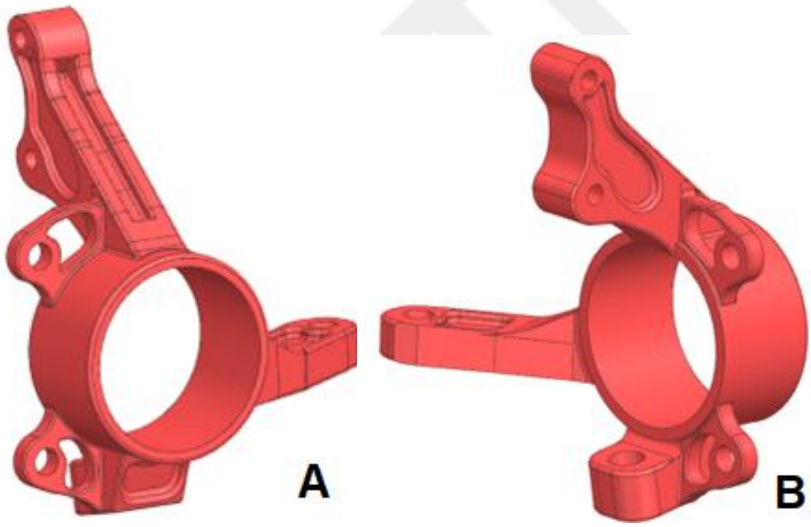
Kaba modele uygulanan topoloji optimizasyonu sonucuna göre tasarlanan akson modeller şekillerdeki gibidir. Şekil 4.16. de tasarımı gerçekleştirilen Model 1 akson parçası 3,05 kg ağırlığa sahip olup, en ağır akson tasarımıdır. Şekil 4.17. de tasarımı gerçekleştirilen Model 2 akson parçası 2,79 kg ağırlığa sahiptir. Şekil 4.18. da gösterilen Model 3 akson tasarımı da en hafif model olarak 2,52 kg ağırlığa sahip modeldir.



Şekil 4.16. Optimize edilerek tasarlanmış uygulanmış Model 1 akson. **A)** İzometrik ön görünüş **B)** İzometrik arka görünüş



Şekil 4.17. Optimize edilerek tasarlanmış uygulanmış Model 2 akson. **A)** İzometrik ön görünüş **B)** İzometrik arka görünüş



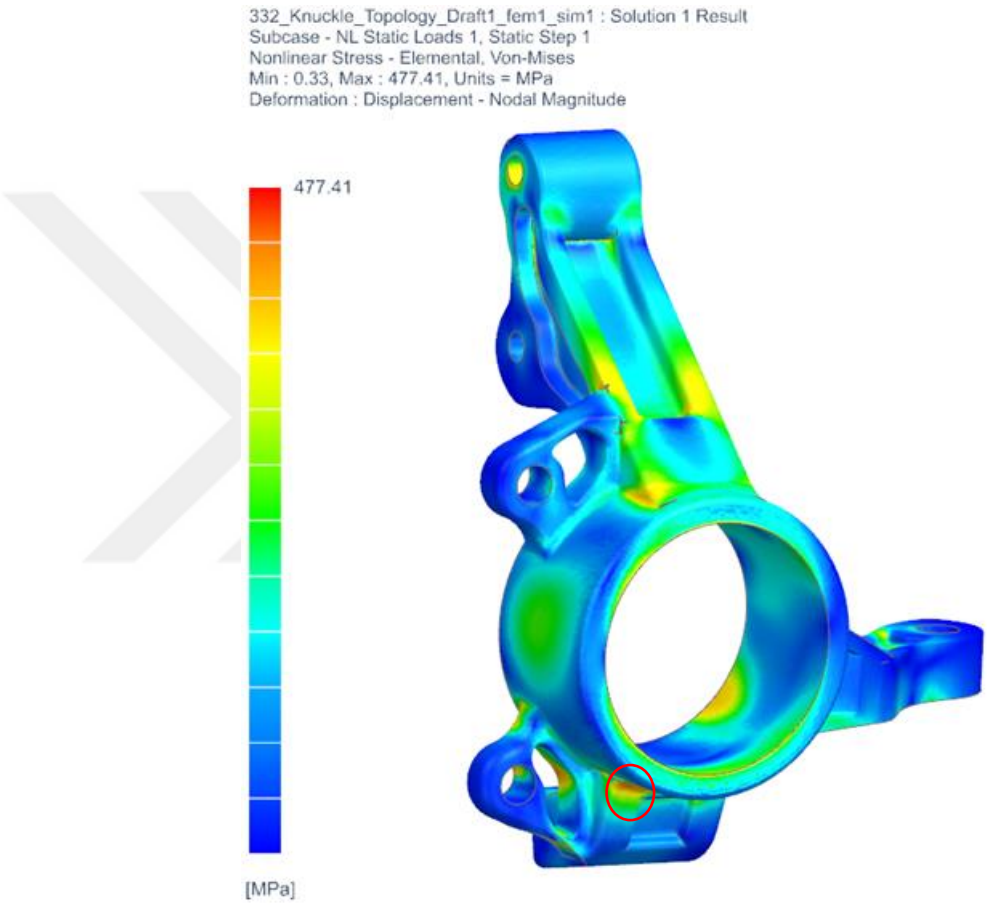
Şekil 4.18. Optimize edilerek tasarlanmış uygulanmış Model 3 akson. **A)** İzometrik ön görünüş **B)** İzometrik arka görünüş

