METROBÜS GÖVDE KARKASININ SONLU ELEMANLAR ANALİZİ İLE YAPISAL PERFORMANSININ İNCELENEREK HAFİFLETİLMESİ

Ahmet ÖZCAN

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

METROBÜS GÖVDE KARKASININ SONLU ELEMANLAR ANALİZİ İLE YAPISAL PERFORMANSININ İNCELENEREK HAFİFLETİLMESİ

Ahmet ÖZCAN
ORC-ID: 0009-0004-4323-2079

Doç. Dr. Celalettin YÜCE
ORC-ID: 0000-0003-1387-907X

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİMDALI

BURSA – 2025
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

METROBÜS GÖVDE KARKASININ SONLU ELEMANLAR ANALİZİ İLE YAPISAL PERFORMANSININ İNCELENEREK HAFİFLETİLMESİ

Ahmet ÖZCAN

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Celalettin YÜCE

Enerji kaynaklarındaki azalma ve küresel ısınma gibi sorunlar, sürdürülebilirlik kavramını ön plana çıkararak enerji verimliliğini artırmayı zorunlu hale getirmiştir. Bu bağlamda, ulaşım sektörü sürdürülebilir çevre hedeflerine doğrudan etki eden önemli bir alan olarak öne çıkmaktadır. Bu çalışmada, toplu taşıma sektöründe kullanılan metrobüsün gövde karkası incelenmiştir. Araç için sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş ve 4 temel senaryo üzerinden 11 farklı yapısal analiz sınır koşulu belirlenerek statik analizler yapılmıştır. Gerçek yol koşullarından elde edilen dinamik veriler ile sonlu elemanlar analiz sonuçları karşılaştırılmış ve model doğrulanmıştır. Gerilme ölçerler ve ivmeölçerlerden elde edilen veriler ile simülasyon sonuçları arasında %93'e kadar bir korelasyon sağlanmıştır.

Bu doğrultuda, metrobüs gövde karkasında topoloji optimizasyonu, tasarım değişiklikleri ve farklı malzemeler kullanılarak hafifletme çalışmaları yapılmıştır. Çalışmalar sonucunda, metrobüsün gövde karkasında güvenlik ve yolcu kapasitesinden ödün verilmeden yaklaşık %14,1 oranında bir ağırlık azaltımı sağlanmış ve 1056 kg'lık bir hafifletme elde edilmiştir. Bu hafifletme, metrobüsün ömrü boyunca emisyonlarını azaltarak sürdürülebilir ulaşım hedeflerine katkı sağlamaktadır. Elde edilen sonuçlar, enerji verimliliği ve çevre dostu ulaşım çözümleri açısından önemli bir bulgu olarak değerlendirilmektedir.

Anahtar kelimeler: Metrobüs Sistemleri (BRT), Sonlu Elemanlar Analizi, Yapısal Optimizasyon Teknikleri, Test ve Doğrulama Faaliyetleri
2025, vii + 98 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

INVESTIGATION OF STRUCTURAL PERFORMANCE AND WEIGHT REDUCTION OF A BUS RAPID TRANSIT VEHICLE BODY FRAME THROUGH FINITE ELEMENT ANALYSIS

Ahmet ÖZCAN

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc.Prof.Dr. Celalettin YUCE

The depletion of energy resources and global warming have made sustainability a priority, necessitating increased energy efficiency across all industries. In this context, the transportation sector plays a key role in achieving sustainable environmental goals. This study examines the body frame of the articulated bus, a crucial component of the public transportation sector. A finite element model of the vehicle was created, and static structural analyses were performed under 11 different boundary conditions across 4 main scenarios. Dynamic data obtained from real road conditions were compared with the results of the finite element analysis, and the model was validated. A correlation of up to 95% was achieved between the data from strain gauges and accelerometers and the simulation results.

In line with this, lightweighting studies were carried out on the bus body frame using topology optimization, design modifications, and alternative materials. As a result, approximately 14.1% weight reduction was achieved in the body frame of the articulated bus without compromising safety and passenger capacity, resulting in a weight reduction of 1056 kg. This weight reduction contributes to sustainable transportation by lowering emissions throughout the bus's lifespan. The results obtained are considered a significant finding in terms of energy efficiency and environmentally friendly transportation solutions.

Keywords: Bus Rapid Transit (BRT), Finite Element Analysis, Structural Optimization Techniques, Testing and Verification Activities
2025, vii + 98 pages.

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca değerli katkılarıyla bana destek olan ve “Metrobüs Gövde Karkasının Sonlu Elemanlar Analizi ile Yapısal Performansının İncelenerek Hafifletilmesi” başlıklı çalışmamda bana yol gösteren danışman hocam sayın Doç. Dr. Celalettin Yüce’ye, çalışmalarım için gereken şartları sağlayan Ar-Ge Analiz mühendisi olarak bir parçası olduğum Ulaşım İç ve Dış Ticaret AŞ’ye teşekkürü bir borç bilirim.

Bu çalışma, Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK) 1505 – Üniversite-Sanayi İş Birliği Destek Programı kapsamında, 5230003 numaralı proje ile desteklenmiş olup, Ulaşım İç ve Dış Ticaret A.Ş. ile Bursa Uludağ Üniversitesi iş birliğiyle gerçekleştirilmiştir. Bu vesileyle, başta TÜBİTAK olmak üzere, projeye desteklerini esirgemeyen Ulaşım İç ve Dış Ticaret AŞ’ye ve çalışmaya danışmanlık sağlayan Bursa Uludağ Üniversitesi’ndeki tüm akademisyenlere içten teşekkürlerimi sunarım.

Ahmet ÖZCAN
09/07/2025

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET....viii
ABSTRACT....viii
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR....viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ....viii
ŞEKİLLER DİZİNİ....viii
ÇİZELGELER DİZİNİ....viii
1. GİRİŞ....1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI....5
1.1. Sera Gazı Emisyonları ve Uluslararası Standartlar....5
2.1. Türkiye ve Dünyada Toplu Taşıma....9
2.1.1. Metrobüs (BRT) Sisteminin Tanımı....9
2.1.2. Metrobüs (BRT) Sisteminin Tarihçesi....9
2.1.3. Troleybüs....10
2.1.4. Otobüs....11
2.1.5. Midibüs....12
2.1.6. Minibüs....12
2.1.7. Raylı Sistemler....13
2.2. Toplu Taşıma Araçlarında Hafifletme Stratejileri....13
2.3. Gövde Karkas Yapısının Hafifletilmesi İçin Yapılan Alternatif Çalışmalar....17
3. MATERYAL VE YÖNTEM....20
3.1. Akia LF25 Metrobüs Aracının Teknik Özellikleri....20
3.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi....21
3.3. Sonlu Elemanlar Ağ Yapısını Oluşturan Eleman Tipleri....22
3.4. Sonlu Elemanlar Ağı ve Sınır Şartları....22
3.5. Metrobüs Statik Yapısal Analizi İçin Belirlenen Sınır Şartları....25
3.6. Standart Yerçekimi Senaryosu....25
3.7. Viraj Senaryosu....25
3.8. Ani Hızlanma ve Frenleme Senaryosu....26
3.9. Çukura Girme Senaryosu....26
3.10. Metrobüs Gövde Karkası Dinamik Yükleme ve Saha Doğrulama Çalışmaları....27
4. BULGULAR....31
4.1. Statik Yapısal ve Doğal Frekans Analizleri....31
4.1.1. Birinci Kabin İçin 1G Sınır Koşulu Altında Elde Edilen Statik Yapısal Analiz Sonuçları....31
4.1.2. Sağ ve Sol Viraj, Ani Hızlanma ve Frenleme, Çukur Senaryoları – Birinci Kabin Yapısal Analiz Sonuçları....35
4.1.3. İkinci Kabin İçin 1G Sınır Koşulu Altında Elde Edilen Statik Yapısal Analiz Sonuçları....38
4.1.4. Sağ ve Sol Viraj, Ani Hızlanma ve Frenleme, Çukur Senaryoları – İkinci Kabin Yapısal Analiz Sonuçları....41
4.1.5. Üçüncü Kabin İçin 1G Sınır Koşulu Altında Elde Edilen Statik Yapısal Analiz Sonuçları....45
4.1.6. Sağ ve Sol Viraj, Ani Hızlanma ve Frenleme, Çukur Senaryoları – Üçüncü Kabin Yapısal Analiz Sonuçları....48
4.1.7. Gövde Karkası Doğal Frekans Analizi....52

4.2. İvme Ölçer ve Gerinim Ölçer Kullanarak İstanbul Büyük Şehir Belediyesi Metrobüs Hattı Çalışma Şartlarında Yapısal Analizlerin Doğrulanması 54
4.2.1. Birinci Kabin Şasi Bölgesi Gerinim Ölçer Bağlantısı 54
4.2.2. Birinci Kabin Sağ Yan Duvar Bölgesi Gerinim Ölçer Bağlantısı 56
4.2.3. İkinci Kabin Şasi Bölgesi Gerinim Ölçer Bağlantısı 58
4.2.4. Üçüncü Kabin Şasi Bölgesi Gerinim Ölçer Bağlantısı 61
4.2.5. Motor Odası Kompresör Braketi İvme Ölçer Bağlantısı 63
4.3. Yapısal Optimizasyon Süreci 70
4.4. Gövde Karkası Yapısal Doğrulama Analizi Sonuçları 78
4.4.1. Birinci Kabin Yapısal Doğrulama Analizi Sonuçları 78
4.4.2. İkinci Kabin Yapısal Doğrulama Analizi Sonuçları 81
4.4.3. Üçüncü Kabin Yapısal Doğrulama Analizi Sonuçları 83
4.5. Optimizasyon Sonrası Doğal Frekans Analizleri 87
5. TARTIŞMA VE SONUÇ 90
KAYNAKLAR 93
ÖZGEÇMİŞ 97

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Kısaltmalar	Açıklama
CAD	Computer Aided Design
CAN	Control Area Network
Co2	Karbon Dioksit
EBS	Electronic Brake System
FEA	Finite Element Analysis
Hz	Hertz
IPCC	Intergovermental Panel on Climate Change
Kg	Kilogram
m	Metre
mm	Milimetre
MPa	Megapascal
m/s^2	metre/saniye kare
Nabi	North American Bus Industries
Pa	Pascal
PSD	Power Spectral Density
t	Thickness

ŞEKİLLER DİZİNİ

		Sayfa
Şekil 2.1.	Gazların Sera Etkisi Dağılımı (R.K. Pachauri vd., 2007)…….	6
Şekil 2.2.	Sera Gazı Üreten Faaliyet Alanları (Demirtürk, 2021)……	6
Şekil 2.3.	Sera Gazı Emisyonlarına Göre Dünya Çapında İlk 20 Ülkenin Sıralaması (World Population Review, 2021)……..……...	7
Şekil 2.4.	2018 Yılı Dünyadaki Bazı Ülkelerin Ulaşım Sektöründen Kaynaklanan Sera Gazı Emisyonları (Global GHG, 2018)…..	8
Şekil 2.5.	Ulaşım Ağlarının Sera Gazı Emisyon Oranları (Our World in Data, 2020)……..……	8
Şekil 2.6.	İstanbul Büyük Şehir Belediyesi Metrobüs Hattı…….	10
Şekil 2.7.	Troleybüs Aracı (Akia, 2025) …….……..……..	11
Şekil 2.8.	12 Metre Uzunluğunda Bir Otobüs (Akia, 2025)…….	12
Şekil 2.9.	Altair Otobüs Gövde Karkası……..……	17
Şekil 2.10.	Nabı Bus Gövde Karkası…….……....	18
Şekil 2.11.	EBUSCO Gövde Karkas Yapısı……..	18
Şekil 2.12.	HESS AG BOLT Firması Gövde Karkas Üretimi……..….	19
Şekil 3.1.	a) Akia LF25 Metrobüs Gövde Karkası Görünümü ve Kütle Dağılımı, b) Ölçülendirme ve CAD Görünümü……..….	20
Şekil 3.2.	Sonlu Elemanlar Ağ Yapısı Eleman Tipleri…….……...	22
Şekil 3.3.	Gövde Karkasının Sonlu Elemanlar Ağı Oluşumu için Uygun Hale Getirilmesi……	23
Şekil 3.4.	Sonlu Elemanlar Ağ Yapısı……..……...	24
Şekil 3.5	Standart Yerçekimi Sınır Şartı……..……...	25
Şekil 3.6.	Viraj Sınır Şartı…….	26
Şekil 3.7.	Ani Hızlanma ve Frenleme Sınır Şartı……..…....	26
Şekil 3.8.	Çukura Girme Sınır Şartı……..……...	27
Şekil 3.9.	İstanbul Büyük Şehir Belediyesi Metrobüs Hattı…….	27
Şekil 3.10.	Kullanılan Gerinim ve İvme Ölçer Modelleri…….….	28
Şekil 3.11.	a) CAD üzerinde gerinim ölçer bağlantısı için belirlenen tüm bölgeler, b) Gerinim ölçer bağlantısı……..…….	29
Şekil 3.12.	Motor Odası Kompresör Braketi CAD Görünümü ve İvme Ölçer Bağlantısı……..……..	30
Şekil 4.1.	Birinci Kabin Üzerinde Oluşan Yer Değiştirme Dağılımı……	31
Şekil 4.2.	a) Birinci Kabin Genel Gerilme Dağılımı, b) Birinci Kabin 60x80x3 mm Profil Üzerinde Oluşan Gerilme Yığılması……..	32
Şekil 4.3.	Birinci Kabin Ana Taşıyıcı Profil Üzerindeki Gerilme Dağılımı.	32
Şekil 4.4.	Birinci Kabin Destek Sacları Üzerindeki Gerilme Dağılımı…..	33
Şekil 4.5.	Birinci Kabin Sağ Yan Duvar, b) Birinci Kabin Sol Yan Duvar Üzerindeki Gerilme Dağılımları……	34
Şekil 4.6.	Belirlenen Senaryolar Altında Birinci Kabin 60x80x3 mm Profil Üzerindeki Gerilme Yığılmaları……	35
Şekil 4.7.	Metrobüs Hattında Aktif Göre Alan Bir Metrobüsün 60x80x3 mm Profilinin Görüntüsü……..	36
Şekil 4.8.	Belirlenen Senaryolar Altında Birinci Kabin Ana Taşıyıcı Profil Bağlantı Noktasında Oluşan Gerilme Dağılımı……	36
Şekil 4.9.	Belirlenen Senaryolar Altında Birinci Kabin Destek Sacları	37

Üzerindeki Gerilme Dağılımı……..
Şekil 4.10. Belirlenen Senaryolar Altında Birinci Kabin Sağ Yan Duvar Profilleri Üzerindeki Gerilme Dağılımı…… 37
Şekil 4.11. Belirlenen Senaryolar Altında Birinci Kabin Sol Yan Duvar Profilleri Üzerindeki Gerilme Dağılımı…… 38
Şekil 4.12. İkinci Kabin Üzerinde Oluşan Yer Değiştirme……. 39
Şekil 4.13. İkinci Kabin Ana Taşıyıcı Bağlantı Profili Üzerinde Oluşan Gerilme Dağılımı…….. 39
Şekil 4.14. İkinci Kabin Körük Bağlantı Noktaları Üzerindeki Gerilme Dağılımı…… 40
Şekil 4.15. İkinci Kabin Sağ Yan Duvar Üzerindeki Gerilme Dağılımı…… 40
Şekil 4.16. İkinci Kabin Sol Yan Duvar Üzerindeki Gerilme Dağılımı…… 41
Şekil 4.17. Belirlenen Senaryolar Altında İkinci Kabin Şasisi Üzerindeki Gerilme Dağılımı…….. 42
Şekil 4.18. Belirlenen Senaryolar Altında İkinci Kabin Körük Bağlantı Noktaları Üzerindeki Gerilme Dağılımı…… 42
Şekil 4.19. Belirlenen Senaryolar Altında İkinci Kabin Ana Taşıyıcı Profil Bağlantı Noktası Üzerindeki Gerilme Dağılımı…… 43
Şekil 4.20. Metrobüs Hattında Aktif Görev Alan Bir Aracın İkinci Kabin Şasi Görünümü…….. 43
Şekil 4.21. Belirlenen Senaryolar Altında İkinci Kabin a) Sağ yan duvar, b) Sol Yan Duvar Üzerindeki Gerilme Dağılımları…….. 44
Şekil 4.22. Üçüncü Kabin Üzerindeki Yer Değiştirme Oluşumu……. 45
Şekil 4.23. Üçüncü Kabin Ana Taşıyıcı Bağlantı Profili Üzerindeki Gerilme Dağılımı……..... 45
Şekil 4.24. Metrobüs Hattında Aktif Görev Alan Bir Aracın Bağlantı Üçüncü Kabin Taşıyıcı Bağlantı Profili Görüntüsü……... 46
Şekil 4.25. Üçüncü Kabin Şasi Destek Sacı ve Çevresinde Oluşan Gerilme Dağılımı……... 46
Şekil 4.26. Üçüncü Kabin Körük Bağlantı Bölgesi Üzerindeki Gerilme Dağılımları……... 47
Şekil 4.27. Üçüncü Kabin Sağ Yan Duvar Bölgesi Gerilme Dağılımı…… 47
Şekil 4.28. Üçüncü Kabin Sol Yan Duvar Bölgesi Gerilme Dağılımı…… 48
Şekil 4.29. Belirlenen Senaryolar Altında Üçüncü Kabin Şasi Bölgesi ve Destek Sacları Üzerindeki Gerilme Dağılımı…… 49
Şekil 4.30. Belirlenen Senaryolar Altında Üçüncü Kabin Körük Bağlantı Noktaları Üzerindeki Gerilme Dağılımı……... 49
Şekil 4.31. Belirlenen Senaryolar Altında Üçüncü Kabin Ana Taşıyıcı Profil Bağlantı Noktaları Üzerindeki Gerilme Dağılımı……. 50
Şekil 4.32. Belirlenen Senaryolar Altında Üçüncü Kabin Sağ Yan Duvar Bölgesi Gerilme Dağılımı……. 51
Şekil 4.33. Belirlenen Senaryolar Altında Üçüncü Kabin Sol Yan Duvar Bölgesi Gerilme Dağılımı……. 51
Şekil 4.34. Test ve Yapısal Analiz Esnasında Aks.Ağırlıkları……... 54
Şekil 4.35. Birinci Kabin Şasi Gerinim Ölçer Bağlantısı……... 55
Şekil 4.36. Birinci Kabin Şasi Gerinim Ölçer Bağlantı Detayları……. 55

Şekil 4.37.	Birinci Kabin Şasi Gerilme – Gerinim ve CAN Değerleri……..	56
Şekil 4.38.	Birinci Kabin Sağ Yan Duvar Bölgesi Gerinim Ölçer Bağlantısı	57
Şekil 4.39.	Birinci Kabin Sağ Yan Duvar Bölgesi Gerilme-Gerinim CAN Sonuçları……...	57
Şekil 4.40.	İkinci Kabin Şasi Gerinim Ölçer Bağlantı Noktasının Hazırlanışı…….	58
Şekil 4.41.	İkinci Kabin Şasi Gerinim Ölçer Bağlantısının Yapılması……..	59
Şekil 4.42.	İkinci Kabin Şasi Gerinim Ölçer Bağlantı Noktasının Yapısal Analizlerdeki Karşılığı…….	60
Şekil 4.43.	İkinci Kabin Şasi Gerilme-Gerinim CAN Sonuçları……	60
Şekil 4.44.	Üçüncü Kabin Şasi Bölgesi Gerinim Ölçer Bağlantısının Yapılışı…….	62
Şekil 4.45.	Üçüncü Kabin Şasi Gerilme-Gerinim CAN Sonuçları…….	62
Şekil 4.46.	Motor Odası Kompresör Braketi İvme Ölçer Bağlantısı…….	64
Şekil 4.47.	a) x, b) y, c) z Eksenleri İvme Motor Odası Kompresör Braketi ivme Verileri…….	65
Şekil 4.48.	a) x, b) y, c) z Eksenleri PSD Grafikleri…….	67
Şekil 4.49.	Kompresör Braketi Random Vibration Analizi Sonuçları……	68
Şekil 4.50.	a) Birinci Kabin, b) İkinci Kabin, c) Üçüncü Kabin Üzerinde Belirlenen Tüm Senaryolarda Oluşan Gerilme Dağılımları……	69
Şekil 4.51.	a) Tavan Bölgesi Topoloji Optimizasyonu CAD Resmi, b) Üretim Resmi……	70
Şekil 4.52.	a) Klima Karkası CAD görüntüsü, b) Alüminyum Malzemeden İmal Edilmiş Klima Karkası……	71
Şekil 4.53.	a) Yan Duvar Bölgesi CAD Görünümü, b) Yan Duvar Bölgesinin Karbon Takviyeli Kompozit Malzeme ile Üretilmiş Görüntüsü…….	72
Şekil 4.54.	a) Yan Duvar Saclarının CAD Görünümü, b) Yan Duvar Saclarının Alüminyum Malzemeden Üretilmiş Görüntüsü……..	73
Şekil 4.55.	a) Koridor Sacının CAD Görünümü, b) Koridor Sacının İnceltilerek Üretilmiş Görüntüsü……..	74
Şekil 4.56.	Davlumbaz Bölgesi CAD Görünümü……...	75
Şekil 4.57.	a) Körük Saclarının Topoloji Optimizasyonu Görüntüsü, b) Körük Saclarının Optimizasyon Sonrası Üretim Resmi……..	76
Şekil 4.58.	a) Şasi Bölgesi CAD Görünümü, b) Şasi Bölgesinin Optimizasyon Sonrası……...	77
Şekil 4.59.	a) Şasi Destek Saclarının Optimizasyon Görüntüsü, b) Şasi Destek Saclarının Optimizasyon Sonrası Üretimi Görüntüsü…..	78
Şekil 4.60.	Birinci Kabin Karkas Yapısının Optimizasyon Sonrasındaki Yer Değiştirme Dağılımı……	79
Şekil 4.61.	Birinci Kabin Şasi Optimizasyonu Sonrası Gerilme Yığılmasındaki Değişimi……..	79
Şekil 4.62.	Optimizasyon Sonrası Birinci Kabin Ana Taşıyıcı Profil Üzerindeki Gerilme Dağılımı……...	80
Şekil 4.63.	Optimizasyon Sonrası Birinci Kabin Yan Duvar Bölgesindeki Gerilme Dağılımı……..	81
Şekil 4.64.	Optimizasyon Sonrası İkinci Kabin Yer Değiştirme Dağılımı…	81
Şekil 4.65.	Optimizasyon Sonrası İkinci Kabin Ana Taşıyıcı Profil	82