Tüm akson modelleri çoğunlukla benzer tasarıma sahip olup, topoloji optimizasyonunda elde edilen sonuca göre, en ağır tasarım olan Model 1 üzerinden daha az malzeme çıkarılırken, en hafif tasarım olan Model 3 üzerinden daha fazla malzeme boşaltma işlemi gerçekleştirilmiştir. Bu şekilde uygulanacak sonlu eleman analizinde farkı daha rahat görebilmek amacıyla kademeli olarak hafifletme uygulaması gerçekleştirilmiştir.

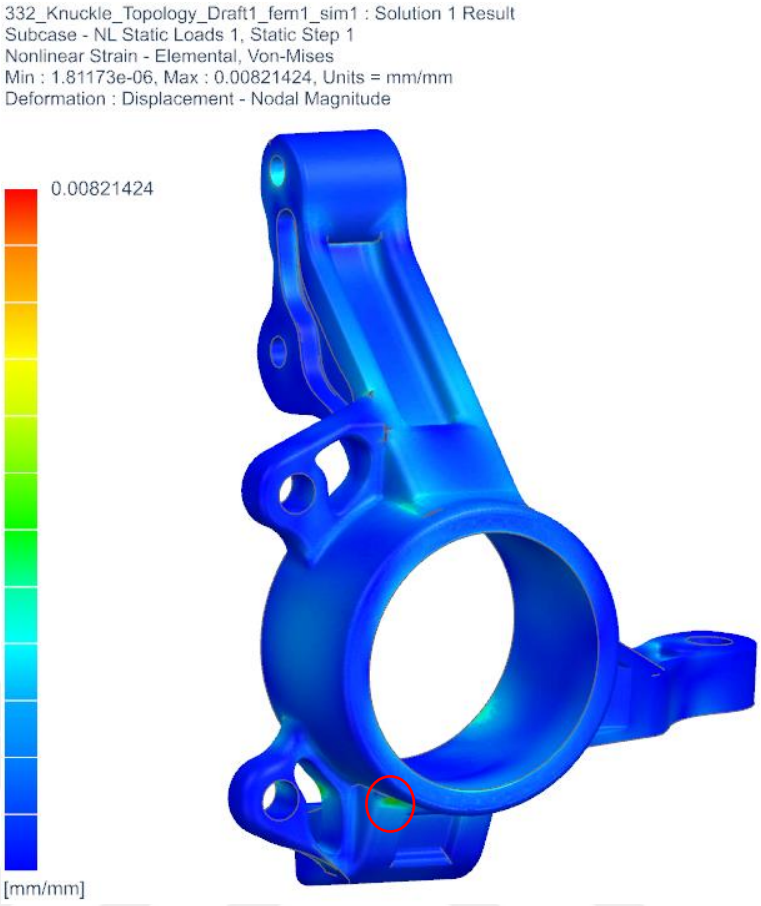
4.6. Optimize Edilmiş Modellerin Sanal Analiz Sonuçları

Optimize edilen modeller için kritik öneme sahip janttan yanal hasar koşulu sanal analizi uygulanmıştır. Sanal analiz sonuçları aşağıdaki gibidir.

Model 1: Yanal Hasar Sanal Analizi



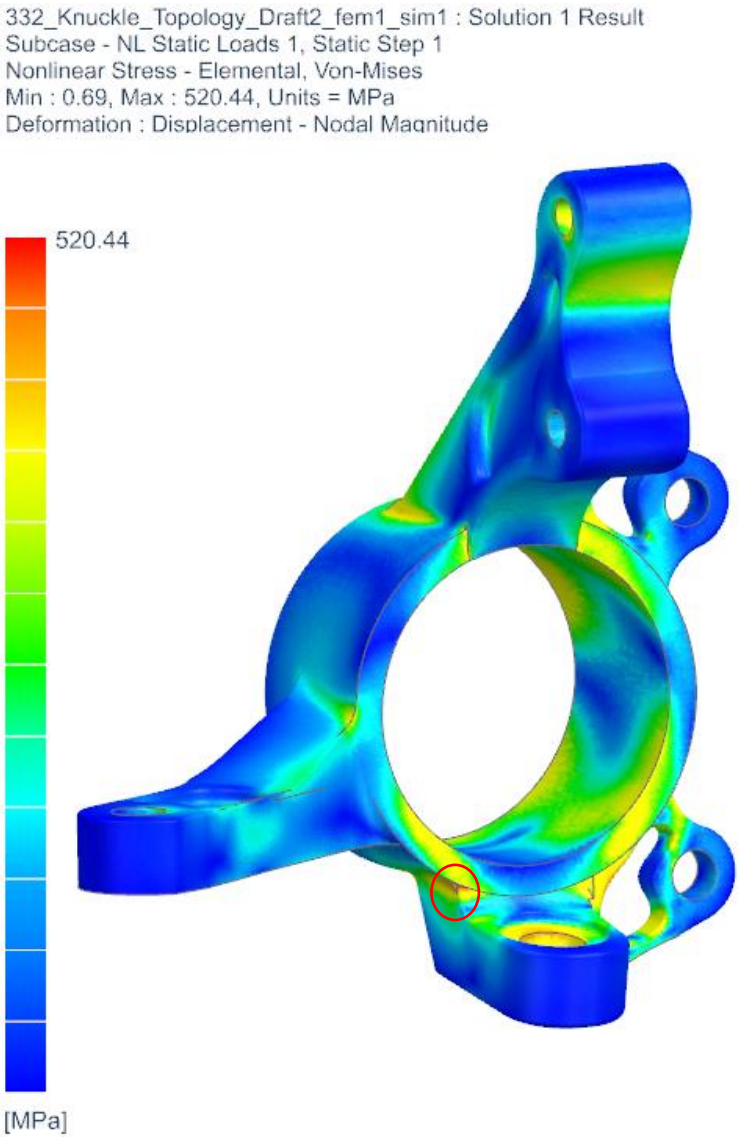
Şekil 4.19. Model 1 akson yanal hasar sanal analizi maksimum gerilim sonucu



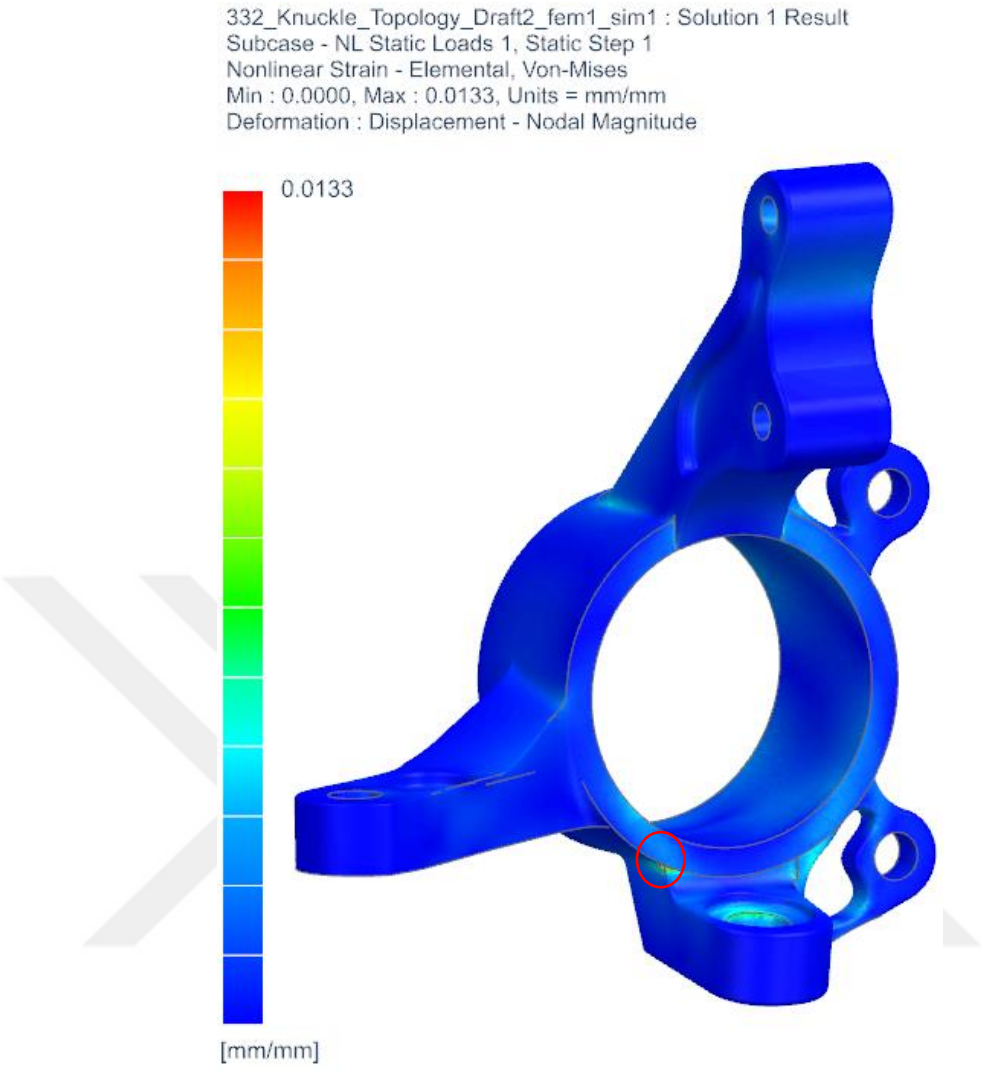
Şekil 4.20. Model 1 akson yanal hasar sanal analizi maksimum deplasman sonucu

Model 1 için yapılan sanal analiz sonucu maksimum gerilim değeri 477,41 MPa olarak aksonun ön kısmında rotil bağlantı flanşı üzerinde elde edilmiştir (Şekil 4.19.). Maksimum yer değiştirme değeri de 0,008 mm olarak maksimum gerilim değerinde olduğu gibi aksonun ön kısmında rotil bağlantı flanşı üzerinde elde edilmiştir (Şekil 4.20.).