	Üzerindeki Gerilme Dağılımı…….…….	
Şekil 4.66.	Optimizasyon Sonrası İkinci Kabin Destek Sacları Üzerindeki Gerilme Değişimi…….…….	82
Şekil 4.67.	Optimizasyon Sonrası İkinci Kabin Yan Duvar Bölgesindeki Gerilme Dağılımı……...	83
Şekil 4.68.	Optimizasyon Sonrası Üçüncü Kabin Yer Değiştirme Dağılımı..	83
Şekil 4.69.	Optimizasyon Sonrası Üçüncü Kabin Ana Taşıyıcı Profil Üzerindeki Gerilme Dağılımı…….…….	84
Şekil 4.70.	Optimizasyon Sonrası Üçüncü Kabin Destek Sacları Üzerindeki Gerilme Değişimi…….	85
Şekil 4.71.	Optimizasyon Sonrası Üçüncü Kabin Yan Duvar Bölgesi Gerilme Dağılımı…….……...	85
Şekil 4.72.	a) Metrobüs Gövde Karkası Optimizasyon Bölgeleri, b) Optimizasyon Sonrası Metrobüs Gövde Karkasının Üretilmiş Görüntüsü…….	86
Şekil 4.73.	Yapısal Analiz ve Optimizasyonların Öncesi ve Sonrası Karşılaştırılması……	87

ÇİZELGELER DİZİNİ

			Sayfa
Çizelge	3.1.	Gövde Karkası Üzerinde Kullanılan Malzemelerin Mekanik Özellikleri……	24
Çizelge	4.1.	Birinci Kabin Doğal Frekans Analizleri……	52
Çizelge	4.2.	İkinci Kabin Doğal Frekans Analizleri ……	53
Çizelge	4.3.	Üçüncü Kabin Doğal Frekans Analizleri ……	53
Çizelge	4.4.	Sonlu Elemanlar Analizleri ve Gerinim Ölçer Bağlantısının Karşılaştırılması……	63
Çizelge	4.5.	Birinci Kabin Doğal Frekans Analizleri ……	87
Çizelge	4.6.	İkinci Kabin Doğal Frekans Analizleri ……	88
Çizelge	4.7	Üçüncü Kabin Doğal Frekans Analizleri ……..	89

1. GİRİŞ

Bu çalışma, Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK) 1505 – Üniversite-Sanayi İş Birliği Destek Programı kapsamında, 5230003 numaralı ‘’ Metrobüs Gövde Karkasının Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Hafifletilmesi ‘’ isimli proje kapsamında gerçekleştirilmiştir.

Sürdürülebilirlik, günümüz mühendislik tasarımlarında yalnızca çevresel bir kaygı değil, aynı zamanda performans, verimlilik ve kaynak yönetimi açısından da belirleyici bir kriter haline gelmiştir. Özellikle toplu taşıma araçlarında yapısal hafifletme yoluyla sürdürülebilirliğe katkı sağlamak, enerji verimliliğini artırmanın ve karbon salımını azaltmanın en etkili yollarından biridir. Araç kütlesinin azaltılması; yakıt tüketiminin düşürülmesi, enerji kaynaklarının daha etkin kullanılması ve çevresel etkilerin minimize edilmesi açısından kritik bir rol oynamaktadır. Bu kapsamda, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan yapısal analizler, dayanım ve güvenlikten ödün vermeden optimum malzeme kullanımı ve tasarım iyileştirmesi yapılmasına olanak tanımaktadır. Hafif ve yüksek dayanımlı yeni nesil malzemelerin yanı sıra gelişmiş optimizasyon tekniklerinin entegrasyonu sayesinde, sürdürülebilir ulaşım sistemlerine yönelik daha çevreci, verimli ve yenilikçi çözümler geliştirilebilmektedir.

Şehir nüfuslarının hızla artması, toplu taşıma sistemlerine ve bireysel araç kullanımına olan talebi ciddi şekilde yükseltmekte; bu durum, CO_2 emisyonları başta olmak üzere çeşitli zararlı gazların atmosfere salınmasına neden olarak çevresel tehditleri artırmaktadır. Türkiye İstatistik Kurumu (TÜİK) verilerine göre, 2024 yılında taşıt sayısı bir önceki yıla göre %19 oranında artış göstermiştir. Bu artış, ulaşım kaynaklı çevresel etkilerin azaltılması yönünde sürdürülebilir mühendislik çözümlerine olan ihtiyacı daha da belirgin hale getirmektedir.

Gelişen teknoloji ve ekonomik büyümeyle birlikte toplu taşıma sektörü de hızla gelişmektedir. Bu büyümeye paralel olarak artan talep hem ülkemizde hem de küresel ölçekte sera gazı salınımını önemli ölçüde artırmaktadır. Enerji ihtiyacının büyük bir kısmının hâlen fosil yakıtlar aracılığıyla karşılandığı göz önünde bulundurulduğunda, mevcut enerji kaynaklarının hızla tükendiği ve çevresel sürdürülebilirliğin tehlikeye girdiği görülmektedir. Fosil yakıtların kullanımının devam etmesi halinde, atmosfere

salınan sera gazı miktarının artmaya devam etmesi; yaşam alanları, ekosistem dengesi ve gelecek nesiller açısından ciddi tehditler oluşturmaktadır. Bu doğrultuda, sanayi kuruluşları, araştırma merkezleri ve üniversiteler; taşıtlarda enerji verimliliğini artırmak ve karbon emisyonlarını azaltmak amacıyla çeşitli projeler geliştirmekte ve sürdürülebilir çözümler üretmeye yönelik çalışmalar yürütmektedir.

Taşıtlarda enerji verimliliğini artırmak ve karbon emisyonlarını azaltmak amacıyla yürütülen çalışmalar arasında, hafifletme stratejileri en öncelikli yaklaşımlardan biri olarak öne çıkmaktadır. Araç kütlesinin azaltılması, yakıt tüketimini doğrudan düşürmekte; bu da enerji verimliliğinde artışa ve karbon salımında kayda değer azalmaya yol açmaktadır. Bu çerçevede, optimum ağırlık-rijitlik dengesi gözetilerek tasarlanan hafif yapılar, özellikle günümüzde giderek yaygınlaşan hibrit ve elektrikli araçların performansı ve sürdürülebilirliği açısından büyük önem taşımaktadır.

Taşıt ağırlığının azaltılması, yalnızca karbon emisyonlarının düşürülmesine katkı sağlamakla kalmamakta, aynı zamanda enerji verimliliğini artırarak özellikle hibrit ve elektrikli araçlar için operasyonel avantajlar sunmaktadır. Daha hafif araçlar, kilometre başına daha az enerji tüketimi ile çalışmakta; bu durum, enerji maliyetlerinin düşürülmesine, batarya ömrünün uzamasına ve menzil kapasitesinin artırılmasına olanak tanımaktadır. Sonuç olarak, uzun vadede işletme maliyetlerinde azalma sağlanmakta ve araç üreticileri açısından kârlılık oranlarında belirgin iyileşmeler elde edilmektedir. Hafifletme stratejileri bu yönüyle, sürdürülebilir ulaşım sistemlerinin teknik ve ekonomik açıdan en temel yapı taşlarından biri haline gelmiştir.

Toplu taşıma araçlarının hafifletilmesinde, taşıtların gövde karkasları kritik bir rol oynamaktadır. Seyahat sırasında yolcu güvenliği ve konforu gibi temel unsurlar göz önünde bulundurulduğunda, gövde karkaslarının tasarımı ve üretimi büyük önem kazanmaktadır. Bu yapılar, araç sınıflarına göre ulusal ve uluslararası standartlar ile güvenlik faktörleri dikkate alınarak tasarlanmakta ve imal edilmektedir. Bu nedenle, karkas sistemlerinde yapılacak hafifletme çalışmaları, yalnızca enerji verimliliğini artırmakla kalmayıp, aynı zamanda güvenlikten ödün vermeden sürdürülebilirlik hedeflerine ulaşılmasını da mümkün kılmaktadır.

Bu çalışma kapsamında, İstanbul Büyükşehir Belediyesi Metrobüs hattında aktif olarak kullanılan Akia LF25 marka aracın gövde karkası, sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmiştir. İnceleme, 4 ana senaryo ve 11 farklı sınır koşulu üzerinden yapılmış ve bu senaryolar aracın gerçek çalışma koşullarına en yakın ve en zorlayıcı durumları simüle etmiştir. Yapısal analizlerin sonuçlarına göre, şasi üzerinde 3 noktaya ve sağ yan duvarda 1 noktaya gerinim ölçer yerleştirilmiş, ayrıca motor odasına 1 noktada ivme ölçer yerleştirilerek çalışma doğrulanmıştır. Gerinim ölçer ve ivme ölçer verileri, metrobüs hattındaki aktif çalışma koşullarında toplanmış ve yapısal analizler testlerle doğrulanmıştır. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda, gövde karkasında yapısal optimizasyonlar gerçekleştirilmiş, yeni nesil malzemeler denenmiş ve uygun bölgelerde topoloji optimizasyonu yapılmıştır. Bu çalışmalar neticesinde, gövde karkası 1056 kg hafifletilmiş ve %14,1 oranında bir ağırlık tasarrufu sağlanmıştır. Prototip imalatı ise Ulaşım İç ve Dış Ticaret Firması bünyesinde gerçekleştirilmiştir.

Çalışmanın kaynak araştırması bölümünde, ulaşım sektöründe öne çıkan bazı firmaların gövde karkası üretiminde kullandıkları farklı yöntemler, yenilikçi malzemelere verdikleri önem, enerji tüketimi ve sera gazı emisyonları konularında bilgiler sunulmuş ve taşıtların hafifletilmesinin çevresel ve operasyonel katkıları incelenmiştir.

Araştırmanın materyal ve metot kısmında, çalışmaya konu olan Akia LF25 aracının teknik özellikleri sunulmuş ve ardından sonlu elemanlar modelinin detaylarına yer verilmiştir. Bu kapsamda, yapısal analizler için belirlenen 4 farklı senaryo açıklanmış ve çalışma sonucunda elde edilen doğrulama verileri için kullanılan gerinim ölçer, ivme ölçer cihazları ile test rotası hakkında bilgi verilmiştir.

Bulgular bölümünde, gövde karkası için belirlenen sınır koşullarında gerçekleştirilen yapısal analiz sonuçları incelenmiş ve elde edilen veriler, gerinim ölçer ve ivme ölçer bağlantıları ile doğrulanmıştır. Bu doğrultuda, gövde karkası üzerinde optimizasyon bölgeleri belirlenmiş, farklı malzemelerin kullanımı ve topoloji optimizasyonu gibi tekniklerle hafifletme çalışmaları yapılmıştır. Sonuç olarak, elde edilen nihai tasarım, aynı sınır koşulları altında tekrar yapısal analiz sürecine tabi tutulmuş ve gövde karkası üzerindeki gerilme ve gerinim değerleri incelenerek ilk durumla karşılaştırılmıştır.

Çalışmanın tartışma ve sonuç kısmında, Akia LF25 aracının gövde karkasının sonlu elemanlar yöntemi ile incelenerek hafifletilmesi sonucu elde edilen bulgular ele alınmış, ardından yapılan optimizasyonlar sonucunda %14,1 oranında daha hafif bir yapıya kavuşan gövde karkasının prototip üretimi gerçekleştirilmiş ve çalışma tamamlanmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

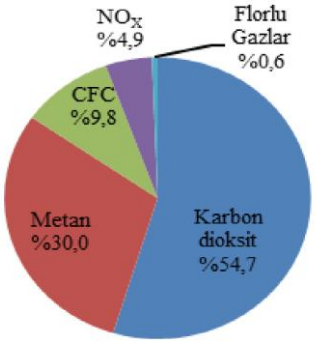
Çalışmanın bu bölümünde, toplu taşıma sektörünün gelişimiyle birlikte artan fosil yakıt ihtiyacına ve buna bağlı olarak yükselen sera gazı emisyonlarına değinilmiştir. Bu kapsamda, ulusal ve uluslararası kurum ve kuruluşlar tarafından belirlenen çevresel kısıtlamalar ele alınmıştır. Enerji tüketimi açısından toplu taşıma ve otomotiv sektörlerinin önemi vurgulanarak, yakıt ve enerji tüketiminin azaltılmasına yönelik en etkili stratejilerden biri olan hafifletme çalışmalarına odaklanılmıştır. Özellikle taşıtların gövde karkası üzerinde uygulanabilecek hafifletme tekniklerine dair bilgiler sunulmuş, literatürde bu alanda yapılan çalışmalara yer verilmiştir.

1.1. Sera Gazı Emisyonları ve Uluslararası Standartlar

Küresel enerji ihtiyacının arttığı ve sürdürülebilir çevre kavramının önem kazandığı günümüzde, araçların yakıt tasarrufu sağlayacak şekilde tasarlanıp üretilmesi otomotiv sektörünün öncelikli hedefi haline gelmiştir (Yüce, 2018). Sanayi devrimi sonrasında teknolojinin yaşamın her alanında etkin şekilde kullanılmaya başlanmasıyla birlikte, atmosfere salınan sera gazı miktarında ciddi bir artış meydana gelmiştir. Bu gazlar, özellikle yüksek ısı tutma kapasiteleri nedeniyle küresel ısınma riskini artırmakta ve uzun vadede gelecek nesiller açısından önemli çevresel tehditler oluşturmaktadır.

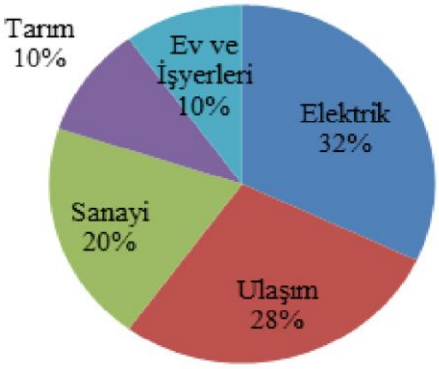
Küresel iklim değişikliği günümüzde yaşam alanlarımızı tehdit eden en önemli çevre sorunlarının başında gelmektedir. IPCC raporlarına göre deniz ve karadaki küresel sıcaklığın ortalaması 1880 – 2012 yılları arasında 0,65 C°- 1,06 C° arasında yükselmiştir (T.F. Stocker vd., 2013).

Sera gazlarının atmosferde kalış süresi ve enerji absorplama kapasitesi küresel ısınmayı direkt olarak etkileyen faktörlerden biridir. Şekil 2.1'de verilen insan faaliyetleri ile ortaya çıkan gazların sera etkisi içindeki payla incelenmesi durumunda, yaklaşık %55 ile karbondioksidin en yüksek paya sahip olduğu görülmektedir (R.K. Pachauri vd., 2007).



Şekil 2.1. Gazların Sera Etkisi Dağılımı (R.K. Pachauri vd., 2007)

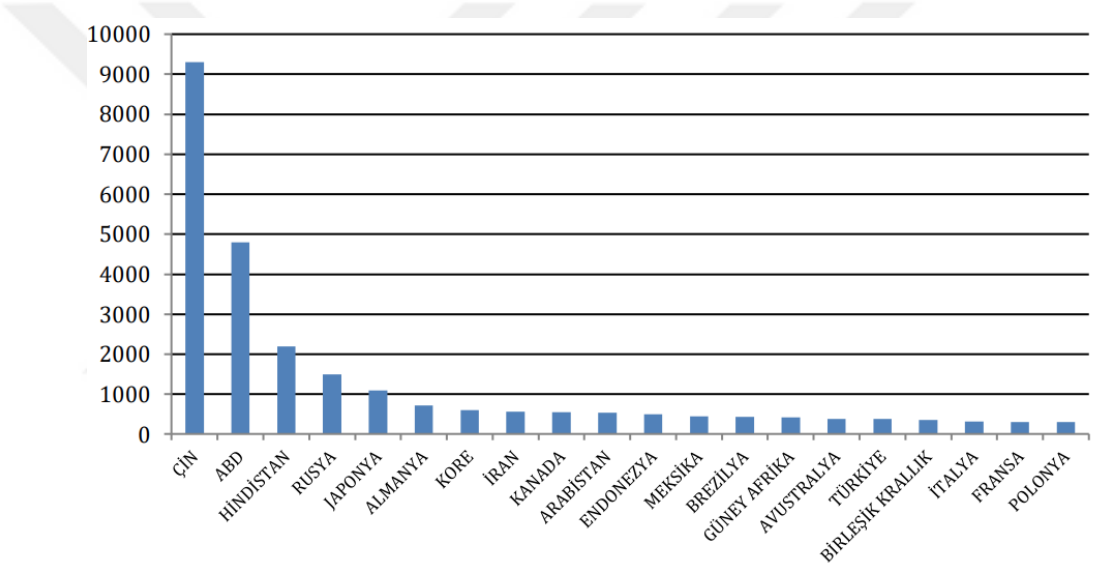
Sera gazlarının en önemli kaynağı fosil yakıtların kullanımı olup kullanım amacına göre en büyük 2. Payın %28 ile ulaşım sektöründe olduğu Şekil 2.2.'de sunulmuştur (Demirtürk, 2021).



Şekil 2.2. Sera Gazı Üreten Faaliyet Alanları (Demirtürk, 2021)

İklim değişikliği, doğal kaynakların tükenmesi, çevresel bozulmalar, toplumsal yapının dönüşümü ve ekonomik krizler gibi etkenler, insanlığı hem mevcut yaşam koşullarını koruma hem de gelecekteki kuşaklara sürdürülebilir bir dünya bırakma sorumluluğuyla karşı karşıya getirmiştir. Bu durum, ülkelerin yalnızca ekonomik büyümeyi hedeflemesinin yetersiz olduğunu; çok boyutlu, sürdürülebilir kalkınma odaklı bir dönüşüm sürecine girmeleri gerektiğini ortaya koymaktadır. 2019 yılında yayımlanan Küresel Sürdürülebilir Kalkınma Raporu da bu görüşü desteklemektedir. Raporda, ekonomik büyümenin artık yalnızca maddi tüketim artışıyla sağlanamayacağı vurgulanmakta; 2017-2060 yılları arasında küresel malzeme kullanımının 89 giga tondan 167 giga tona çıkmasının öngörüldüğü ve bu artışın sera gazı emisyonlarını da önemli ölçüde yükselteceği ifade edilmektedir (Demirtürk, 2021). Sera gazı salınımını etkileyen pek çok faktör hem Türkiye'de hem de dünya genelinde çeşitli farklılıklar göstermektedir.

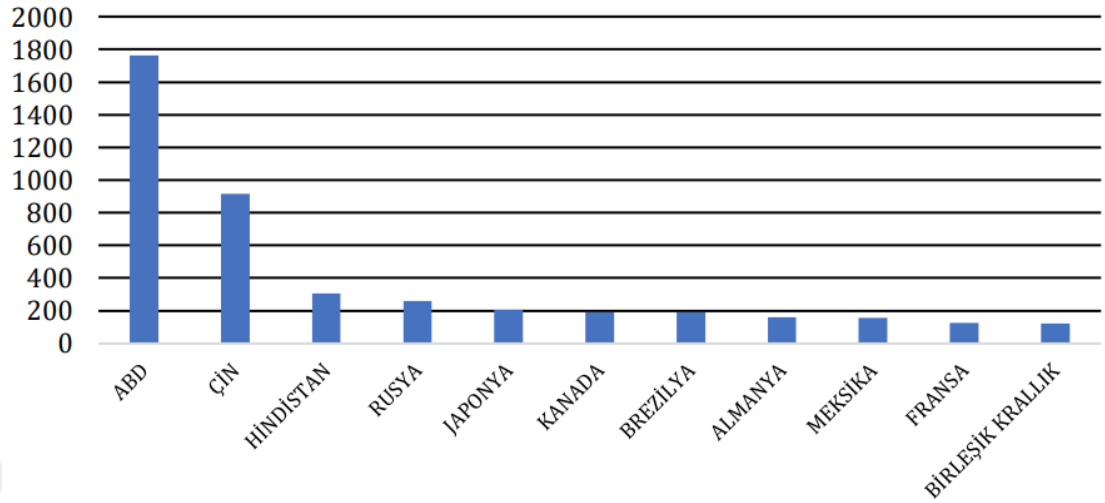
Bu alanda en yüksek salınım oranlarına sahip ülkelerin yürüttüğü çalışmalar, küresel sera gazı emisyonlarını azaltma çabalarına yön vermesi açısından büyük önem taşımaktadır. Bu nedenle, ülkelerin sera gazı emisyon profillerinin bilinmesi önem arz etmektedir. 2021 yılına ait güncel verilere göre, dünya genelindeki sera gazı salımının yaklaşık %43'ü Çin ve Amerika Birleşik Devletleri (ABD) tarafından gerçekleştirilmektedir. Çin, yıllık yaklaşık 9.300 milyon tonluk CO_2 salımı ile ilk sırada yer alırken; onu yıllık 4.800 milyon tonluk salımla ABD takip etmektedir. Türkiye ise 378,6 milyon tonluk yıllık CO_2 salımı ile dünya sıralamasında 16. sırada yer almakta ve küresel emisyonlar içinde yaklaşık %1'lik bir paya sahiptir (World Population Review, 2021). Şekil 2.3.' de 2021 verilerine göre ilk 20 ülkenin dünya genelinde CO_2 salınım değerleri verilmiştir.



Şekil 2.3. Sera Gazı Emisyonlarına Göre Dünya Çapında İlk 20 Ülkenin Sıralaması (World Population Review, 2021)

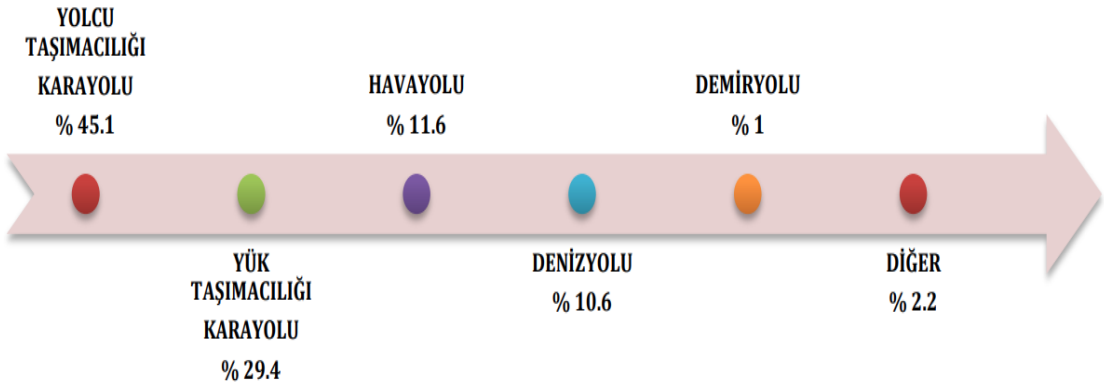
Sera gazı emisyonlarının sektörel kaynakları incelendiğinde, özellikle ABD ve Çin gibi ülkelerde ulaşım sektörünün önemli bir paya sahip olduğu görülmektedir (Global GHG, 2018). Örneğin, ABD'de 2018 yılına ait verilere göre sera gazı salınımının yaklaşık %28,2'si ulaşım sektöründen kaynaklanmakta olup bu oran sektörü birinci sıraya yerleştirmektedir. Çin'de ise sanayi sektörü birincil kaynak konumundayken, ulaşım sektörü ikinci sırada yer almaktadır. Bu ülkeler, küresel CO_2 emisyonlarında başı çeken ülkeler arasında yer almakta olup, ulaşım sektörünün toplam sera gazı salınımındaki yüksek oranı, bu alandaki çevresel etkinin büyüklüğünü açıkça ortaya koymaktadır. Şekil

2.4.'de CO_2 salınımında önde gelen bazı ülkelerin ulaşım sektörü sebebi ile oluşan sera gazı emisyon değerleri verilmiştir.



Şekil 2.4. 2018 Yılı Dünyadaki Bazı Ülkelerin Ulaşım Sektöründen Kaynaklanan Sera Gazı Emisyonları (Global GHG, 2018)

Küresel ölçekte ulaşım sektörünün farklı ulaşım ağları temelinde sera gazı salınım oranları incelendiğinde, karayolu taşımacılığı hem yolcu hem de yük taşımacılığı açısından yaklaşık %74,5'lik oranla en yüksek emisyona sahip ulaşım türü olarak öne çıkmaktadır (Our World in Data, 2020). Karayolunu, sırasıyla havayolu, denizyolu, demiryolu ve diğer ulaşım sistemleri takip etmektedir. Şekil 2.5'de ulaşım sektörünün kendi içerisinde emisyon salınımına yaptığı katkı verilmektedir (Demirtürk, 2021).



Şekil 2.5. Ulaşım Ağlarının Sera Gazı Emisyon Oranları (Our World in Data, 2020)

2.1. Türkiye ve Dünyada Toplu Taşıma

Ulaşım, kent yaşam kalitesini doğrudan etkileyen temel unsurlardan biridir. Artan kent nüfusu, göç hareketleri ve bireysel araç kullanımındaki artış, ulaşım sistemlerinde ciddi sorunlara yol açmaktadır. Bu sorunlara karşı, sürdürülebilir ve erişilebilir toplu taşıma çözümleri ön plana çıkmaktadır. Sürdürülebilir ulaşım, mevcut ve gelecek nesillerin ihtiyaçlarını gözeterek çevresel, sosyal ve ekonomik dengeleri gözeten yatırımlarla mümkün hale gelmektedir. Ayrıca erişilebilirlik, toplu taşıma sisteminin her birey için ulaşılabilir olmasını sağlayarak sistemin etkinliğini artırır. Kaliteli, kolay erişilen toplu taşıma ağları, kullanıcı talebini artırarak yatırımların geri dönüşünü hızlandırmakta ve kentsel hareketliliğin sürdürülebilirliğine katkı sunmaktadır. Şehir içi ve şehirler arası yolcu taşımacılığında otobüs, minibüs, tren, midibüs, metro ve metrobüs gibi hem raylı hem de lastik tekerlekli ulaşım sistemleri etkin bir şekilde kullanılmaktadır. Son yıllarda, çevresel etkilerin azaltılması amacıyla elektrikli ve hibrit araçlara geçiş süreci hızlanmış ve bu tür sistemler, düşük emisyon salınımı ile sürdürülebilir ulaşım hedeflerine katkı sağlamaktadır. Bu geçiş, daha temiz enerji kaynaklarının kullanılması ve karbon ayak izinin küçültülmesi açısından önemli bir adım olarak öne çıkmaktadır.

2.1.1. Metrobüs (BRT) Sisteminin Tanımı

Bus Rapid Transit (BRT) olarak bilinen fakat Türkiye'de Metrobüs olarak adlandırılan lastik tekerlekli fakat büyüklüğü ve taşıma kapasitesi olarak metro ve tramvay gibi sistemlere alternatif olarak geliştirilmiş toplu taşıma sistemleridir. Metrobüs, otobüs ve metronun özelliklerini birleştiren, özel olarak ayrılmış şeritlerde seyreden ve yüksek yolcu kapasitesine sahip bir ulaşım sistemidir. Bu sistem, mevcut trafik yoğunluğunu azaltmayı, yolculara hızlı ve konforlu bir seyahat deneyimi sunmayı ve ekonomik ulaşımı sağlamayı hedeflemektedir. Ayrıca, çevre dostu lastik tekerlekli bir ulaşım aracı olarak, çevresel etkileri minimize etmeyi amaçlamaktadır (Sevim., 2021).

2.1.2. Metrobüs (BRT) Sisteminin Tarihçesi

Metrobüs sistemi, İstanbul'da adım adım uygulanmaya başlamıştır. İlk olarak 15 istasyon ile 2007 yılında açılan metrobüs hattı sonraki aşamalarda 2008 yılında 11 istasyon, 2009 yılında 8 istasyon olmak üzere son olarak 2012 yılında 11 istasyonun açılması ile birlikte

45 istasyonlu ve Şekil 2.6'da görüldüğü gibi 52 kilometre uzunluğundaki son haline gelmiştir (Buran, 2013).



Şekil 2.6. İstanbul Büyük Şehir Belediyesi Metrobüs Hattı

Dünya genelinde ise metrobüs sistemleri 1937 yılında Chicago'da başlayarak günümüze kadar Amerika, Avrupa ve Asya kıtalarında faaliyete geçmiştir (Researcher & Hook, 2007). Toplu taşıma ve artan ihtiyaca yönelik olarak metrobüs sistemlerinin dünya genelinde yaygınlaşması, bu alanda bir sektör oluşumuna neden olmuş bu sebeple firmalar rekabetçi yönlerini geliştirmek ve optimum üretim faaliyetleri yürütebilmek için araçların daha hafif olması üzerine çalışmalar yapmıştır. Bu doğrultuda gövde karkası gibi kritik noktaların oluştuğu bölgeler üzerinde standart yapı çeliklerinin yanı sıra farklı malzemelerin kullanımına özen göstermiş ve yenilikçi tasarım faaliyetleri yürütmüşlerdir.

2.1.3. Troleybüs

Troleybüsler, tıpkı tramvaylar gibi elektrik akımını havada asılı duran tellerden alarak hareket eder, ancak tramvaylardan farklı olarak raylar yerine lastik tekerlekler üzerinde sefer yaparlar (Şekil 2.7). Bu araçlar, üzerlerinde bulunan bataryalar sayesinde, elektrik akımının olmadığı yerlerde veya tellerden uzak noktalarda bir saate kadar hareket edebilme kapasitesine sahiptir. Ayrıca, yol çalışmaları veya diğer aksaklıklar durumunda troleybüsler hat dışına çıkabilme özelliğiyle tramvaylara göre daha esnek bir kullanım sunar. Troleybüs sistemlerinin ilk yatırım maliyeti, otobüs sistemlerine kıyasla daha yüksek olmakla birlikte, daha uzun ömürlü işletme ve çevresel faydalarla bu maliyet farkı telafi edilebilir. Troleybüsler, eğimli arazilerde yüksek tırmanma kabiliyetiyle avantaj sağlar ve düşük gürültü seviyesi ile hava kirliliği yaratmaz. Ayrıca, enerji kaynağı olarak

elektrik kullanmaları nedeniyle petrole olan bağımlılığı ortadan kaldırır ve yolcu yoğunluğunun orta ile yüksek olduğu bölgelerde etkili bir taşıma çözümü sunar.



Şekil 2.7. Troleybüs Aracı (Akia, 2025)

2.1.4. Otobüs

Genel yolcu taşıma araçları arasında, otobüsler en yüksek trafik esnekliğine sahip olan araçlardandır (Şekil 2.8). Raylı sistemlere ve hava hatlarına bağımlı olmadıkları için belirlenmiş güzergâhları takip etmek zorunda değillerdir ve arıza durumlarında kolaylıkla kenara çekilebilirler. Ortalama olarak, bir otobüs tek seferde yaklaşık yüz yolcu taşıyabilir. Otobüslerin taşıma kapasitesini artırmak için iki katlı veya körüklü modeller de bulunmaktadır; bu araçların kapasitesi, boyutlarına bağlı olarak 150 kişiye kadar çıkabilir. Ayrıca, otobüslerin işletme maliyetleri, bakım açısından oldukça düşüktür. Otobüs taşımacılığı, dolmuş ve minibüs taşımacılığına kıyasla daha yüksek kapasiteye ve daha gelişmiş üretim sistemlerine sahiptir (Yazıcı, 2010). Güzergâhlar ve duraklar net bir şekilde belirlenmiş olup, ücretler genellikle kamu yönetimi tarafından düzenlenir ve hem yerel hem de özel sektörde işletilebilir. Otobüsler, gelişmekte olan ve küçük kentlerde temel ulaşım aracı olarak kullanılırken, büyük ve gelişmiş kentlerde ise raylı sistemleri destekleyen önemli bir ulaşım aracı olarak görev yapmaktadır.



Şekil 2.8. 12 Metre Uzunluğunda Bir Otobüs (Akia, 2025)

2.1.5. Midibüs

Midibüs, yolcu taşımacılığı için kullanılan tek katlı bir toplu taşıma aracıdır. Boyutları, minibüslerden büyük ancak otobüslerden daha küçük olan midibüslerin uzunlukları 8 ile 11 metre arasında değişebilir. Genellikle mazot ile çalışan midibüsler, dünya genelinde birçok ülkede yaygın olarak kullanılmaktadır. Yolcu kapasitesi, oturan ve ayakta yolcu sayısına göre 23 ile 50 arasında değişiklik gösterebilmektedir. Midibüsler, özellikle yoğunluk seviyelerinin orta seviyede olduğu güzergâhlarda tercih edilen, esnek ve verimli bir ulaşım aracı olarak öne çıkmaktadır.

2.1.6. Minibüs

Minibüs, 8 ile 14 koltuk kapasitesine sahip, lastik tekerlekli kara ulaşım aracıdır ve toplu taşımanın bir ara türü olarak sınıflandırılır. Genellikle hızlı kentleşme ve gecekondulaşma süreçleriyle ilişkili olarak, özellikle az gelişmiş ülkelerde yaygın olarak kullanılmaktadır. İstanbul'da 1956 yılından itibaren yolcu taşımacılığı yapmaya devam eden minibüsler, durak odaklı çalışmamakta, yolcu taleplerine göre durabilmekte ve mesafe bazlı ücretlendirme sistemine sahiptir. Başlangıçta kent içi ulaşımda boşlukları doldurmak amacıyla ortaya çıkan minibüsler, zamanla taksi ve otobüs sistemleriyle rekabet etmeye başlamıştır. Minibüsler, 1950'lerin sonlarında Türkiye'de kent içi ulaşımda önemli bir rol üstlenmiş ve şehir merkezleri ile gecekondu bölgelerini birbirine bağlayan önemli bir ulaşım aracı olmuştur.

2.1.7. Raylı Sistemler

Lastik tekerlekli araçlar, yolcu taşıma kapasiteleri bakımından raylı sistemler gibi kılavuzlu sistemlere kıyasla daha düşük kapasitelere sahip olsalar da yatırım maliyetleri açısından büyük bir avantaja sahiptir. Bu avantaj, lastik tekerlekli toplu taşıma türlerinin daha düşük ilk yatırım maliyetlerine sahip olmalarını sağlar. Ancak, işletildikleri hatlarda talebi karşılayamaz hale gelmeleri durumunda, bu araçlar yerlerini genellikle daha yüksek kapasiteye sahip olan raylı sistemlere bırakmaktadır. Raylı sistemler, çevre dostu özellikleri nedeniyle de kentsel ulaşımın önemli bir parçası haline gelmiştir.

2.2. Toplu Taşıma Araçlarında Hafifletme Stratejileri

Toplu taşıma araçları, şehir içindeki yaşamın ayrılmaz bir parçası haline gelmiş ve zaman içinde giderek daha fazla önem kazanmıştır. Yüksek altyapı maliyeti gerektirmemesi ve hatlarının yerleşim alanlarına kolayca entegre edilebilmesi nedeniyle şehir içi yolcu otobüsleri, en yaygın toplu taşıma seçeneklerinden biridir. Ancak, bu otobüsler hem boş hem de dolu ağırlıklarının standart bir otomobile göre çok daha fazla olması sebebiyle, hareket edebilmek ve yolcu taşıyabilmek için büyük miktarda enerji gerektirmektedir. Bu enerji ihtiyacı, geleneksel olarak içten yanmalı motorlar tarafından karşılanmaktadır. Ancak, günümüzde ulaşım sektörü, sera gazı emisyonlarına en fazla katkı sağlayan sektörlerden biri olarak öne çıkmaktadır. Yapılan araştırmalar, bu sektörün toplam sera gazı emisyonları içindeki payının yaklaşık %16 civarında olduğunu ortaya koymaktadır (Lamb vd., 2021). Bu durum, sürdürülebilir ulaşım anlayışının giderek daha fazla önem kazanmasına yol açmış ve toplu taşıma araçlarında daha düşük karbon emisyonları hedeflenmiştir.

Ülkemizde ve dünya genelinde gerçekleştirilen araştırmalar, sera gazı salınımındaki artış ve enerji kaynaklarındaki azalma ile bağlantılı olarak, taşıtların yaşam döngüsü boyunca hammadde temininden geri dönüşüm süreçlerine kadar olan aşamalarda enerji verimliliğinin önemli bir öncelik haline geldiğini ortaya koymaktadır (Tsemekidi Tzeiranaki vd., 2023). Taşıtlarda enerji verimliliğini artırmaya yönelik teknolojiler arasında, araç ağırlığının hafifletilmesi önemli bir yer tutmaktadır. Bu yöntem, yalnızca yakıt tüketimini azaltmakla kalmaz, aynı zamanda aracın ömrü boyunca salınan emisyon oranlarında da azalmaya yol açmaktadır (Koffler & Rohde-Brandenburger, 2010).

Literatürde yapılan araştırmalar, salınan emisyonların yanı sıra, taşıt ağırlığındaki artışın yakıt tüketimine olan etkisinin önemli parametrelerden biri olduğunu ortaya koymaktadır (Ehsani vd., 2016).

Bu doğrultuda, toplu taşıma araçlarının güvenlik katsayılarından ödün verilmeden ağırlığının azaltılabilmesi için, yeni malzemelerin kullanımı ve parçaların optimizasyon teknikleriyle yeniden tasarlanıp, modern üretim yöntemleriyle üretilmesi gereklidir. Bu süreçte, sonlu elemanlar analizlerinin ve çalışma koşullarındaki doğrulama çalışmalarının önemli bir rolü vardır. Literatür incelendiğinde, sonlu elemanlar analizleri ve testler kullanılarak birçok başarılı çalışmanın yapıldığı görülmüştür.

(Croccolo vd., 2011), eklemeli bir yapı ile iki kabinden oluşan bir şehir otobüsünün gövde karkasının statik yapısal analizini gerçekleştirmiş ve ardından karkas yapısı üzerindeki gerilme ve yer değiştirmeleri inceleyerek farklı sınır koşulları altındaki yapısal sonuçları değerlendirmişlerdir.

(Özcan & Yüce, 2024), m3 sınıfı bir elektrikli otobüsün yapısal analizini ve optimizasyonunu gerçekleştirmiştir. Sonlu elemanlar analizi kullanılarak taşıtın gövde karkasına farklı sınır koşulları uygulanmış ve yapılan tasarımsal iyileştirmeler ile toplamda %7,41 oranında ağırlık azaltımı sağlanmıştır.

(Walczak vd., 2023), şehir içi otobüslerin ağırlığını optimize etmek amacıyla bir araştırma gerçekleştirmiştir. Çalışmada, üç akslı bir elektrikli otobüs örneği üzerinden ölçümler yapılmış ve bu ölçümler, otobüsün yapısı ile süspansiyon sistemini kapsayacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Ölçümler, ani frenleme, viraj alma ve hız rampaları gibi tipik manevralara odaklanmış ve ardından farklı yol koşullarındaki şehir içi trafikte test sürüşleri yapılmıştır. Elde edilen veriler, yorulma hesaplamalarına yönelik teorilerin geliştirilmesi ve otobüs gövde karkasının yorulma mukavemeti açısından kritik verilerin elde edilmesiyle sonuçlanmıştır.

(Ferhat, 2004), yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında üç kapılı bir şehir içi yolcu taşıma otobüsünün statik ve dinamik analizleri üzerinde çalışmalar yürütmüş, bu doğrultuda elde ettiği değerler ile gövde karkasının sağlamlığını doğrulamıştır. (Arslan & Solmaz, 2018),

yaptıkları çalışmada yolcu kapasitesine sahip bir otobüs gövdesi tasarlamış ve yapısal analizlerini gerçekleştirmiştir. ANSYS yazılımı kullanılarak yapılan analizlerde sonlu elemanlar yöntemiyle taşıyıcı yapının farklı yük ve test senaryoları altında davranışı incelenmiş; burulma rijitliği, modal analiz ve tavan çökme direnci gibi kritik yapısal özellikler değerlendirilmiştir.

(Iozsa vd., 2018),yaptıkları çalışmada otobüs yapılarında rijitlik ve düşük ağırlık hedeflerini dengeleyerek hem yolcu güvenliğini artırmak hem de çevre dostu tasarımlar elde etmek amacıyla yan takviye plakalarının yapı rijitliği üzerindeki etkilerini incelemiştir. Elde edilen sonuçlara göre alt takviye plakası rijitliği sınırlı ölçüde etkilediğinden hafif malzemelerle üretilebilirken, üst takviye plakasının yapısal rijitlik üzerindeki etkisi daha belirgin bulunmuştur.,

(Kilikevičienė vd., 2015), yaptıkları çalışmada kovaryans fonksiyonları yöntemini kullanarak otobüs şasisi üzerindeki titreşim yayılımını analiz etmiş ve bu analiz sonucunda şasi bütünlüğünün durumu ile pnömatik süspansiyon sisteminin teknik durumu hakkında değerlendirmeler yapılabileceğini ortaya koymuştur.

(Sekulić vd., 2018), yaptıkları çalışmada ISO 2631/1985 standardına göre titreşim kaynaklı konfor azalması kriteri çerçevesinde, şehirler arası otobüs yolcuları için izin verilebilir titreşime maruz kalma süresini analiz etmişlerdir. ADAMS/View ortamında oluşturulan 65 serbestlik dereceli mekânsal salınım modeliyle yapılan simülasyonlar sonucunda, otobüsün ön ve arka çıkıntılarında seyahat eden yolcuların maruziyet süresinin oldukça kısa olduğu belirlenmiştir. Deney Tasarımı (DOE) yöntemiyle önerilen yeni koltuk salınım parametreleri sayesinde bu sürelerin anlamlı ölçüde uzatılabileceği ortaya konmuştur.

(Yaman vd., 2016), gerçekleştirdikleri çalışmada, yenilikçi bir LED varış tabelasının otobüs gövdesine entegrasyonunu ve bu entegrasyonun gövdede oluşturabileceği muhtemel yapısal arızaları sanal analiz yöntemleriyle incelemişlerdir. Otobüs gövdesi için yapılan modal analiz sonucunda, esnek titreşim modlarında rezonans tespit edilmiş ve geliştirme sürecinin erken aşamasında modal ayırma yöntemiyle bu rezonansın önüne geçilmiştir.

(Ali BÖKE vd., 2018), yaptıkları çalışmada araç konforunun hem subjektif hem de objektif değerlendirmelerle analizine yönelik bir yaklaşım sunmuş; yol testleriyle elde edilen veriler doğrultusunda, sürüş konforuna dair sübjektif değerlendirmelerin nesnelleştirilmesine olanak tanıyan bir yazılım aracı geliştirmeyi hedeflemişlerdir. Çalışmada, subjektif ve objektif veriler arasındaki korelasyonlar, güvenilir sürücülerin belirlenmesi ve veri toplama süreçleri detaylandırılmıştır.