Model 2: Yanal Hasar Sanal Analizi



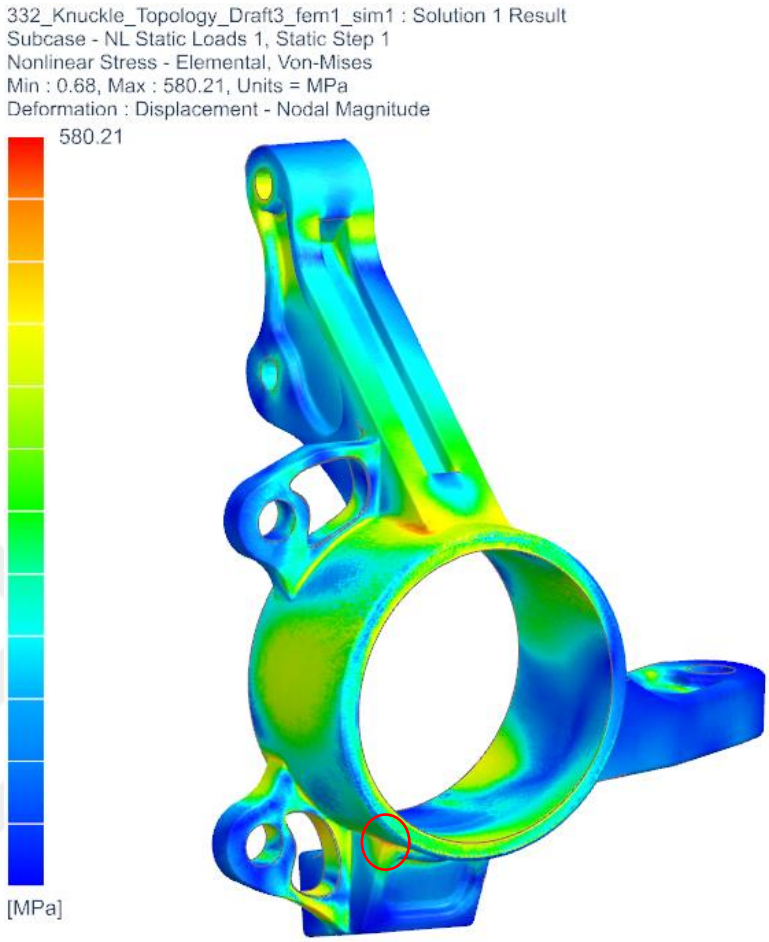
Şekil 4.21. Model 2 akson yanal hasar sanal analizi maksimum gerilim sonucu



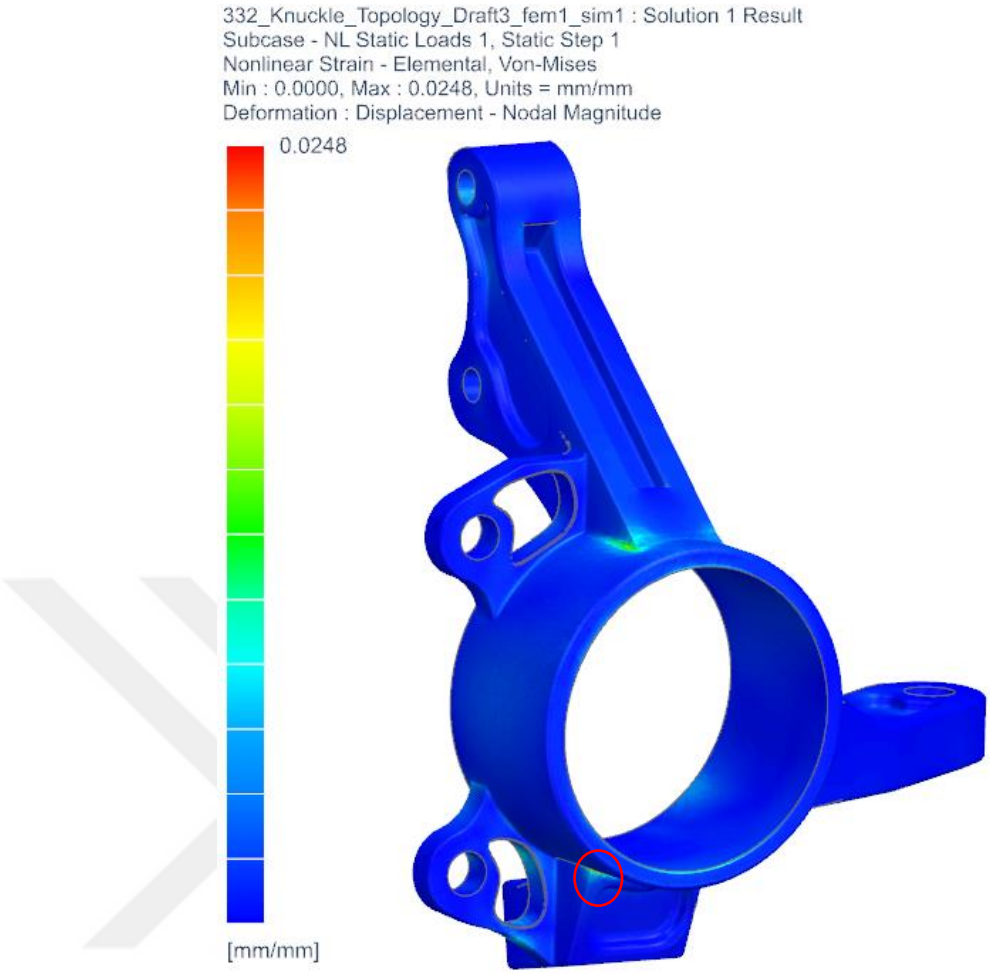
Şekil 4.22. Model 2 akson yanal hasar sanal analizi maksimum deplasman sonucu