(Kepka vd., 2024), yaptıkları çalışmada, yeni bir elektrikli (bataryalı) otobüsün gövdesinin yorgunluk ömrünü değerlendirmiş ve bu bulguları, dizel otobüsler ve troleybüslerin gövde yapılarının geliştirilmesi ve test edilmesiyle elde edilen önceki deneyimlerle karşılaştırmışlardır. İncelenen yorgunluk ömrü hesaplamalarında, ince duvarlı profillerden kaynaklanan yapısal düğümlerin S-N eğrileri ve ölçülen gerilme spektrumları kullanılarak, yorgunluk hasarının birikim hipotezlerine dayalı tahminler yapılmıştır.

(Kepka, 2020), yaptıkları çalışmada, toplu yolcu taşıma araçlarının gövdesinin dayanıklılık ve yorgunluk ömrü üzerine hesaplama ve deneysel araştırmalar için bir metodoloji geliştirmiştir. Bu metodoloji, çok cisimli dinamik simülasyonlar, FEM gerilme analizleri, test tezgahlarında yapılan testler ve prototip aracın hizmet sırasında yapılan gerilme ölçümleri gibi yöntemleri içermektedir. Çalışmada, bu metodolojinin bir troleybüsün tasarım aşamasında nasıl kullanıldığına dair bir örnek vaka sunulmuştur.

(Akbaş vd., 2006), 3 dingilli, tenteli yarı treyler şasisinin statik mukavemet analizini gerçekleştirmiş ve şasiye iletilen yüklerin, bozuk yol koşulları, virajlar ve frenlemeler gibi faktörlerden kaynaklandığını belirtmişlerdir. Yapılan sonlu elemanlar analizleri ve prototip araç ölçümleri ile tasarım yüklerinin doğruluğu doğrulanmış; şasi tasarımının gerekli mukavemete sahip olduğu ve ağırlık açısından hafifletilebileceği sonucuna varılmıştır.

(Gauchía vd., 2010), yaptıkları çalışmada, ağır araçların trafik kazalarına karışmasında önemli bir etken olan yatay stabilite kaybını incelemişlerdir. Çalışmada, otobüsün şasi torsiyon rijitliği, ağırlık dağılımı, merkez yüksekliği gibi parametrelerin şerit değişimi manevrasındaki etkileri, altı serbestlik dereceli sonlu eleman modellemesi kullanılarak detaylı bir şekilde analiz edilmiştir. Ayrıca, aktif sistemlerin otobüs yapısındaki aşırı

salınımları engellemedeki etkisi de incelenmiş ve anti-roll bar sisteminin otobüs dinamiği üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir. Sonuçlar, fuzzy logic kontrolörünün, otobüs yapısının köşe bölgelerindeki dikey yer değiştirmeleri ve gerilme seviyelerini önemli ölçüde azalttığını göstermektedir.

(Kepka, 2021), bir otobüs gövde karkasının geliştirilme sürecini ve yorulma ömrü değerlendirmesini ele alan bir çalışmayı başarıyla tamamlamışlardır. Çalışma, özellikle elektrikli otobüslerin artan etkisiyle birlikte, gövde karkasının yorulma ömrünü değerlendirmek amacıyla nominal gerilimler konsepti üzerinden yapılan genel varsayımları incelemiştir. Ayrıca, profillerin kaynaklı yapısal düğümlerinin yorulma ömrü özellikleri, değişken yükleme ve yorulma özellikleri dağılımı üzerinden analiz edilen vaka çalışmalarıyla sunulmuştur.

2.3. Gövde Karkas Yapısının Hafifletilmesi İçin Yapılan Alternatif Çalışmalar

Amerika merkezli bir mühendislik firması, tasarımını yaptıkları gövde karkasının tamamını alüminyum malzemeden taban tahtası gibi yapısal komponentleri balsa ağacından üreterek Şekil 2.9'da görüldüğü gibi gövde karkası genelinde yaklaşık olarak %30'luk bir hafifletme elde etmiştir (Altair Bus,2024).



Şekil 2.9. Altair Otobüs Gövde Karkası

Amerikan Merkezli otobüs üretici olan NABI, otobüslerinin gövdesinin tamamını Şekil 2.10. 'da görüldüğü gibi kompozit malzemeden çoğunluk ile elle yatırma yöntemi kullanarak üretmektedir. Ürettikleri gövde parçaları birbirlerine geçmeli olacak şekilde tasarlanmış olup bu sayede montajı kolayca yapılabilmektedir (Nabı Bus, 2017).



Şekil 2.10. Nabı Bus Gövde Karkası

Ebusco, tamamen elektrikli şehir içi ve bölgesel otobüslerin ve ilgili ekosistemin geliştirilmesi için çalışmalar yürütmektedir. Merkezi Deurne'de bulunan aslen bir Hollanda şirketidir. Üretim için, mekanik özelliklerinin diğer kompozit malzemelere kıyasla çok daha iyi olduğu bilinen karbon fiber kullanılmaktadır. EBUSCO, aracın şasi bölgesi çelikten imal edilirken, gövdeyi oluşturan diğer tüm yapı karbon fiberden oluşmaktadır. Ebusco 3.0 18 metrelik otobüs, geleneksel malzemelerden üretilen otobüslere göre %27'ye kadar daha hafif olan sadece 14.500 kg'lık bir başlangıç ağırlığına sahiptir (Şekil 2.11). Hafif gövde ile 350+ ve 500+ kWh batarya paketleri, otobüse tek bir şarjla 700 kilometreye kadar menzil sağlamaktadır. Otobüs maksimum 150 yolcu kapasitesine ve 25 yıla kadar kullanım ömrüne sahiptir (Ebusco, 2025).



Şekil 2.11. EBUSCO Gövde Karkas Yapısı

İsviçre merkezli otobüs üreticisi HESS, CO-BOLT adlı modüler sistemini geliştirmiştir. Bu yenilikçi sistem, yapının kaynak işlemi gerektirmeden yalnızca vidalarla monte edilmesini sağlamaktadır. Sistem, özel C-şekilli kanallara sahip ekstrüde alüminyum profillerin, ilgili köşe parçaları ve sıkıştırma plakaları aracılığıyla bağlanmasıyla oluşmaktadır (Şekil 2.12). Gövdenin kendinden destekli yapısı, çatı çerçevesi profili ve yan duvar profili olmak üzere iki büyük ana profilden meydana gelir ve bunlar bir dizi küçük profil ile birbirine bağlanmıştır. Gövdenin üst kısmı tamamen bu profillerden oluşur, bu nedenle ek bir kaplama ihtiyacı bulunmamaktadır. Hasar durumunda kolayca

değiştirilebilen basit yan kapaklar, gövdenin alt bölümünün tüm uzunluğunu kaplamaktadır. Ön ve arka bölüm ise cam elyaf takviyeli polyester kalıplardan yapılmıştır. İki bileşenli yapıştırıcı ile yayılan vidalar, güvenli ve sağlam bir bağlantı sağlarken, titreşimler nedeniyle vidaların gevşemesi engellenmektedir (Hess Ag Bolt, 2025).

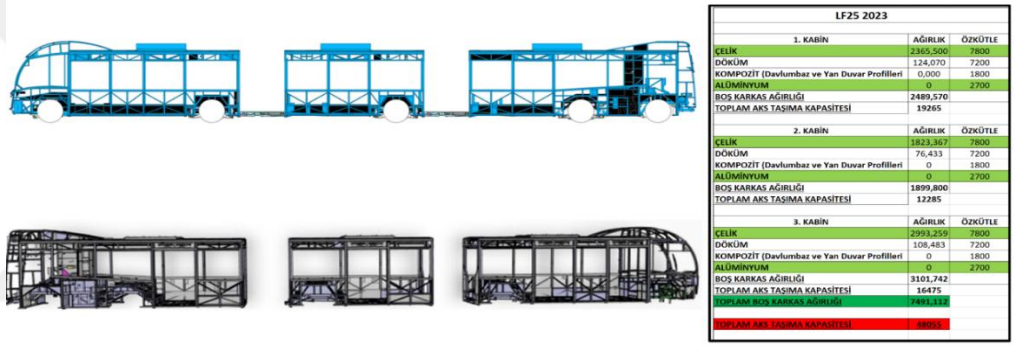


Şekil 2.12. HESS AG BOLT Firması Gövde Karkas Üretimi

3. MATERYAL VE YÖNTEM

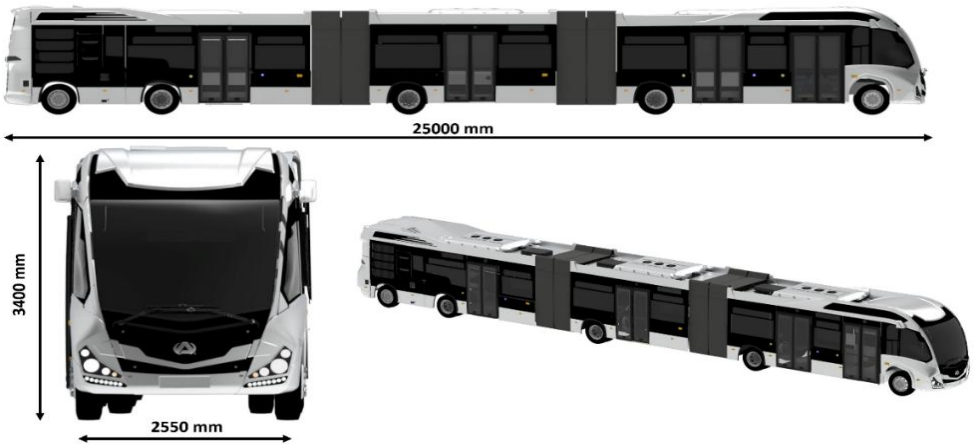
3.1. Akia LF25 Metrobüs Aracının Teknik Özellikleri

Metrobüs aracının boyutları, taşıma kapasitesi ve yapısal özellikleri incelendiğinde, aracın toplam uzunluğunun 25 metre, genişliğinin 2,5 metre ve yüksekliğinin 3,4 metre olduğu görülmüştür. Araç, 3 körük ve 5 aks ile donatılmış olup, tasarımı gereği 270 yolcu taşıma kapasitesine sahiptir. Bu kapasitenin 233'ü ayakta, 37'si ise oturarak seyahat etmektedir. Araç, yolcu taşımacılığı dışında kalan durumlar için toplamda 26.500 kg'lık bir boş kütleye sahipken, tam dolu olduğunda taşıma kapasitesinin 44.860 kg olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, sadece gövde karkasının ağırlığı 7491 kg olarak hesaplanmıştır (Şekil 3.1).



LF25 2023		
1. KABİN	AĞIRLIK	ÖZKÜTLE
ÇELİK	2365,500	7800
DÖKÜM	124,070	7200
KOMPOZİT (Davlumbaz ve Yan Duvar Profilleri	0,000	1800
ALÜMİNYUM	0	2700
BOŞ KARKAS AĞIRLIĞI	2489,570	
TOPLAM AKS TAŞIMA KAPASİTESİ	19265	
2. KABİN	AĞIRLIK	ÖZKÜTLE
ÇELİK	1823,367	7800
DÖKÜM	76,433	7200
KOMPOZİT (Davlumbaz ve Yan Duvar Profilleri	0	1800
ALÜMİNYUM	0	2700
BOŞ KARKAS AĞIRLIĞI	1899,800	
TOPLAM AKS TAŞIMA KAPASİTESİ	12285	
3. KABİN	AĞIRLIK	ÖZKÜTLE
ÇELİK	2993,259	7800
DÖKÜM	108,483	7200
KOMPOZİT (Davlumbaz ve Yan Duvar Profilleri	0	1800
ALÜMİNYUM	0	2700
BOŞ KARKAS AĞIRLIĞI	3101,742	
TOPLAM AKS TAŞIMA KAPASİTESİ	16475	
TOPLAM BOŞ KARKAS AĞIRLIĞI	7491,112	
TOPLAM AKS TAŞIMA KAPASİTESİ	44855	

a)



b)

Şekil 3.1. a) Akia LF25 Metrobüs Gövde Karkası Görünümü ve Kütle Dağılımı, b) Ölçülendirme ve CAD Görünümü

Aracın tam dolu ağırlığının hesaplaması, her bir yolcunun 2021/535 Annex XII regülasyonuna göre 68 kg olduğu kabul edilerek yapılmıştır (European Commission, (2021). Yapılan analizler doğrultusunda, güvenli taşıma performansını sağlamak amacıyla, araç akslarının taşıyabileceği maksimum kapasite göz önünde bulundurularak toplamda 48.055 kg'lık bir ağırlığa yüklenmiştir. Bu ağırlığın 3.195 kg'lık fazlalık kısmı, tüm kabinlerde aksların taşıma kapasitelerine orantılı bir şekilde dağıtılmıştır. Bu yöntem, taşıma kapasitesinin güvenli sınırlar içerisinde tutulmasını sağlamak amacıyla uygulanmış olup, yük dağılımı aksların taşıma kapasiteleri ile uyumlu şekilde gerçekleştirilmiştir. Böylece aracın güvenliği artırılmış ve taşıma işlemi için gerekli stabilite korunmuştur. Bu tür yükleme stratejileri, metrobüs gibi yüksek taşıma kapasiteli sistemlerin verimli ve güvenli bir şekilde çalışabilmesi açısından büyük önem taşımaktadır.

3.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu Elemanlar Yöntemi (FEM), mühendislik ve matematiksel problemlerin sayısal çözümünde yaygın olarak kullanılan bir tekniktir. Özellikle karmaşık geometri, yükleme koşulları ve sınır şartlarına sahip sistemlerde, analitik çözümler genellikle uygulanabilir olmamakta ve bu durum çözüm sürecini zorlaştırmaktadır. Bu tür problemlerin analitik çözümleri, karmaşık adi ve diferansiyel denklemlerin çözülmesini gerektirdiğinden, pratikte bu yöntemlerle sonuca ulaşmak oldukça güçtür. FEM, bu tür karmaşık sistemleri daha küçük ve yönetilebilir parçalara (sonlu elemanlara) ayırarak çözmeyi mümkün kılar. Her bir sonlu eleman, daha basit denklemlerle çözülür ve bu çözümler daha sonra tüm sistemi temsil eden büyük bir denklem setinde birleştirilir. Bu yöntem, büyük ve karmaşık mühendislik problemlerinin çözülmesinde önemli bir avantaj sağlar. Yapısal problemlerin çözümünde, her bir düğümdeki yer değiştirme miktarları ve her bir elemandaki gerilme bileşenleri hesaplanır. FEM uygulamasının ilk aşamasında, karmaşık geometri bir sonlu eleman ağ yapısına dönüştürülür. Ardından, sınır ve yükleme koşulları belirlenir ve nihayetinde malzeme özelliklerine göre çözümleme yapılır. Bu süreç, mühendislik problemlerinin doğru ve etkili bir şekilde çözülmesine olanak tanır.

3.3. Sonlu Elemanlar Ağ Yapısını Oluşturan Eleman Tipleri

Sonlu Elemanlar Yönteminde elemanlar genel olarak üç ana tipe ayrılmaktadır: tek (çizgi), çift (kabuk) ve üç boyutlu (katı) elemanlar. Ağ yapısının oluşturulmasında birinci dereceden tek, çift ve üç boyutlu elemanlar kullanılır (Şekil 3.2). Sonlu elemanlarda, elemanların birleşim noktalarına "düğüm noktası" ve bu düğüm noktalarını birleştiren çizgilere ise "eleman kenarı" adı verilmektedir. Uzaydaki her bir noktada 3 öteleme ve 3 dönme serbestlik derecesi bulunur; bu serbestlik dereceleri, x, y ve z eksenleri doğrultusunda hareketi ve bu eksenler etrafında dönmeyi ifade eder. Sonlu Elemanlar modelinde, sınır koşulları doğrultusunda bir düğüm noktasının hareketi kısıtlanmamışsa, her bir düğüm noktasının 6 katı kadar serbestlik derecesi vardır. Sonlu elemanlar yönteminde hatalardan kaçınmak ve analizin doğru ve hızlı bir şekilde yapılabilmesi için ağ elemanlarının belirli kriterlere sahip olması gerekmektedir.



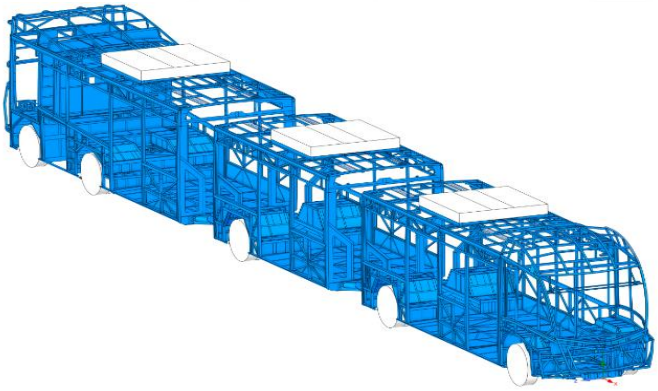
Şekil 3.2. Sonlu Elemanlar Ağ Yapısı Eleman Tipleri

3.4. Sonlu Elemanlar Ağı ve Sınır Şartları

Bu çalışmada, metrobüs gövde karkasının yapısal davranışını analiz etmek amacıyla dört temel durum altında toplamda 11 farklı yapısal analiz senaryosu belirlenmiştir. Her bir senaryo, belirli sınır şartları altında sistemin statik ve dinamik cevabını incelemek üzere tasarlanmış olup, bu sayede sistemin farklı koşullar altında nasıl davrandığı gözlemlenebilmiştir. Sınır şartları, gövde karkasının çalışma sırasında maruz kalabileceği en zorlu koşullara göre belirlenmiş ve bu veriler doğrultusunda yapı üzerindeki gerilme ve deformasyonlar değerlendirilmiştir. Yapılan statik ve dinamik analizler sonucunda, metrobüs gövdesinin yapısal performansı incelenmiş ve elde edilen veriler ışığında optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda, gövde

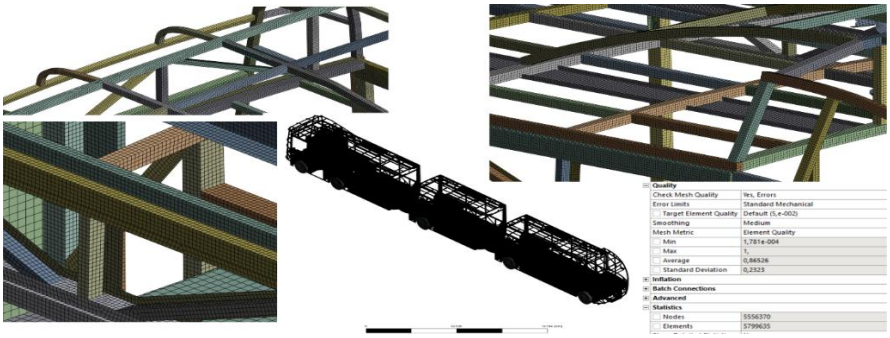
üzerindeki kritik bölgelerdeki gerilme ve deformasyon değerleri optimize edilerek yapısal dayanıklılığın artırılması hedeflenmiştir. Bu optimizasyon çalışmaları, belirlenen zayıf bölgelerdeki gerilme yoğunluğunun azaltılması ve genel yapı performansının iyileştirilmesi amacıyla yapılmıştır.

Çalışma kapsamında, metrobüs gövde karkasını oluşturan tüm profiller, saclar ve ilgili döküm braketler, sonlu elemanlar ağ yapısının oluşturulması için yeniden düzenlenmiştir. Yapılan düzenleme ile kritik bölgelerde yer almayan radyuslar ve ağ yapısını bozacak tüm detaylar kaldırılarak, sonlu elemanlar ağ yapısının ideal elemanlardan oluşması sağlanmış ve bu geometri, Şekil 3.3.'te verilen örneğe benzer şekilde elde edilmiştir.



Şekil 3.3. Gövde Karkasının Sonlu Elemanlar Ağı Oluşumu için Uygun Hale Getirilmesi

Gövde karkas yapısını oluşturan profil, sac ve döküm komponentler, modelleme aşamasının ardından ideal sonlu eleman yapılarına ayrılarak analiz modeline dönüştürülmüştür (Şekil 3.4). Bu kapsamda, sac ve profil esaslı yapı elemanları için yüzey temelli iki boyutlu (2D) kabuk elemanlar, döküm ya da karmaşık geometrilere sahip bölgelerde ise hacim temelli üç boyutlu (3D) katı elemanlar tercih edilmiştir. Bu yöntem ile hem hesaplama verimliliği hem de çözüm doğruluğu dengelenmiştir. Sonlu elemanlar modeli, toplamda 5.556.370 düğüm noktası ve 5.799.635 elemandan oluşmaktadır. Yapılan mesh kalite analizleri sonucunda, ortalama eleman kalitesi 0,86526 olarak belirlenmiştir. Bu kalite değeri, bir elemanın şekil bozulmalarına karşı ne kadar düzgün olduğunu ve ideal (eşkenar, düzgün) yapıya ne kadar yakın olduğunu gösteren bir ölçüttür. 0 ile 1 arasında değişen bu değerin 1'e yakın olması, oluşturulan ağ yapısının yüksek doğrulukta olduğunu göstermektedir.



Şekil 3.4. Sonlu Elemanlar Ağ Yapısı

Gövde karkasının tamamı için, otomotiv sanayisinde yaygın olarak kullanılan yapı çelikleri seçilmiştir. Optimizasyon sonrasında, yapısal analiz ve test sonuçları doğrultusunda belirlenen kritik bölgeler için ise karbon – cam takviyeli kompozit malzemeler ve dual fazlı yüksek mukavemetli DP1000 çeliği kullanılmıştır. Bu malzemelerin mekanik özelliklerine dair teknik veriler, çizelge 3.1.'de sunulmuştur (Ipekoğlu vd., 2019;He vd., 2021; Outinen & Makelaınen., 2002).

Çizelge 3.1. Gövde Karkası Üzerinde Kullanılan Malzemelerin Mekanik Özellikleri

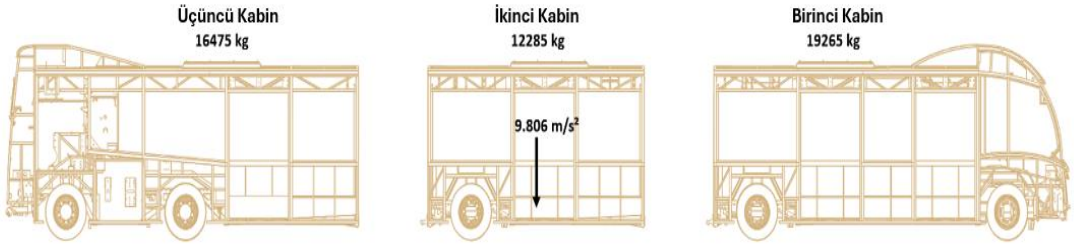
Mekanik Özellikler / Malzeme Türü	**St44**	**St52**	**S350GD+Z**	**DP1000**	**Karbon Takviyeli Kompozit**	**Cam Takviyeli Kompozit**
Elastisite Modülü (GPa)	210	210	210	210	400	72,5
Poisson Oranı	0,3	0,3	0,3	0,3	0,25	0,19
Akma Mukavemeti (MPa)	255	355	350-500	955	-	-
Çekme Mukavemeti (MPa)	430-580	490-630	550-650	1075	2000-2800	1500-2000
Yoğunluk (g/cm³)	7,85	7,85	7,85	7,85	1,81	2,58

3.5. Metrobüs Statik Yapısal Analizi İçin Belirlenen Sınır Şartları

Gövde karkası için, aracın çalışma koşullarındaki tüm durumların simüle edilebileceği dört temel senaryo altında toplamda on bir farklı yapısal analiz dosyası oluşturulmuş ve her bir dosya ayrı ayrı incelenerek kritik noktalar belirlenmiştir.

3.6. Standart Yerçekimi Senaryosu

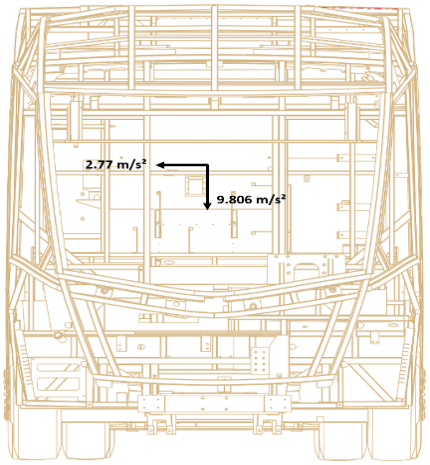
Standart yerçekimi sınır koşulu, aracın tam yüklü durumda standart yerçekimi ivmesi (9.806 m/s²) etkisi altındaki gerilme ve deformasyon durumlarının incelenmesinde kullanılmakta olup, aracın en çok maruz kaldığı sınır koşulu olarak öne çıkmaktadır. Şekil 3.5' te görüldüğü gibi bu sınır koşulu, genel olarak araç üzerindeki yüklemeler sonucu gövde karkasının yerçekimi doğrultusunda eğilmesine yol açmakta ve bu durum, karkas yapısı üzerinde kritik bağlantı noktalarında gerilme yoğunlaşmalarına neden olmaktadır.



Şekil 3.5. Standart Yerçekimi Sınır Şartı

3.7. Viraj Senaryosu

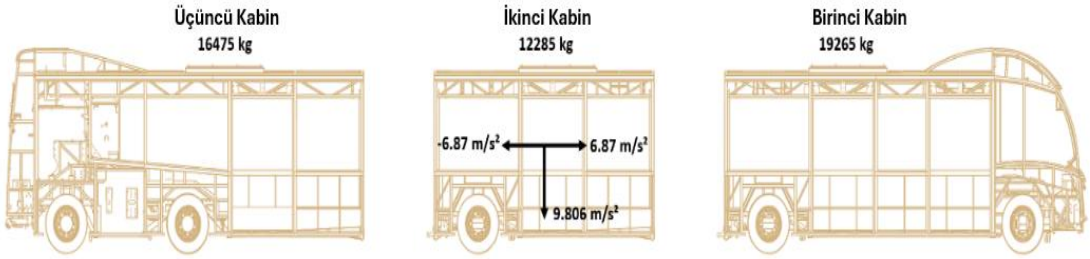
Standart yerçekimine ek olarak, aracın viraj anında gövdenin kütle merkezinde meydana gelen merkezkaç kuvvetini temsilen 2,77 m/s²'lik bir ivme tanımlanmış ve bu ivme doğrultusunda gövde karkası üzerinde oluşan gerilme bileşke hale getirilmiştir (Şekil 3.6). Bu yaklaşım ile, viraj anında meydana gelen gerilme yoğunlaşmaları detaylı bir şekilde incelenmiş ve analiz edilmiştir.



Şekil 3.6. Viraj Sınır Şartı

3.8. Ani Hızlanma ve Frenleme Senaryosu

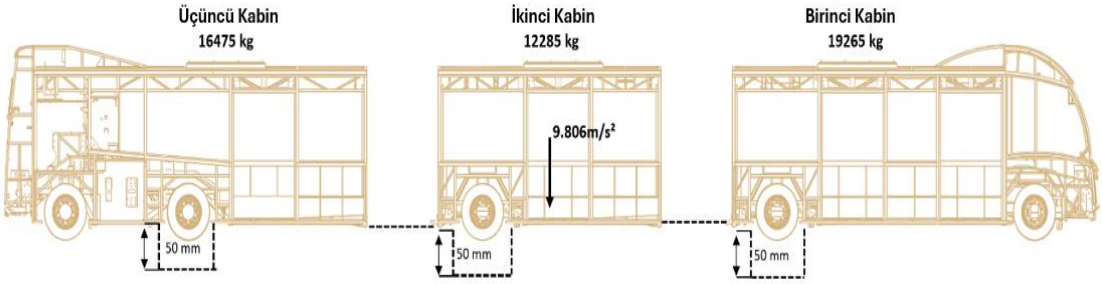
Standart yerçekimi senaryosuna ek olarak, aracın hareket eksenine paralel olarak ani hızlanma ve frenleme durumlarını temsilen 6,87 m/s² değerinde, standart yerçekimi eksenine dik bir ivme tanımlanmış ve bu ivme doğrultusunda gövde karkasının hızlanma ve frenleme durumlarına verdiği tepkiler incelenmiştir (Şekil 3.7).



Şekil 3.7. Ani Hızlanma ve Frenleme Sınır Şartı

3.9. Çukura Girme Senaryosu

Aracın eklemeli bir yapıya sahip olup üç kabin ve iki körükten oluşması nedeniyle, seyir esnasında yol koşullarının kabinler üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla, her bir tekerlek 50 mm dikey eksende zorlanarak kabinler üzerindeki etkiler değerlendirilmiş ve kritik noktalar belirlenmiştir (Şekil 3.8).

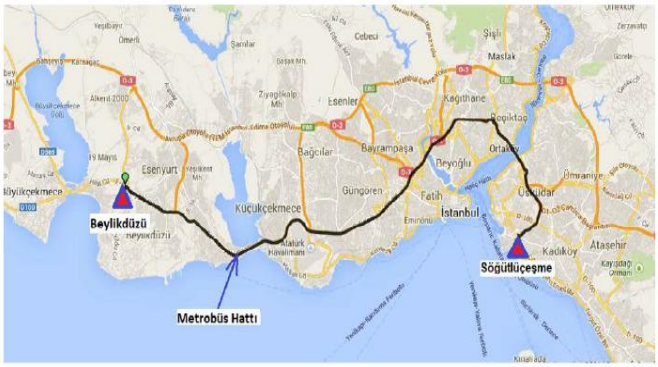


Şekil 3.8. Çukura Girme Sınır Şartı

3.10. Metrobüs Gövde Karkası Dinamik Yükleme ve Saha Doğrulama Çalışmaları

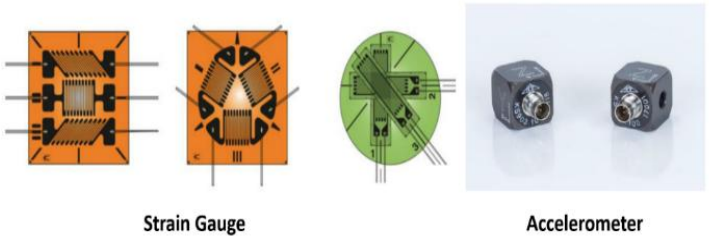
İstanbul metrobüs hattı toplamda 50.537 metre uzunluğunda olup, 44 istasyondan oluşmaktadır. İstasyonlar arasındaki ortalama mesafe 1.163 metredir. Maksimum araç hızı 70 km/saat ile sınırlandırılmışken, ortalama araç hızı 33,97 km/saat olarak ölçülmüştür. Pozitif yöndeki maksimum ve ortalama ivme değerleri sırasıyla 7,36 m/s² ve 1,51 m/s² olarak kaydedilmiştir. Hattın 20.649 metrelik kısmı %0 ile %5 arasında bir eğime sahipken, en yüksek eğim %11 ile %14 arasında değişmekte olup, yaklaşık 200 metre uzunluğundadır (Kaymaz vd, 2019).

Dinamik testler, aracın çalışma güzergâhı boyunca en olumsuz koşulların sağlanabilmesi amacıyla hattın en yoğun olduğu saatlerde gerçekleştirilmiştir. Çalışma güzergâhına ait harita Şekil 3.9'da sunulmaktadır. Özel izinler alınarak, gerinim ölçer testleri Cevizlibağ – Beylikdüzü hattında yapılmış, motor odası kompresör braketi üzerine yerleştirilen ivme testi ise Cevizlibağ – Zincirlikuyu hattında uygulanmıştır. Testler sırasında hattın yoğun saatlerinden yararlanılarak, aracın en kötü çalışma koşullarındaki gerinim ve ivme değerleri elde edilmiştir.



Şekil 3.9. İstanbul Büyük Şehir Belediyesi Metrobüs Hattı

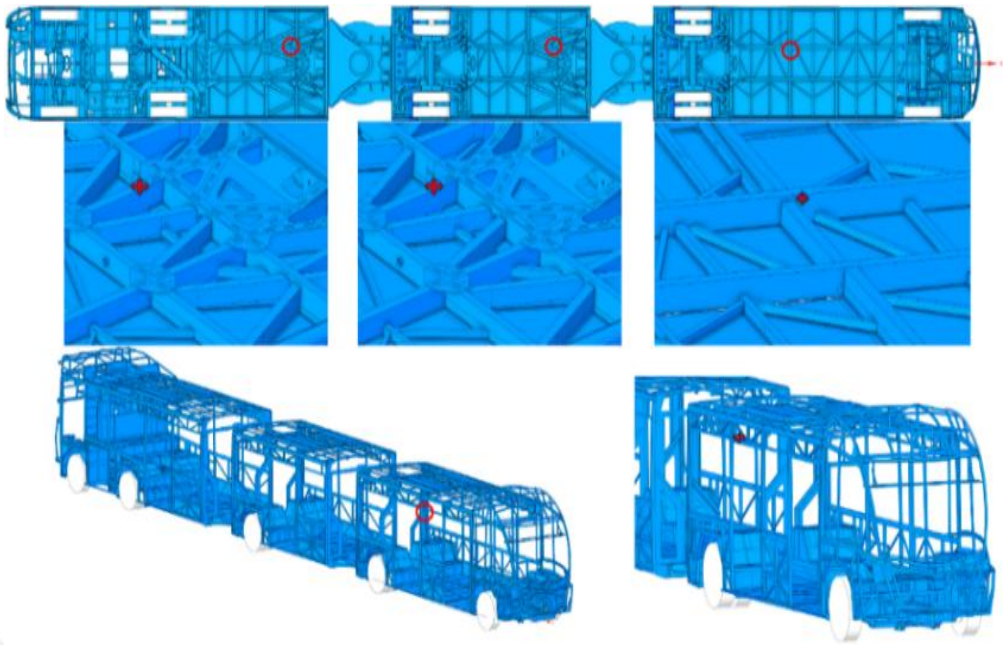
Yapısal statik analizlere ek olarak, gövde karkası üzerinde belirlenen beş farklı noktada aracın kullanım hattına uygun testler gerçekleştirilmiş ve anlık gerilme, gerinim ve ivme değerleri kaydedilmiştir. Elde edilen veriler, statik yapısal analizlerle karşılaştırılarak doğrulama çalışmaları yapılmış ve rastlantısal titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir. Gerinim değerlerinin doğru bir şekilde toplanabilmesi amacıyla, üç eksenli rozet tipi 5 mm boyutunda gerinim ölçerler kullanılmıştır (Şekil 3.10). Bu yöntemle, Von Mises eşdeğer gerilme değerlerine en doğru şekilde ulaşılabilmiştir.



Şekil 3.10. Kullanılan Gerinim ve İvme Ölçer Modelleri

Gerinim ve ivme ölçer bağlantılarının yapılabilmesi için, şasi üzerinde gerilme yığılmalarının meydana gelmesi beklendiği ve aracın hareketi sırasında anlık gerilmelere maruz kalacak bölgelerin belirlenmiştir. Ayrıca, yan duvar bölgelerindeki gerilme yığılmalarının doğruluğunu teyit etmek amacıyla bir adet gerinim ölçer yan duvara yerleştirilmiştir (Şekil 3.11). Bu düzenlemeler, yapılan testlerin doğruluğunu artırmak ve ölçüm verilerinin güvenilirliğini sağlamak amacıyla gerçekleştirilmiştir. Toplu taşıma araçlarının yüksek yolcu taşıma kapasitesi ve zorlu yol koşullarında çalışmaları nedeniyle, gövde karkas yapısı üzerinde şasi ve yan duvar birleşim noktaları gibi kritik bölgelerde sürüş esnasında gerilme yığılmaları meydana gelmektedir.

(Kepka vd., 2022), ince duvarlı profillerin kaynaklı düğüm yapılarına sahip bir otobüs gövdesi için laboratuvar ortamında yapılan yorulma ömrü testlerini, sonlu elemanlar hesaplamalarını ve gerinim ölçerler kullanılarak gerçekleştirilen deneysel gerilme analizini ele almıştır. Bu doğrultuda elde edilen veriler, profiller için kullanılan S-N eğrileri referans alınarak değerlendirilmiş ve değişken yüklemeler altında yapısal elemanların yorulma ömrü tahmin edilmiştir.



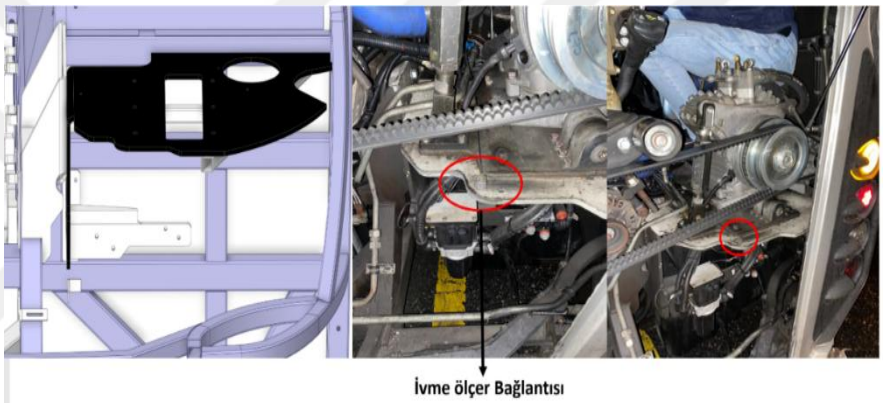
a)



b)

Şekil 3.11. a) CAD üzerinde gerinim ölçer bağlantısı için belirlenen tüm bölgeler, b) Gerinim ölçer bağlantısı

İvme ölçer bağlantısı, motor odasında bulunan kompresör braketi üzerine gerçekleştirilmiş olup, aracın hareketi esnasında üç eksende ivme verileri toplanmış ve incelenmiştir (Şekil 3.12). Bu ölçümler, aracın dinamik davranışlarını ve ilgili bölgelerdeki ivme değişimlerini daha ayrıntılı bir şekilde analiz etmek amacıyla yapılmıştır. Literatürde, yüksek taşıma kapasiteli otobüsler ve otomobillerin farklı komponentleri üzerinde ivme ölçerler aracılığıyla veri toplama uygulamaları yaygın olarak yer almaktadır. Toplanan bu verilerin filtrelenerek analiz edilmesi aşamasında ise, yağmur damlası yöntemi ve Power Spectral Density (PSD) Türkçesi Güç Spektral Yoğunluğu gibi teknikler kullanılmaktadır (Kepka vd., 2022; Kowarska vd., 2014;Pravilonis vd., 2020; Yang vd., 2022; Browell & Hancq, 2006).



Şekil 3.12. Motor Odası Kompresör Braketi CAD Görünümü ve İvme Ölçer Bağlantısı

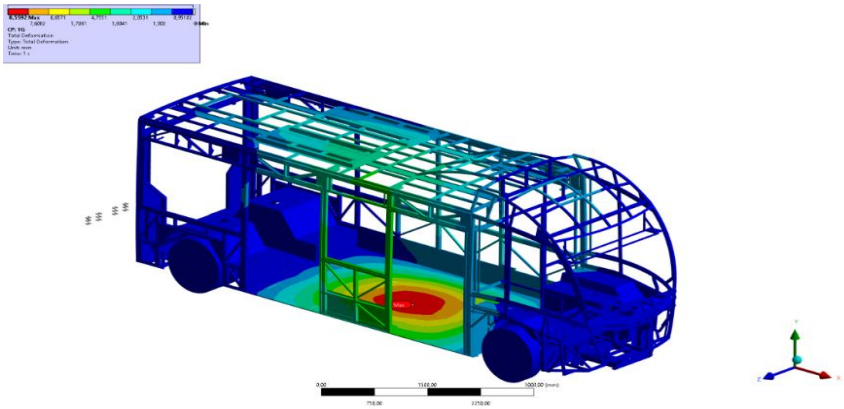
4. BULGULAR

Bu tez çalışması, Ulaşım İç ve Dış Ticaret AŞ tarafından seri üretimi gerçekleştirilen Akia LF25 marka, 25 metre uzunluğundaki metrobüs aracının statik yapısal analizlerini ele almaktadır. İstanbul Büyükşehir Belediyesi Metrobüs hattında, gerinim ölçer ve ivme ölçerler kullanılarak yapılan doğrulamalar doğrultusunda, metrobüs aracının gövde karkasının tamamını kapsayan bir optimizasyon süreci ele alınmıştır.

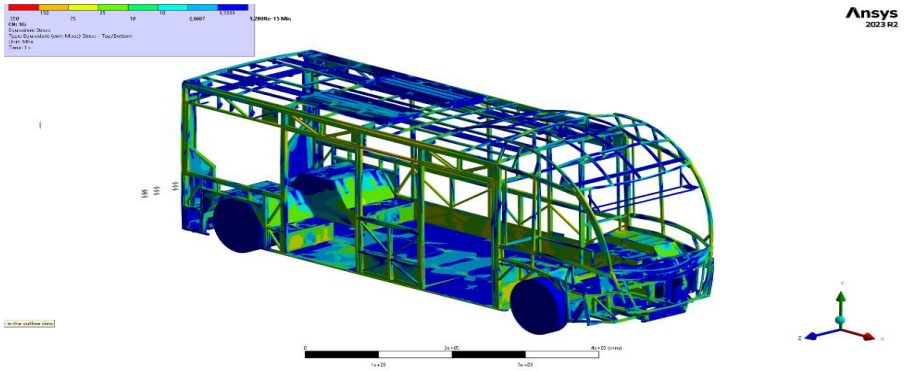
4.1. Statik Yapısal ve Doğal Frekans Analizleri

4.1.1. Birinci Kabin İçin 1G Sınır Koşulu Altında Elde Edilen Statik Yapısal Analiz Sonuçları

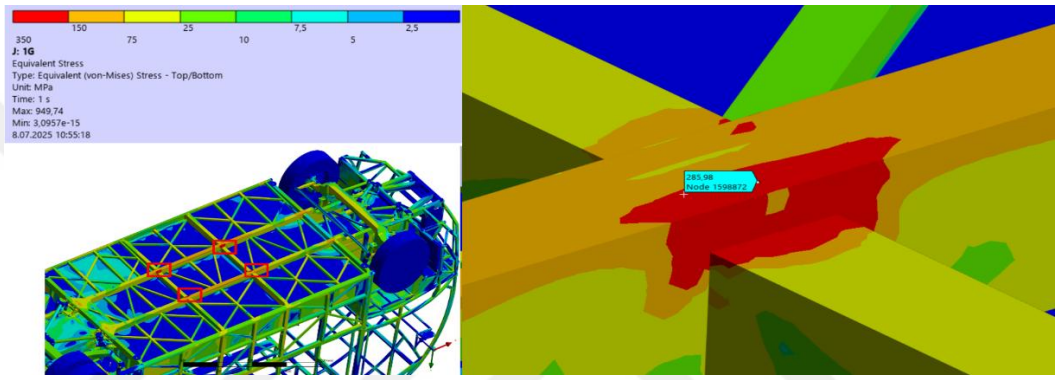
Standart yerçekimi koşulları altında gerçekleştirilen analizde, birinci kabin üzerindeki yer değiştirmeler incelendiğinde, en yüksek yer değiştirmelerin birinci kabinin havuz bölgesinde 8.5 mm'ye kadar çıktığı gözlemlenmiştir (Şekil 4.1). Bu bulgu, aracın tamamen yüklü durumda gövde karkasının birinci kabininde, özellikle havuz bölgesinde en belirgin deformasyonların meydana geldiğini göstermektedir. Bunun yanı sıra, birinci kabin üzerindeki gerilme dağılımı değerlendirildiğinde, en yüksek gerilmenin yine havuz bölgesinde yolcu yüklemesinin oluşturduğu eğilme ve burulma etkileri sonucu oluştuğu belirlenmiştir. Aracın genel gerilme dağılımına bakıldığında ise, en yüksek gerilmelerin aracın omurgası olarak kabul edilebilecek şasi kısmında yoğunlaştığı tespit edilmiştir. Şekil 4.1. Gerilme yığılmalarının meydana geldiği komponentler detaylı bir şekilde incelendiğinde, en yüksek gerilmenin şasi üzerindeki mesnet noktalarında ve süreksiz geçiş bölgelerinde yoğunlaştığı görülmekte olup, 285 MPa'ya kadar ulaştığı sonucuna varılmıştı (Şekil 4.2).