Model 2 için yapılan sanal analiz sonucu maksimum gerilim değeri 520,44 MPa olarak aksonun ön kısmında rotil bağlantı flanşı üzerinde elde edilmiştir (Şekil 4.21.). Maksimum yer değiştirme değeri de 0,013 mm olarak maksimum gerilim değerinde olduğu gibi aksonun ön kısmında rotil bağlantı flanşı üzerinde elde edilmiştir (Şekil 4.22.).

Model 3: Yanal Hasar Sanal Analizi



Şekil 4.23. Model 3 akson yanal hasar sanal analizi maksimum gerilim sonucu



Şekil 4.24. Model 3 akson yanal hasar sanal analizi maksimum deplasman sonucu

Model 3 için yapılan sanal analiz sonucu maksimum gerilim değeri 580.21 MPa olarak aksonun üst silindir ile strut bağlantı kolu birleşim noktasında elde edilmiştir (Şekil 4.23.). Maksimum yer değiştirme değeri de 0.025 mm olarak maksimum gerilim değerinde olduğu gibi aksonun üst silindir ile strut bağlantı kolu birleşim noktasında elde edilmiştir (Şekil 4.24.).

Tasarımı gerçekleştirilen 3 akson için yanal hasar testi uygulanmış ve elde edilen maksimum yük değerleri, daha önceki çalışmalardan elde edilen korelasyon değerleriyle optimize edilmiştir. Bu sayede, fiziksel test gerçekleştirmeden 3 farklı akson için gerçeğe yakın maksimum gerilim değerleri elde edilmiştir.

Çizelge 4.1. Ağırlık-Maksimum Gerilme Değerleri Tablosu

	Ağırlık(kg)	Max gerilme(MPa)	Max Yerdeğiştirme(mm)	Korele Max. Gerilim(MPa)
İlk Model	3,25	557,71	0,02	590,00
Model 1	3,02	477,41	0,08	505,05
Model 2	2,79	520,44	0,013	550,57
Model 3	2,52	580,21	0,025	613,80

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Yapılan çalışma sonucunda frenlenme, yanal hasar ve yol düzgünsüzlüklerinden kaynaklı oluşacak dikey hasar koşulu gibi 3 farklı durum için sonlu eleman analizi, fiziksel test ve topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Herhangi bir hasar sonucu aksonun kopması sebebiyle aracın kontrolden çıkma ihtimaline karşın hayati tehlike taşıyan durumlar söz konusu olabilmektedir. Bu nedenle, dayanım sınırı olarak GH60 malzemenin kopma noktası olan 590 MPa kabul edilmiştir. Sonuçlar bu doğrultuda değerlendirilmiş ve maksimum gerilim değerlerinin 590 MPa değerini geçmemesi hedeflenmiştir.

Frenleme koşulu için mevcut model prototip parçasıyla yapılan fiziksel test sonucunda sistemin ulaşabildiği maksimum kuvvet yaklaşık 32000N dur. Maksimum kuvvet değeri, frenleme koşulu için belirlenen 24170 Newton değerinin üzerinde olup, plastik deformasyon dışında herhangi bir hasar gerçekleşmemiştir. Sanal analiz sonucunda ise amortisör bağlantı noktasında oluşan maksimum gerilme 464,17 MPa ve plastik şekil değiştirme 0,007mm dir. Sanal analiz ve fiziksel test sonucuna göre frenleme koşulunda aksonda plastik şekilde değiştirme beklenmekte ve hasar beklenmemektedir. Bu sebeple herhangi kritik bir durum söz konusu değildir.

Yol bozukluklarından dolayı mevcut modelde oluşacak dikey kuvvet için yapılan fiziksel banko testi sonucu ulaşılan maksimum kuvvet değeri 40500 N dir. Maksimum kuvvet değeri, dikey hasar koşulu için belirlenen 36100 Newton değerinin üzerinde olup, sanal analiz sonucunda ise amortisör bağlantı bölgesinde 389,13 MPa maksimum gerilme oluşmuş ve 0,00295mm deplasman gerçekleşmiştir. Sanal analiz ve fiziksel banko testi sonuçlarına göre aksonda plastik şekil değiştirme oluşması beklenmekte ve hasar beklenmemektedir. Bu sebeple, dikey hasar koşulu için herhangi kritik bir durum söz konusu değildir.