Şekil 4.1. Birinci Kabin Üzerinde Oluşan Yer Değiştirme



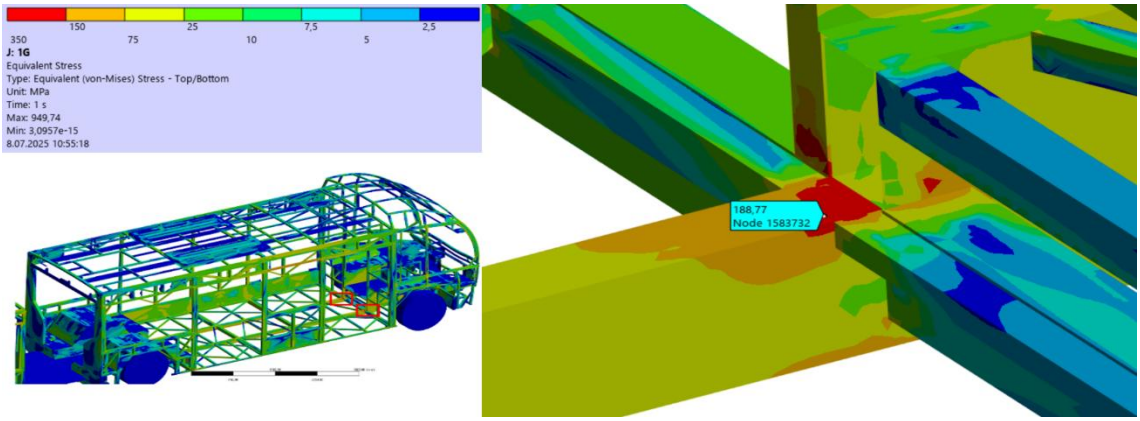
a)



b)

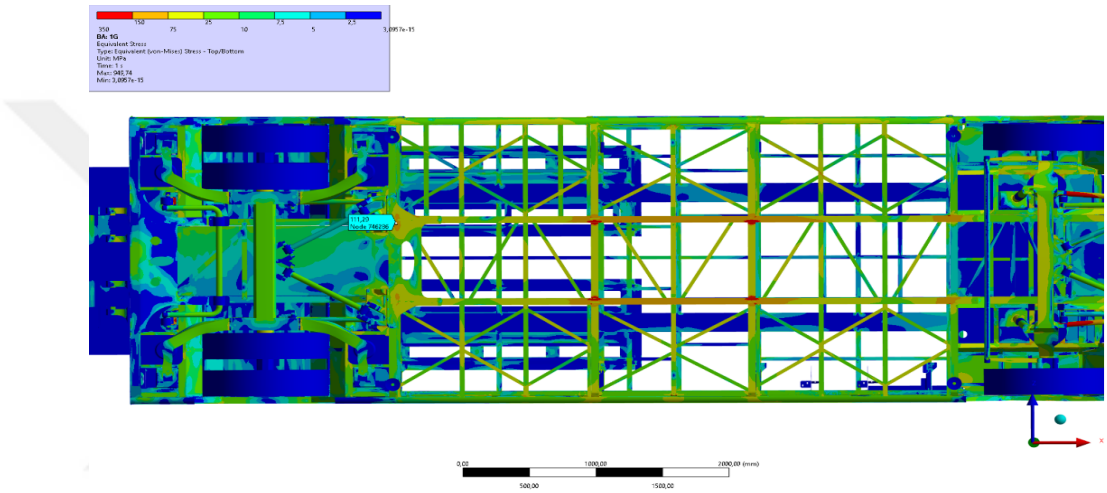
Şekil 4.2. a) Birinci Kabin Genel Gerilme Dağılımı, b) Birinci Kabin 60x80x3 mm Profil Üzerinde Oluşan Gerilme Yığılması

Birinci kabin şasisinin ana taşıyıcı profillerinin bağlantı noktalarında, aracın havuz bölgesinde meydana gelen yer değiştirmeler sonucu 188 MPa'lık bir gerilme değeri oluştuğu gözlemlenmiştir (Şekil 4.3).



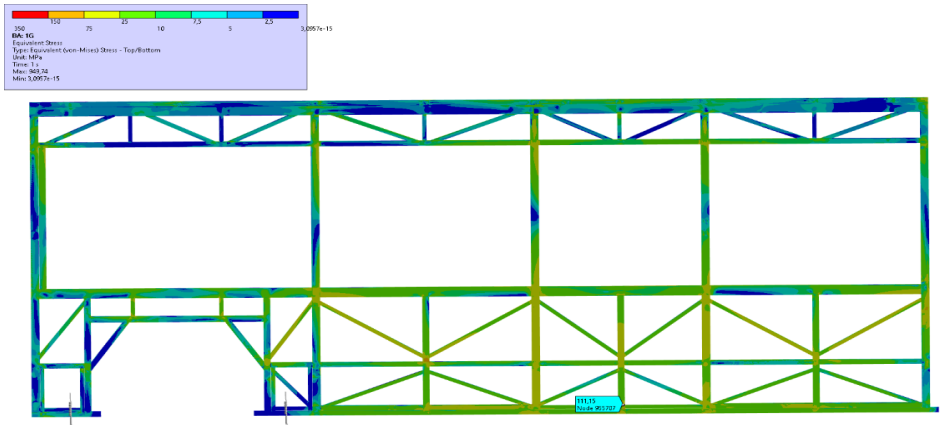
Şekil 4.3. Birinci Kabin Ana Taşıyıcı Profil Üzerindeki Gerilme Dağılımı

Bu değer, kullanılan S350GD+Z malzeme için 1,86 katlık bir emniyet katsayısına sahip olduğu belirlenmiştir. Birinci kabin şasisini daha bütünsel bir şekilde destekleyen alt saclar üzerinde yapılan incelemelerde ise, bazı tekil noktalarda 1G sınır koşulunda 111 MPa'lık gerilmelerin meydana geldiği tespit edilmiştir (Şekil 4.4).Yapılan tüm analizler sonucunda, birinci kabin şasisi üzerinde 1G senaryosunda en yüksek gerilmenin 285 MPa olarak belirlendiği ve bu değerin, kullanılan S350GD+Z malzemesinin akma sınırının altında kaldığı; ayrıca bu gerilme değerinin 1,16 katlık bir emniyet katsayısına sahip olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

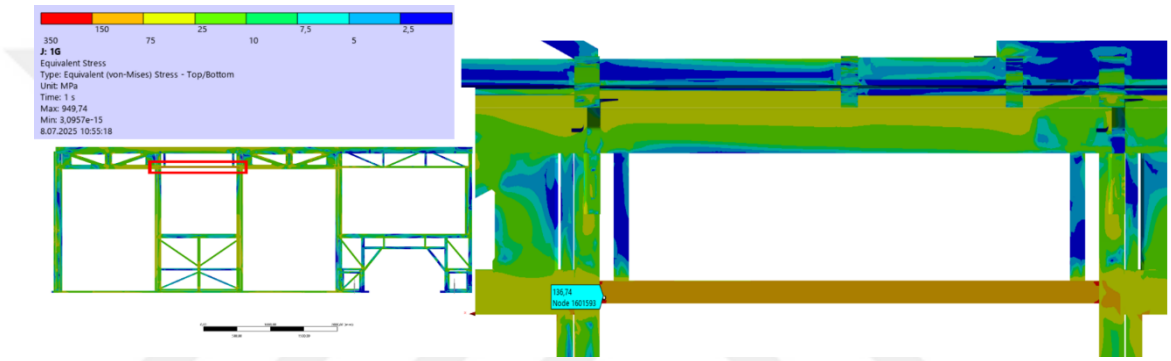


Şekil 4.4. Birinci Kabin Destek Sacları Üzerindeki Gerilme Dağılımı

Birinci kabinin sağ ve sol yan duvar bölgesi, 1G senaryosu altında incelendiğinde, en yüksek gerilme değerlerinin, sol yan duvar için yer değiştirmelerin en yüksek olduğu bölgenin yan duvar profilleriyle birleşim noktalarında 111 MPa olarak tespit edildiği görülmüştür. Öte yandan, sağ yan duvarda ise en yüksek gerilmeler, kapı boşluklarının oluşturduğu süreksiz bölgelerde meydana gelmiş olup, bu bölgelerdeki en yüksek gerilme değeri 136 MPa olarak belirlenmiştir (Şekil 4.5).



a)



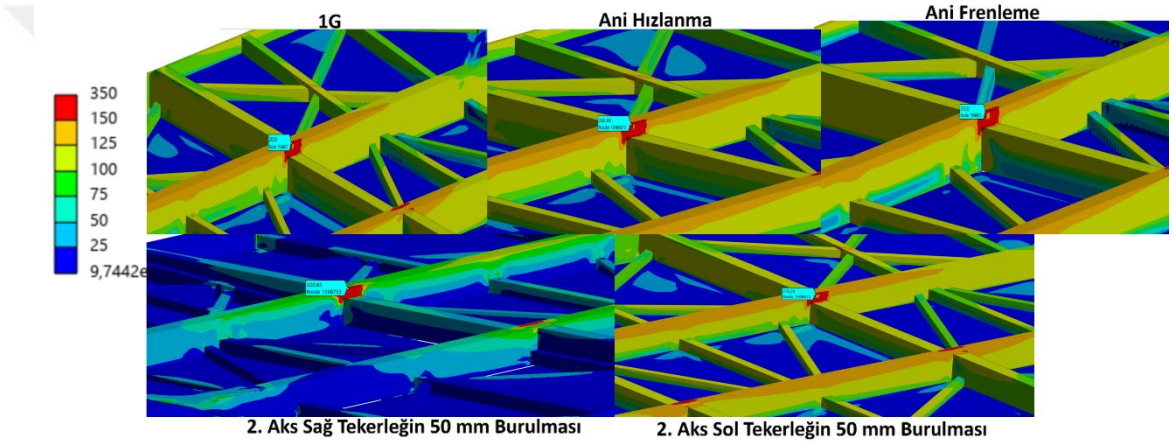
b)

Şekil 4.5. Birinci Kabin Sağ Yan Duvar, b) Birinci Kabin Sol Yan Duvar Üzerindeki Gerilme Dağılımları

Sağ ve sol yan duvar profillerinde, 1G senaryosu altında en yüksek gerilme değeri 136 MPa olarak belirlenmiştir. Bu değer, kullanılan S350GD+Z malzemesi için 2,57 katlık bir emniyet katsayısına sahip olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca, elde edilen gerilmelerin süreklilik göstermediği gözlemlenmiş olup, bu bulgu doğrultusunda sağ ve sol yan duvar bölgelerinde herhangi bir yapısal hasar oluşmasının beklenmediği sonucuna varılmıştır.

4.1.2. Sağ ve Sol Viraj, Ani Hızlanma ve Frenleme, Çukur Senaryoları – Birinci Kabin Yapısal Analiz Sonuçları

Diğer tüm senaryolar incelendiğinde, şasinin süreksiz bölgesinde meydana gelen 285 MPa'lık gerilmenin, yolcuların sebep olduğu yer değiştirmelerden kaynaklandığı sonucuna ulaşılmıştır. Belirlenen diğer sınır koşulları altında, geometrik süreksizliğin meydana geldiği bölge incelendiğinde, 2. Aks sağ tekerleğinin 50 mm dikey eksende aracı burarak bir çukura düştüğü varsayılan senaryoda, aynı bölgede gerilme değerlerinin bir miktar artarak 320 MPa'ya ulaştığı gözlemlenmiştir (Şekil 4.6). Elde edilen bu gerilme değeri, kullanılan S350GD+Z yapı çeliği için 1,09 katlık bir emniyet katsayısına sahip olduğu belirlenmiştir.



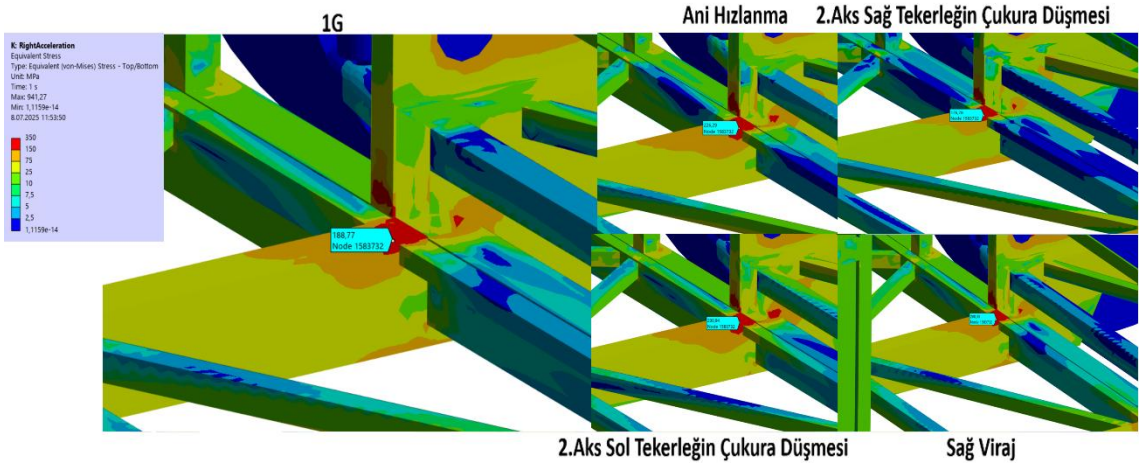
Şekil 4.6. Belirlenen Senaryolar Altında Birinci Kabin 60x80x3 mm Profil Üzerindeki Gerilme Yığılmaları

Ulaşılan sonuçların yorulma dayanımı hakkında daha fazla bilgi edinmek amacıyla, İstanbul Büyükşehir Belediyesi Metrobüs hattında çalışan ve yaklaşık 200.000 km'ye ulaşmış, aktif hat üzerinde hâlâ hizmet veren bir araç incelenmiştir. Yapılan inceleme sonucunda, ilgili bölgede herhangi bir yorulma hasarına rastlanmadığı gözlemlenmiştir. (Şekil 4.7).



Şekil 4.7. Metrobüs Hattında Aktif Göre Alan Bir Metrobüsün 60x80x3 mm Profilinin Görüntüsü

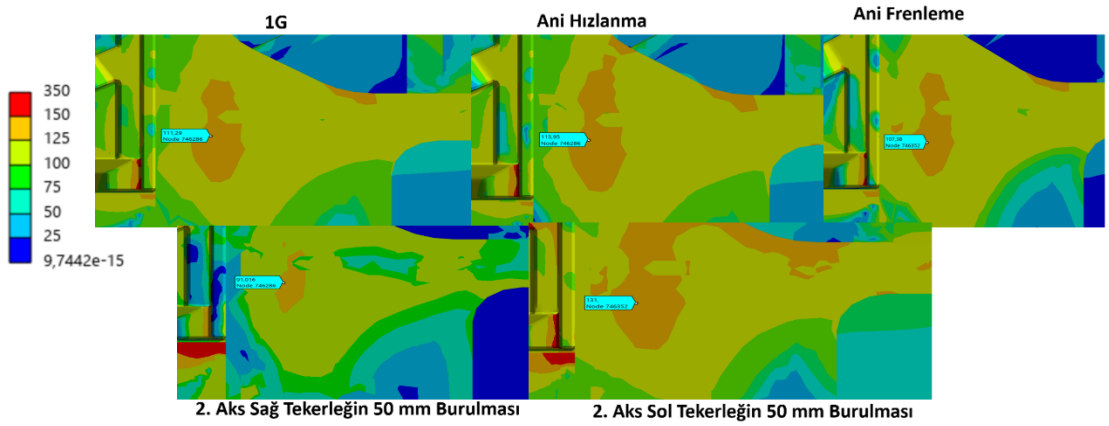
Diğer tüm senaryolar incelendiğinde, şasinin ana taşıyıcı profillerinin bağlantı bölgelerinde, 2. Aksın gövdeyi burmaya çalışması sonucu en yüksek gerilme 230 MPa olarak belirlenmiştir. (Şekil 4.8). Bu değer, standart yerçekimi koşullarındaki gerilme değerlerine göre 38 MPa'lık bir artış göstermekte olup, elde edilen bu gerilme değeri, 1,54 emniyet katsayısı ile elastik bölge sınırları içinde kalmaktadır.



Şekil 4.8. Belirlenen Senaryolar Altında Birinci Kabin Ana Taşıyıcı Profil Bağlantı Noktasında Oluşan Gerilme Dağılımı

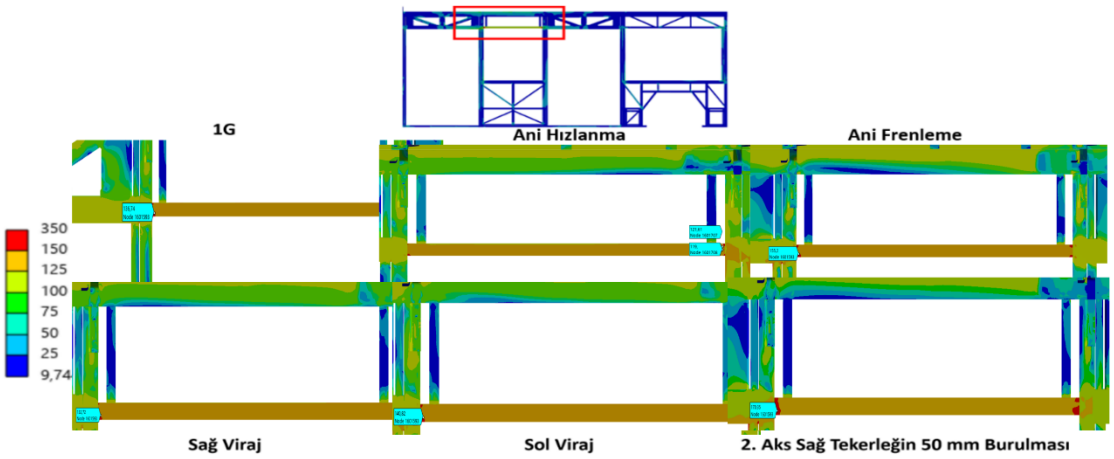
Şekil 4.4.'te incelenen şasi destek sacları üzerinde, 1G senaryosu altında 111 MPa'lık bir gerilme meydana geldiği gözlemlenmiştir. Diğer belirlenen senaryolar için aynı noktalarda yapılan ölçümler sonucunda, sol tekerleğin çukura düşmesi durumunda bu

noktadaki gerilme değerinde bir artış gözlemlenmiş ve gerilme 131 MPa'ya yükselmiştir. (Şekil 4.9). Elde edilen 131 MPa'lık gerilme değeri, kullanılan St44 sac malzemesinin akma sınırının altında kalmakta olup, bu değer 2,07 katlık bir emniyet katsayısına sahip olduğu sonucuna ulaşılmıştır.