Yanal hasar koşulu için gerçekleştirilen fiziksel banko testi sonucu akson parçası 30500 N kuvvet değeri civarında hasara uğramaktadır. 36100 N hedeflenen kuvvet değeri için yapılan sanal analiz sonucu ise, amortisör bağlantı bölgesinde oluşan maksimum gerilim değeri 583,61 MPa ve plastik yer değiştirme 0,0251mm olarak elde edilmiştir. Bu

sonuçlara göre akson fiziksel olarak hedef kuvvet değerinde dayanıma sahip olmamakla birlikte, sanal analiz sonucu aynı bölgede elde edilen maksimum gerilim değeri de kopma noktasına çok yakındır.

Yapılan sanal analizler ve fiziksel testler sonucu yanal hasar için yapılan çalışmalar, sanal ve fiziksel testler arasında korelasyon elde edebilmek için fırsat oluşturmaktadır. Malzemede hasar oluşması sebebiyle 30500 N değeri için aksonda oluşan maksimum gerilme değerinin kopma sınırı olan yaklaşık 590 MPa olduğu çıkarımı yapabilir. Bu sebeple, 30500N kuvvet ile yanal hasar koşulu sanal analizi gerçekleştirilmiştir. Oluşan maksimum gerilme değeri amortisör bağlantı noktasına oluşmakta ve 557,71 MPa olarak elde edilmektir. Bu sonuca göre fiziksel test ile sanal analiz sonucu arasındaki korelasyon değeri %5,79 olarak hesaplanmıştır.

Sonraki aşamada, NX programıyla mevcut akson modeli topoloji optimizasyonuna uygun hale getirilmiş ve daha önce belirtilen yük ve sınır koşullarında topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Topoloji optimizasyonundan elde edilen sonuçlara göre akson üzerindeki gereksiz malzeme ve bölgeler tespit edilmiş ve çalışmanın ana hedefi olan hafifletme sağlayabilmek adına 3 farklı optimize edilmiş akson tasarlanmıştır.

Optimize edilmiş aksonlara, yanal hasar sanal analizi uygulanmıştır. Yanal hasar sanal analizinden elde edilen maksimum gerilim değerleri, korelasyon değeri ile çarpılarak, fiziksel banko test sonuçları öngörülmüştür (Çizelge 4.1).

Model 3 aksonun yanal hasar koşulu için 613,80 MPa maksimum gerilim değeri, kopma sınırı olan 590 MPa üzerindedir ve bu akson hedef dayanım koşulunu karşılamamaktadır.

Model 1 ve Model 2 aksonlarının yanal hasar koşulu için sırasıyla 505,05 MPa ve 550,57 MPa maksimum gerilim değerleri, malzemenin kopma sınırı olan 590 MPa değerinin altındadır. Bu sonuç, yanal hasar koşulu altında, aksonların plastik şekilde değiştirmeye uğrayacağı fakat kopma ya da kırılma gibi hasarlara uğramayacağını göstermektedir. Ağırlıklar açısından değerlendirildiğinde ise Model 2 akson, Model 1 aksondan daha hafif olması sebebiyle tercih sebebidir.

Fiziksel banko testi, sonlu elemanlar analizi ve topoloji optimizasyonu çalışmaları sonucu hedef yük koşullarına dayanım sağlayabilecek, 2,79 kg ağırlığıyla mevcut aksona göre yaklaşık %14 daha hafif bir akson tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu tasarım ile birlikte, araç üzerinde yaklaşık 0,92 kg hafifletme sağlanmıştır. Bu sayede, aracın konfor kabiliyeti, sürüş dinamiği gibi konularda iyileşmeler görülürken, yakıt sarfiyatı azaltılarak karbon emisyon değeri de düşecektir.

Gelecekte yapılacak çalışmalarda, elde edilen akson tasarımının fiziksel test ve sonlu elemanlar analizi ile yorulma ömür kabiliyetini değerlendirebilmek hedeflenmektedir.

KAYNAKLAR

Adeli, H. (1992). Advance in Design Optimization Book, The Ohio State University, USA,10 pp.

Akı, B. (2015). Sürdürülebilir Ulaşım Planlamaları ve Çevre Üzerindeki Olumsuz Etkileri. 2. International Sustainable Buildings Symposium, 28-30 Mayıs 2015, Gazi Üniversitesi, Ankara.

Albak, İ. (2020). Arka Aksın Yeni Yaklaşımlar ile Tasarımın En İyilenmesi. Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

Anonim, 1984a. Mercedes'in yatık yola sahip test pisti 50 yaşında. https://tr.motor1.com/news/143398/mercedes-benzin-yatik-yola-sahip-test-pisti-50-yasinda/ (Erişim Tarihi: Nisan 2023).

Anonim, 1984b. Test track in untertürkheim. https://group.mercedes-benz.com/company/tradition/museums-historical-sites/50-jahre-einfahrbahn-untertuerkheimspecial-topic-article.html (Erişim Tarihi: Şubat 2023).

Anonim, 2009a. Mercedes CLS serisi. http://www.yigitermercedes.com/2009/08/mercedes-cls-serisi/ (Erişim Tarihi: Eylül 2022)

Anonim, 2010a. Developments, Trials and Bench Test Technology. https://theworldofmbamg.wordpress.com/2010/05/07/development-trials-and-test-bench-technology-endurance-test-for-the-new-v-engines/ (Erişim Tarihi: Mart 2023).

Anonim, 2015a. Defining Constraints of A Trailing Arm. https://www.comsol.com/forum/thread/95261/Defining-constraints-of-a-trailing-arm,(Erişim Tarihi: Ekim 2022).

Anonim, 2015b. Steering Knuckle Diagram. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Steering_knuckle_diagram.png (Erişim Tarihi: Ocak 2023).

Anonim, 2015c. Yapısal optimizasyon. https://analizsimulasyon.com/yapisal-optimizasyon/ (Erişim Tarihi: Mayıs 2023).

Anonim, 2018. Ductile Iron. https://www.fonderieguidoglisenti.it/wordpress/en/cast-iron-types (Erişim Tarihi: Eylül 2022).

Anonim, 2019a. Tofaş Dünyaya Mühendislik İhraç Ediyor. http://www.otomobilmagazin.com.tr/tofas-dunyaya-muhendislik-ihrac-ediyor/ (Erişim Tarihi: Şubat 2023).

Anonim,2021a. Torsiyon nedir, nasıl çalışır? https://www.muhendisyazar.com/2021/06/torsiyonbagimli-suspansiyon-nedir.html (Erişim Tarihi: Şubat 2023)

Anonim, 2023a. Opel Astra, Vectra Alt rotil. https://www.benimopelim.com/opel-astra-g-vectra-b-astra-h-alt-rotil (Erişim Tarihi: Aralık 2022).

Anonim, 2023b. Anti-Roll bar Audi A2. https://www.h-r-shop.com/audi-c-88060.html (Erişim Tarihi: Şubat 2023).

Anonim, 2023d. Kurtsan Dingil Poryası On Teker Diskli Rulman. https://www.hepsiburada.com/kurtsan-dingil-poryasi-on-teker-diskli-rulman-gobegi-mercedes-axor-4140-2009-pm-HBC00003X41CP (Erişim Tarihi: Nisan 2023).

Anonim, 2023e. Arka Aks Bilyası (Rulman) Clio https://www.myrenom.com/urun/arka-aks-bilyasi-rulmani-clio-megane-r9-7701205812-renault-mais (Erişim Tarihi: Ekim 2022).

Anonim, 2023f. Golf4, Bora, A3, Toledo Büyük Salıncak Burcu. https://m.n11.com/urun/golf4-bora-a3-toledo-salincak-burcu-buyuk-97-04-bsg-1j0407181-37217767 (Erişim Tarihi: Kasım 2022).

Anonim, 2023g. Eksentometre. https://uckantest.com.tr/en/product/accessories-2 (Erişim Tarihi: Nisan 2023).

Bhusari, A., Chavan A., Karmarkar, S., (2015). FEA and Optimization of Steering Knuckle of ATV. 40th IRF International Conference, 12 December 2015, India.

Chen, Y., Haung, H., Weng, C., (2019). Failure analysis of a re-design knuckle using topology optimization. Mechanical Sciences, 10(2):465-473.

Doğan, M. (2007). Taşıt Elemanlarında Yorulma Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

Dumbre, P., Mishra, A., Aher, V. (2014). Structural Analysis of Steering Knuckle for Weight Reduction. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, April-June/86-86

Düzcan, Y. (2019). Yapısal Optimizasyon Teknikleri ile Taşıt Süspansiyon Bileşenlerinin Geliştirilmesi. Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

Eren, O. (2019). Üretken Tasarım ve Topoloji Optimizasyonu Yaklaşımlarıyla Ürün Tasarımı. Uluslararası Bilim, Teknoloji ve Sosyal Bilimlerde Güncel Gelişmeler Sempozyumu, 21-22 Aralık 2019, Gazi Üniversitesi Ankara.

Farid, H. (2021). Static Loading, Fatique Analysis and Shape Optimization of an Aluminum Rim. https://www.aventec.com/post/static-loading-fatigue-analysis-and-shape-optimization-of-an-aluminum-rim (Erişim Tarihi: Şubat 2023)

Ghosh, M., Ghosh A., Roy A. (2019). Renewable and Sustainable Materials in Automotive Industry. Elsevier Ltd., 18 (2), DOI: 10.1016/B978-0-12-803581-8.11461-4.

Gupta, H., Singh, N. (2021). Design and analysis of steering knuckle of hybrid metal matrix composite for the FSAE vehicle, *Materials Science*, 46 (2021):10551–10557.