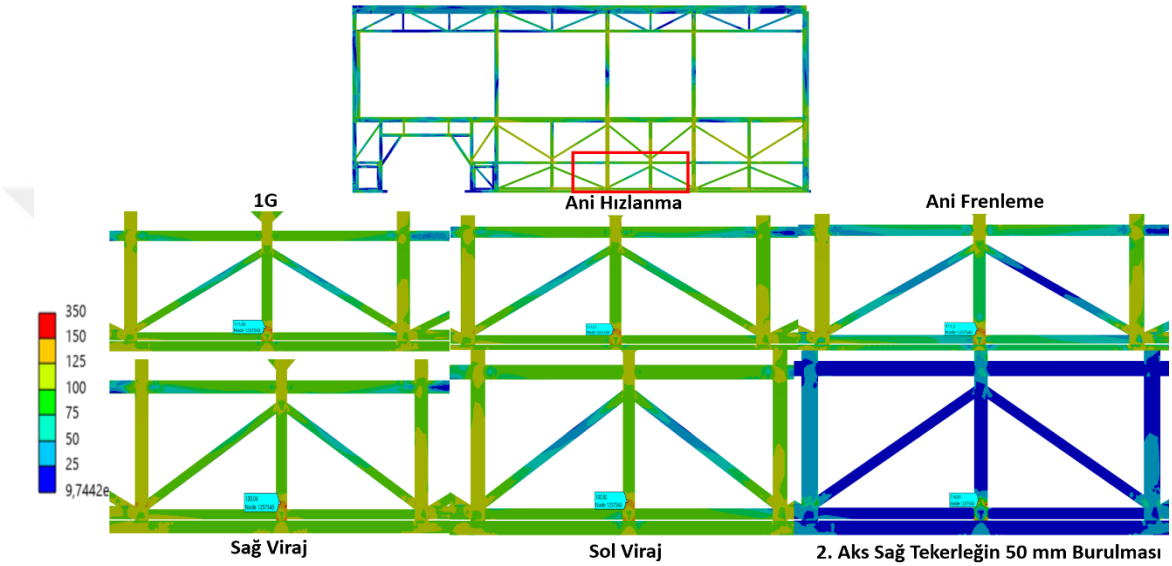
Şekil 4.9. Belirlenen Senaryolar Altında Birinci Kabin Destek Sacları Üzerindeki Gerilme Dağılımı

Birinci kabin sağ ve sol yan duvar profillerinin oluşturduğu yapı, tüm senaryolar kapsamında incelendiğinde, sağ yan duvar profillerinde 1G senaryosu altında oluşan 127 MPa'lık gerilmenin, sağ ve sol tekerleğin çukura düşmesiyle 170 MPa'ya kadar yükseldiği gözlemlenmiştir (Şekil 4.10). Bu durumda, sağ duvar profillerinin, en yüksek gerilme değerinin meydana geldiği senaryoda dahi 2,05 katlık bir emniyet katsayısına sahip olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.10. Belirlenen Senaryolar Altında Birinci Kabin Sağ Yan Duvar Profilleri Üzerindeki Gerilme Dağılımı

Sol yan duvar profilleri incelendiğinde, genel olarak düşük gerilme değerleri gözlemlenmiştir. Ancak, yer değiştirmelerin en yüksek olduğu profillerin bağlantı noktalarındaki gerilme değerleri 111 MPa seviyelerinde tespit edilmiştir. Araç viraj alırken kütle merkezinde meydana gelen ekstra ivme etkisiyle, aynı noktadaki gerilme değeri 120 MPa'ya kadar yükselmiştir. Bu gerilme değeri, kullanılan yapı çeliği için 2,91 katlık bir emniyet katsayısına sahip olup, yapısal açıdan herhangi bir hasar oluşması beklenmemektedir (Şekil 4.11).



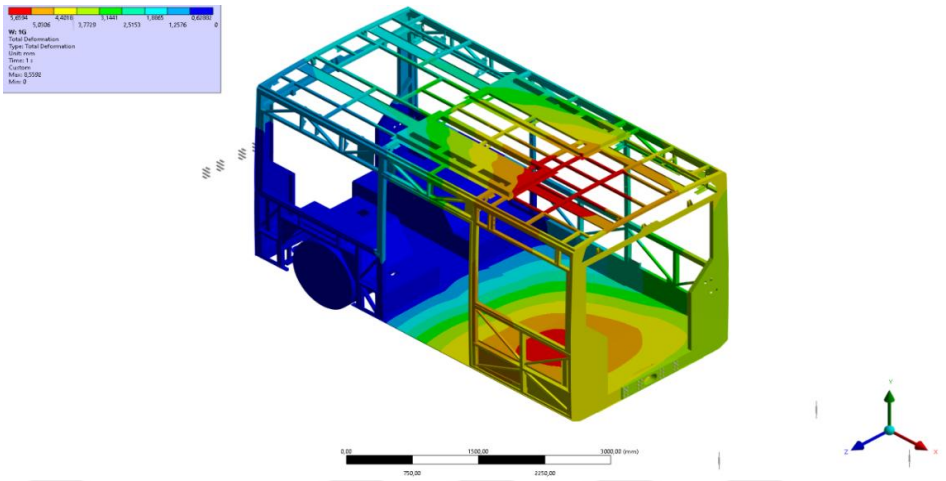
Şekil 4.11. Belirlenen Senaryolar Altında Birinci Kabin Sol Yan Duvar Profilleri Üzerindeki Gerilme Dağılımı

Birinci kabin, dört temel senaryo altında on bir farklı sınır koşulu için incelenmiştir. Yapılan incelemeler sonucunda, en yüksek gerilmenin şasi bölgesinde, sol tekerleğin bir çukura düştüğü senaryoda 320 MPa olarak meydana geldiği tespit edilmiştir. Bu değer, kullanılan malzeme için 1,09 katlık bir emniyet katsayısına sahiptir. Sağ ve sol yan duvar bölgelerinde ise oluşan gerilmeler sırasıyla 170 MPa ve 120 MPa olarak belirlenmiş olup, bu değerlerin her ikisi de emniyet katsayısının 2'nin üzerinde olduğu gözlemlenmiştir.

4.1.3. İkinci Kabin İçin 1G Sınır Koşulu Altında Elde Edilen Statik Yapısal Analiz Sonuçları

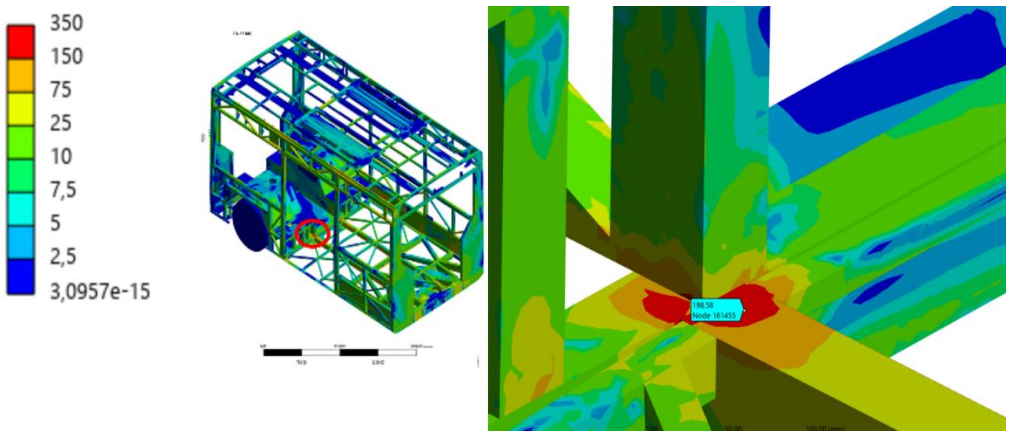
Standart yerçekimi senaryosunda, ikinci kabin üzerindeki yer değiştirmeler incelendiğinde, en yüksek yer değiştirmenin ikinci kabinin havuz bölgesinde 5,65 mm olarak gerçekleştiği gözlemlenmiştir. (Şekil 4.12). Bu bulgu, aracın tamamen yüklü

durumda, ikinci kabinin özellikle havuz bölgesinde daha belirgin bir şekilde deformasyona uğradığını göstermektedir.



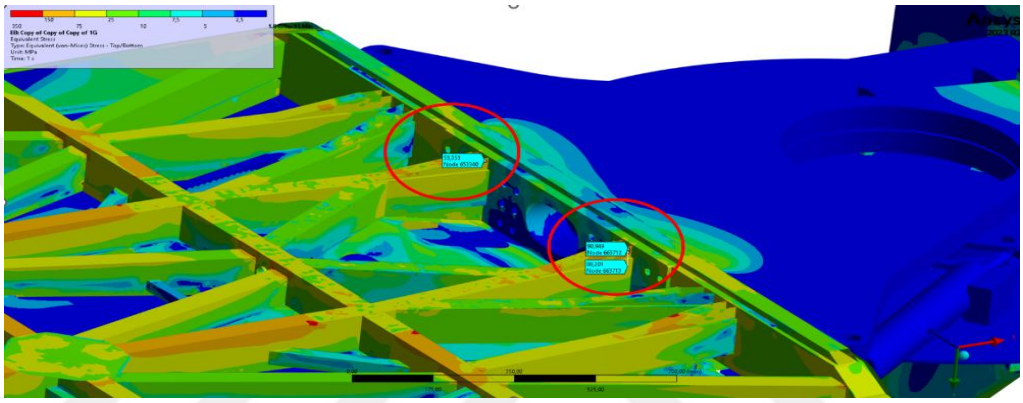
Şekil 4.12. İkinci Kabin Üzerinde Oluşan Yer Değiştirme

İkinci kabin üzerinde gerçekleştirilen standart yerçekimi senaryosunda, en yüksek gerilme, birinci kabine benzer şekilde, ana taşıyıcı bölgelerinin bağlantı noktalarında 198 MPa olarak gözlemlenmiştir (Şekil 4.13). Bu gerilme değeri, ikinci kabinin yapısal bütünlüğünü etkileyebilecek önemli bir parametre olarak değerlendirilmiştir. Özellikle taşıyıcı bileşenlerin bağlantı noktalarında yoğunlaşan bu gerilmeler, kabinin güvenli kullanımını sağlamak amacıyla tasarım aşamasında dikkate alınması gereken kritik alanlar olarak belirlenmiştir. Elde edilen bu sonuç, ikinci kabinin optimizasyon sürecinde yapısal dayanıklılıktan ödün verilmeden bir tasarım yaklaşımının benimsenmesi gerektiğini ortaya koymaktadır.



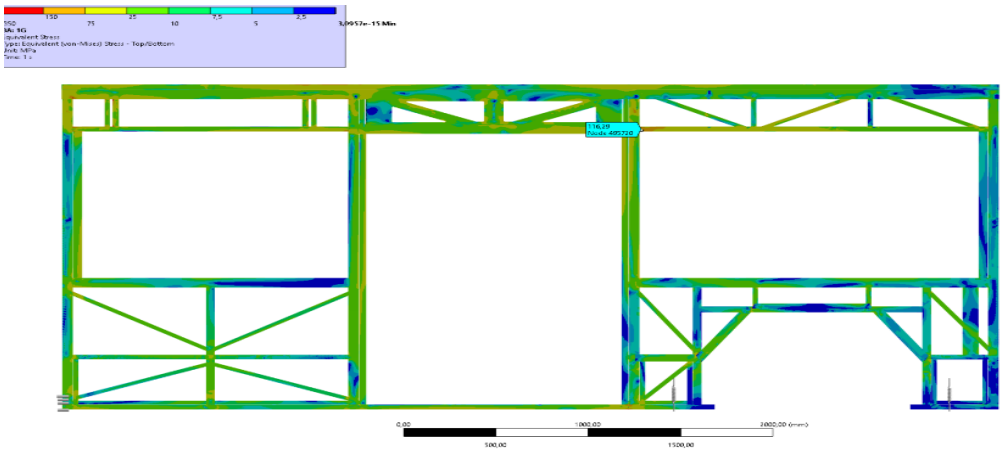
Şekil 4.13. İkinci Kabin Ana Taşıyıcı Bağlantı Profili Üzerinde Oluşan Gerilme Dağılımı

İkinci kabin şasisinin alt görünüşü incelendiğinde, körük sacının basma yüzeyinde 128 MPa'lık bir gerilme değeri gözlemlenmiştir. Ayrıca, sacın geometrik geçiş bölgelerinde 95 MPa, bazı profil kaynak noktalarında ise 119 MPa'lık gerilmelerin oluştuğu tespit edilmiştir. İkinci kabinin iç kısmında yer alan alt saclarda ise bu gerilme değeri 62 MPa olarak belirlenmiştir. İkinci kabin şasi destek sacının altında yer alan ve körük Bulkhead'ına bağlanan profiller üzerinde 90 MPa'lık bir gerilme meydana geldiği gözlemlenmiştir. Bu gerilme değeri, kullanılan yapı çeliği için elastik sınırlar içinde kalmakta olup, 3,8 katlık bir emniyet katsayısına sahip olduğu belirlenmiştir (Şekil 4.14).



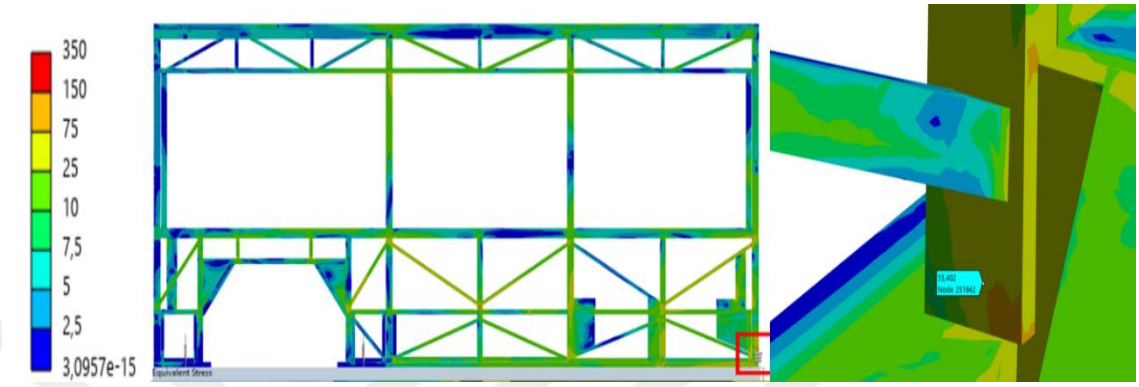
Şekil 4.14. İkinci Kabin Körük Bağlantı Noktaları Üzerindeki Gerilme Dağılımı

İkinci kabin sağ ve sol duvar profilleri incelendiğinde, sağ yan duvar bölgesinde en yüksek gerilmenin, birinci kabinde olduğu gibi kapı ve cam boşluklarında tekil noktalar halinde oluştuğu gözlemlenmiştir. Sağ yan duvar yapısında yapılan incelemeler sonucunda, bu gerilme değeri 116 MPa olarak belirlenmiştir (Şekil 4.15).



Şekil 4.15. İkinci Kabin Sağ Yan Duvar Üzerindeki Gerilme Dağılımı

Sol yan duvar profilleri incelendiğinde, genel olarak düşük gerilme değerlerine rastlanmıştır. Ancak, ikinci kabin standart yerçekimi senaryosu için en yüksek gerilme, 55 MPa olarak, şasi profillerinin bağlantı noktalarında meydana geldiği gözlemlenmiştir. Şekil (4.16).

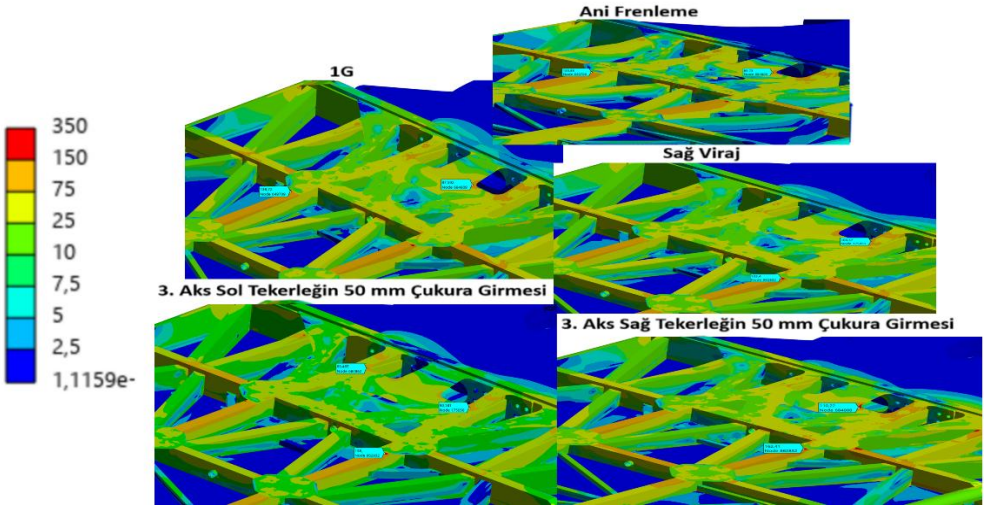


Şekil 4.16. İkinci Kabin Sol Yan Duvar Üzerindeki Gerilme Dağılımı

Standart yerçekimi senaryosunda, ikinci kabinde oluşan gerilmelerin en büyüğü, kullanılan S350GD+Z malzemesinin elastik bölgesinde yer almakta olup, en yüksek gerilmenin emniyet katsayısı 2,71 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen bu sonuçlar doğrultusunda, ikinci kabin sağ ve sol yan duvar bölgelerinin yapısal bir hasar alması beklenmemektedir.

4.1.4. Sağ ve Sol Viraj, Ani Hızlanma ve Frenleme, Çukur Senaryoları – İkinci Kabin Yapısal Analiz Sonuçları

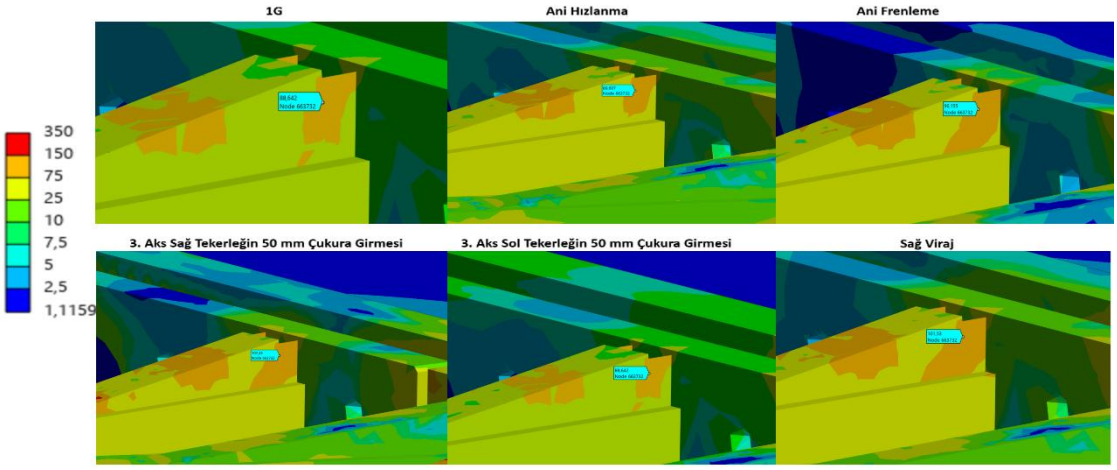
Standart yerçekimi senaryosunda incelenen körük birleşim noktaları ve ana taşıyıcı profil bağlantı noktalarında, senaryoların değişimiyle birlikte bir miktar gerilme değişikliği gözlemlenmiştir. İkinci kabin tüm senaryolar için değerlendirildiğinde, şasi alt saclarında oluşan ve en yüksek gerilme değeri 90 MPa olarak tespit edilen gerilme, 3. Aksın şasiyi burması ile 128 MPa'ya yükselmiştir. Aynı şekilde, profil bağlantı noktalarında oluşan 139 MPa'lık gerilme değeri de 163 MPa'ya ulaşmıştır (Şekil 4.17).



Şekil 4.17. Belirlenen Senaryolar Altında İkinci Kabin Şasisi Üzerindeki Gerilme Dağılımı

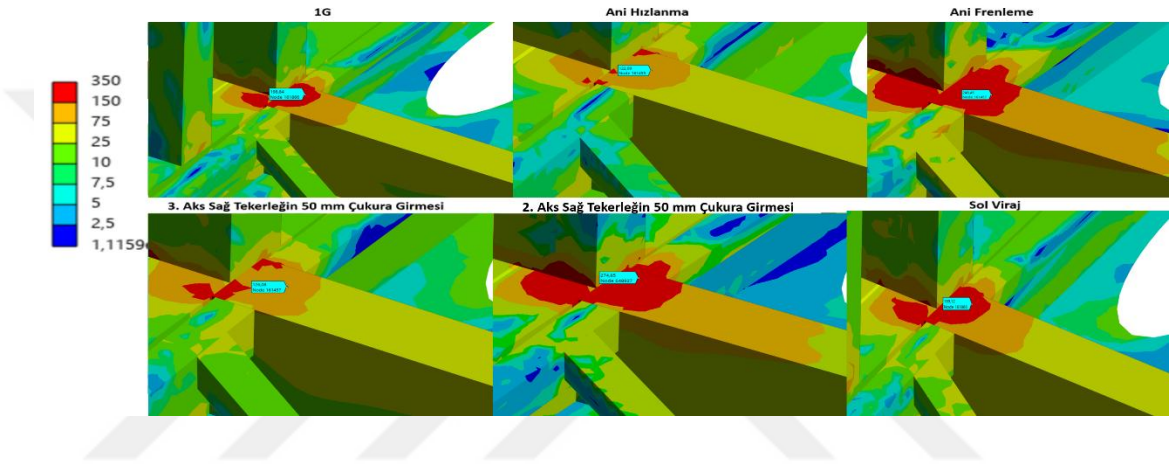
İkinci kabin şasisinin birinci kabin ile bağlandığı noktalardaki profiller ve destek sacları, tüm senaryolar için incelendiğinde, oluşan en yüksek gerilme değeri 163 MPa olarak belirlenmiştir. Elde edilen bu sonuçlar doğrultusunda, körük bağlantı noktalarının en kritik senaryoda bile 2,14 kat emniyetli olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Şekil 4.14'te verilen Bulkhead bağlantı noktalarındaki gerilme değerleri, standart yerçekimi senaryosunda 90 MPa olarak gözlemlenmiştir. Tüm senaryolar incelenip aynı noktadan yapılan gerilme okumaları sonucunda, ikinci kabinin en fazla burulduğu senaryo olan çukura düşme durumunda, gerilme değerlerinin bir miktar arttığı ve 102 MPa'ya yükseldiği tespit edilmiştir (Şekil 4.18).



Şekil 4.18. Belirlenen Senaryolar Altında İkinci Kabin Körük Bağlantı Noktaları Üzerindeki Gerilme Dağılımı

Sonuç olarak, ikinci kabin, birinci kabinle benzer şekilde dört ana senaryo ve on bir farklı sınır koşulu altında incelendiğinde, en yüksek gerilme ve yer değiştirmenin oluştuğu bölge, şasi üzerindeki ana taşıyıcı profiller olarak belirlenmiştir. Taşıyıcı profiller üzerinde meydana gelen yer değiştirmeler nedeniyle bağlantı noktalarında gerilme yığılmaları gözlemlenmiş ve bu değer, tüm senaryolar altında belirli oranlarda farklılıklar göstermiştir. Standart yerçekimi senaryosunda, söz konusu bölgede 198 MPa'lık bir gerilme oluşmuşken, aksların gövdeyi burma etkisiyle çukura düşme senaryosunda bu değer 275 MPa'ya kadar yükselmiştir (Şekil 4.19).