Güler, A. (2011). Ağır Ticari Araçlarda Kullanılan Arka Aks Döküm Kovanının Saç Diferansiyel Kovanına Dönüştürülmesi. Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İzmir.

Held, V., Hiemenz, R., (2014). Designing twist-beam axles: Chassis systems. Encyclopedia of Automotive Engineering Online, John Wiley & Sons, Ltd.

Jeong, T., Lee, S., Yim, H. (2017). Shape Optimization of a Torsion Beam Axle For Improving Vehicle Handling Performance. *International Journal of Automotive Technology*, 18(5):813-822.

Kamal, M., Rahman, M., Rahman, A. (2012). Fatigue Life Evaluation of Suspension Knuckle Using Multibody Simulation Technique. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 3:291-300.

Keten, A. (2012). Direksiyon Mafsalının Yapısal Optimizasyon Yöntemleri ile Hafifliğinin Sağlanması. Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

Kim, G., Han, S., Lee, K. (2014). Structural Optimization of a Knuckle with Consideration of Stiffness and Durability Requirements. *The Scientific World Journal*, ID:763692, https://doi.org/10.1155/2014/763692 .

Kim, K., (2021). Light-weight design and fatiguecharacteristics of automotive knuckle by using finite element analysis. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 35 (7): 2989-2995.

Koç, E. (2019). Otomotiv Sanayisinde Bilgisayar Destekli Mühendislik Uygulamaları. Mühendis ve Makine (Ocak 19), Makine Mühendisleri Odası, Türkiye.

Kushwaha, G., Sharma N., (2015). Green initiatives: a step towards sustainable development and firm's performance in the automobile industry. *Journal of Cleaner Production*, 121(2016):116-129.

Kutlak, H., Uygur, İ. (2014). Ticari Araç Salıncak Düzeninin Sonlu Elemanlar Metodu ile Yorulma Analizi. *Düzce Ünviersitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 2(2014):235-250.

Li, X. (2021). Finite Element Structure Analysis of Automobile Suspension Control Arm Based on Neural Network Control. *Hindawi,* ID 9978701, https://doi.org/10.1155/2021/9978701 .

Makaracı, M., Demir, S., Bahcacı, O. (2013). Direksiyon Aksonlarının Statik Hasar Analizi. *Academic Platform Journal of Engineering and Science*, 1(2):21-27.

Shinde, S., Maheshwari S., Kumar S. (2018). Literature review on analysis of various Components of McPherson Suspension. *Materials Today*, 5 (2018):19102–19108.

Şen, E. (2021). Direksiyonlama Aksonun Topoloji Optimizasyonuyla Tasarlanması ve Doğrulanması. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.

Patane, P., (2017). Topology optimization of Automotive Steering Knuckle using Finite Element Analysis. *International Journal of Current Engineering and Technology*, 7:122-125.

Pugazhenthi, R., Anbucheziyan, G., Muthuraman, R., Vignesh, M., (2021). Optimization of fatigue life and fractography analysis of knuckle joint. Materials Today, 46 (2021): 4344–4348.

Putgül, Y., Altıparmak D. (2015). Taşıt Süspansiyon Sistemi Çeşitleri ve Ön Düzen Geometrisine Etkileri. *Journal of Polytechnic*, 19 (2):195-202.

Tagade, P., Sahu, A., Kutarmare, H. (2015). Optimization and Finite Element Analysis of Steering Knuckle, International Journal of Computer Applications, 2015, Nagpurwardha,

Teja G., Chandu K., Krishna C., Sreeram Y. (2016). Weight Optimization of Steering Knuckle Joint Using FEA. *International Research Journal of engineering and Technology*, 3(12):276-281.

Thummar, R. (2014). Topology Optimization Using Modified Genetic Algorithm. Structural and Multidisciplinary, 23(6): 467-473.

Turini, J. R., Vannuci, S. N. (1997). Design characteristics of McPherson Suspensions. *SAE Technical Paper Series,*19(2): 195-202.

Türkay, M. (2006). Optimizasyon Modelleri ve Çözüm Methodları, Gazi Yayınları, Ankara, Türkiye.

Ukamnal, S., Chaudhary K., Olekar S., Baskar P. (2014). Desing of Trailing Arm Suspension. *International Journal of Engineering Research and Technology*, 3(6):87-91.

Uysal, G., Hekimoğlu T., Özer D. (2016). Bir Ticari Araçta Bağımsız Arka Süspansiyon Sisteminin Geliştirilmesi. 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi 23-24 Mayıs 2016, Bursa.

Vijayarangan, S., Sivananth, V. (2015). Fatigue Life Analysis and Optimization of a Passenger Car Steering Knuckle Under Operating Conditions. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 11(1):2417-2429.

Vivekanandan, N., Gunaki, A., Acharya, C., Gilbert, S., Bodake, R. (2014). Design, Analysis and Simulation of Double Wishbone Suspension System. *International Journal of Mechanical Engineering*, 2(6):1-7.

Yıldız, A.R. (2022). Salıncak Kolunun Optimizasyonu ve Yorulma Analizi. *Otekon Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, 27(2):817-830.