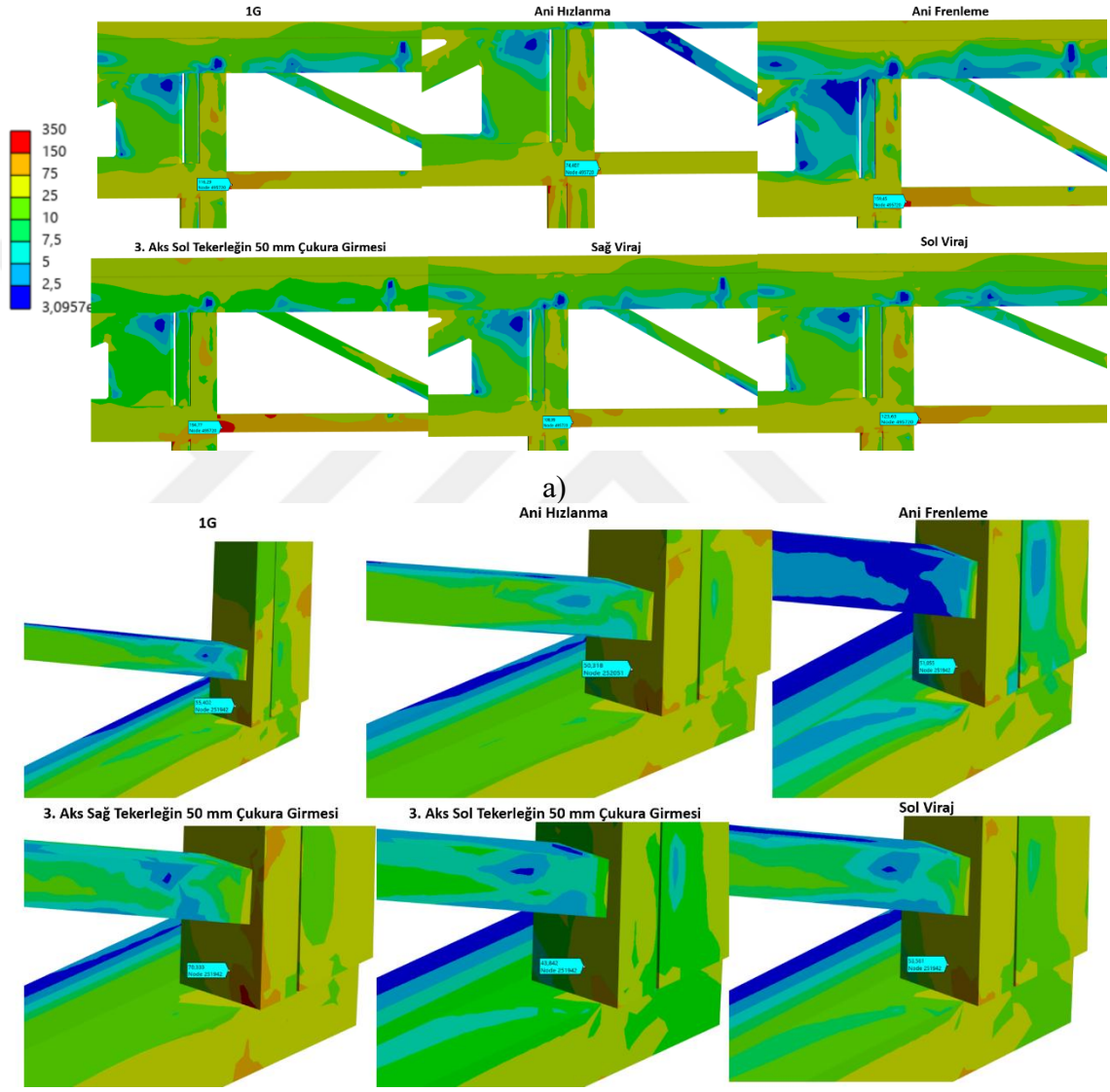
Şekil 4.19. Belirlenen Senaryolar Altında İkinci Kabin Ana Taşıyıcı Profil Bağlantı Noktası Üzerindeki Gerilme Dağılımı

İkinci kabin şasisi, olabilecek en kötü senaryoda 1,27 kat emniyetli olarak değerlendirilmiştir. Kullanılan yapı çeliğinin akma sınırının 350 MPa olduğu ve aracın sürekli olarak İstanbul Büyükşehir Belediyesi (İBB) metrobüs hattında çalıştığı göz önünde bulundurulduğunda, statik ve dinamik yüklerin etkisiyle herhangi bir yapısal hasar meydana gelmesi beklenmemektedir (Şekil 4.20).



Şekil 4.20. Metrobüs Hattında Aktif Görev Alan Bir Aracın İkinci Kabin Şasi Görünümü

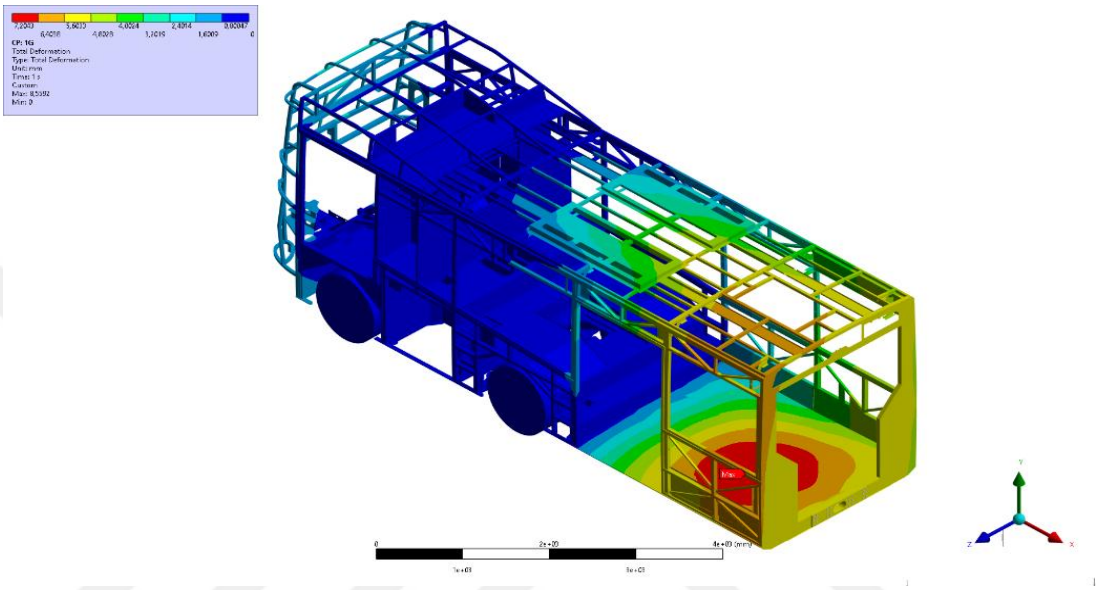
İkinci kabinin sağ ve sol yan duvar bölgesi, tüm senaryolar için incelendiğinde, en yüksek gerilme değeri 1G senaryosundan farklı olarak, 3. Aksın sol tekerleğinin çukura düşerek gövdeyi burulmaya zorladığı senaryoda 194 MPa olarak gözlemlenmiştir (Şekil 4.21). Elde edilen bu değer, kullanılan yapı çeliğinin akma sınırına kıyasla 1,8 kat emniyetli olup, yapısal açıdan herhangi bir tehlike oluşturmadığı tespit edilmiştir.



Şekil 4.21. Belirlenen Senaryolar Altında İkinci Kabin a) Sağ yan duvar, b) Sol Yan Duvar Üzerindeki Gerilme Dağılımları

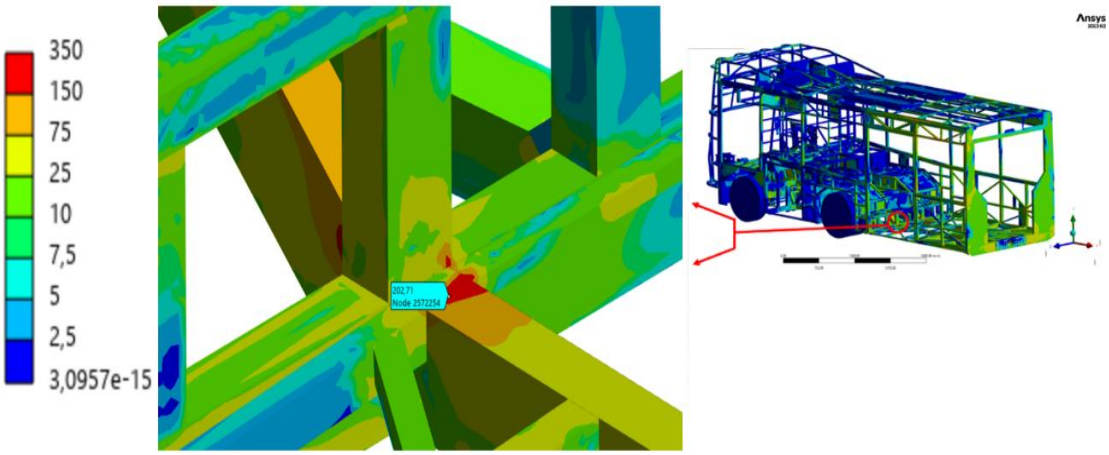
4.1.5. Üçüncü Kabin İçin 1G Sınır Koşulu Altında Elde Edilen Statik Yapısal Analiz Sonuçları

Standart yerçekimi senaryosunda, üçüncü kabin üzerindeki yer değiştirme incelendiğinde, en yüksek yer değiştirmenin, üçüncü kabinin havuz bölgesinde 7,2 mm olarak meydana geldiği gözlemlenmiştir (Şekil 4.22).



Şekil 4.22. Üçüncü Kabin Üzerindeki Yer Değiştirme Oluşumu

Üçüncü kabin şasisi üzerinde, ana taşıyıcı profillerinin bağlantı noktalarında, kabin merkezinde meydana gelen yer değiştirme nedeniyle 202 MPa'lık bir gerilme oluştuğu gözlemlenmiştir (Şekil 4.23).



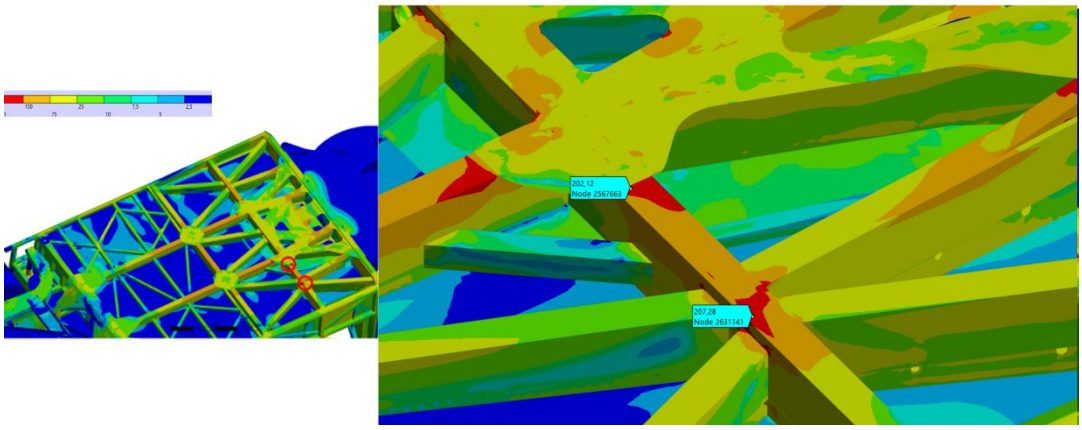
Şekil 4.23. Üçüncü Kabin Ana Taşıyıcı Bağlantı Profili Üzerindeki Gerilme Dağılımı

Bu değer, kullanılan yapı çeliği için 1,73 kat emniyetli olup, herhangi bir yapısal hasar beklenmemektedir. Ayrıca, İstanbul Büyükşehir Belediyesi Metrobüs hattında aktif olarak çalışan ve 200.000 km'ye ulaşan araçlardan elde edilen görseller doğrultusunda, üçüncü kabin için kritik herhangi bir bölgede yorulma hasarına rastlanmamıştır (Şekil 4.24).



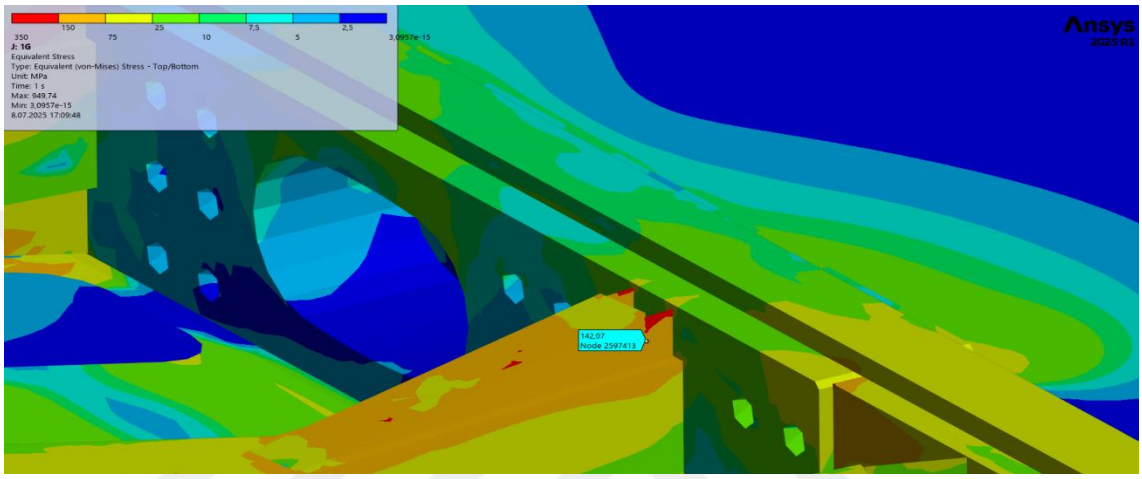
Şekil 4.24. Metrobüs Hattında Aktif Görev Alan Bir Aracın Bağlantı Üçüncü Kabin Taşıyıcı Bağlantı Profili Görüntüsü

Üçüncü kabin şasisi incelendiğinde, körük birleşim noktalarına yakın bölgelerde, süreksiz geçişlerin bulunduğu bölgelerde standart yerçekimi senaryosunda 203 MPa'lık bir gerilme oluştuğu gözlemlenmiştir. Bu gerilme değeri, kullanılan malzemenin akma sınırına göre 1,72 kat emniyetli olup, yapısal açıdan herhangi bir risk bulunmamaktadır (Şekil 4.25).



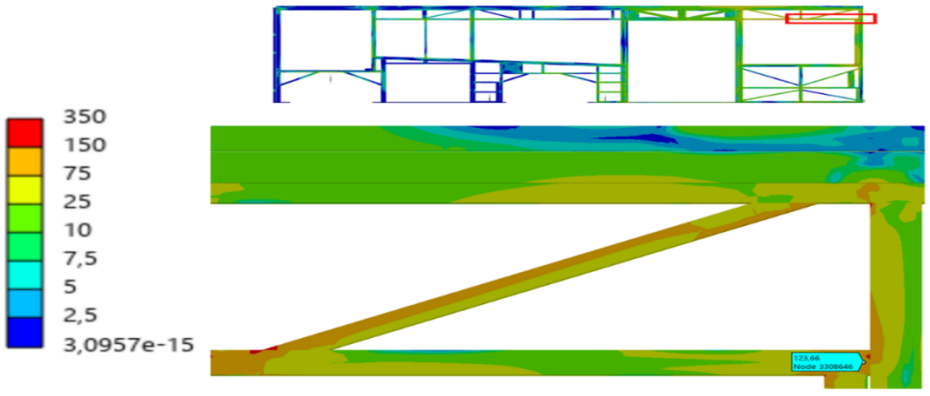
Şekil 4.25. Üçüncü Kabin Şasi Destek Sacı ve Çevresinde Oluşan Gerilme Dağılımı

Destek sacının altında yer alan ve körük birleşimleri için kullanılan bulkhead ile bağlanan U profili ve destek profilleri incelendiğinde, bulkhead ile kaynaklı bağlantının yapıldığı bazı noktalarda 142 MPa'lık bir gerilme meydana geldiği gözlemlenmiştir (Şekil 4.26). Elde edilen bu gerilme değeri, kaynak hattı boyunca sürekli bir ilerleme göstermeyip, tekil noktalarla sınırlı kalmış olup, kullanılan yapı çeliğinin malzeme özellikleri ile kıyaslandığında 2,46 kat emniyetli olduğu belirlenmiştir.



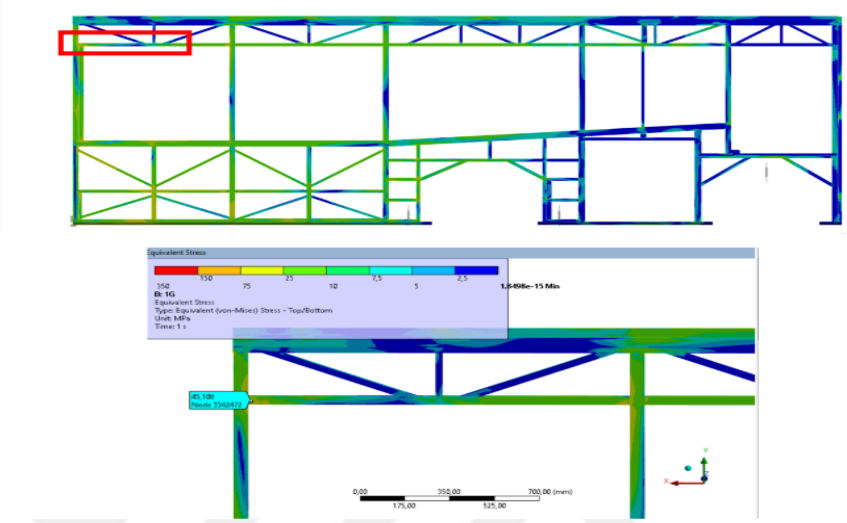
Şekil 4.26. Üçüncü Kabin Körük Bağlantı Bölgesi Üzerindeki Gerilme Dağılımları

Üçüncü kabin sağ ve sol duvar profilleri incelendiğinde, sağ yan duvar bölgesinde en yüksek gerilmenin birinci ve ikinci kabinde olduğu gibi kapı ve cam boşluklarında 123 MPa olarak görülmüştür. Oluşan gerilme yan duvar profilleri üzerinde sürekli bir dağılım göstermemiş olup kaynak bağlantılarının yapıldığı bölgelerinde meydana gelmiştir (Şekil 4.27).



Şekil 4.27. Üçüncü Kabin Sağ Yan Duvar Bölgesi Gerilme Dağılımı

Üçüncü kabin için sol yan duvar profillerini oluşturan yapı incelendiğinde, en yüksek gerilmenin 40 MPa değeri ile profil bağlantı noktalarında oluştuğu gözlemlenmiştir. Genel olarak, tüm kabinlerin sağ ve sol yan duvar yapılarını oluşturan bölgelerde kritik ve sürekli gerilmelere rastlanmamıştır (Şekil 4.28).



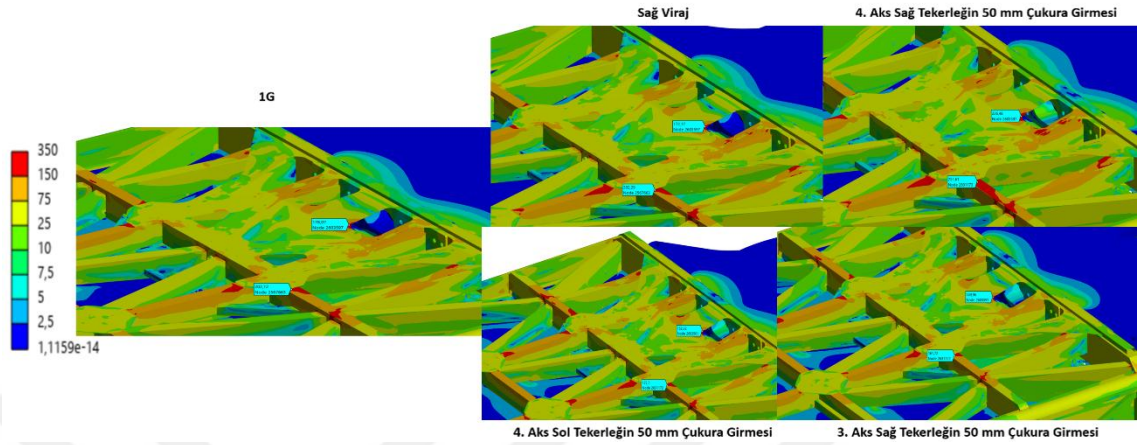
Şekil 4.28. Üçüncü Kabin Sol Yan Duvar Bölgesi Gerilme Dağılımı

Üçüncü kabin sağ ve sol yan duvar profilleri üzerinde yapılan incelemede, standart yerçekimi senaryosunda oluşan gerilmelerin tamamının kullanılan S350GD+Z malzemesinin elastik bölgesinde yer aldığı tespit edilmiştir. En yüksek gerilmenin emniyet katsayısı 2,91 kat olarak hesaplanmıştır. Elde edilen bu sonuçlar doğrultusunda, üçüncü kabin sağ ve sol yan duvar bölgelerinde yapısal bir hasar oluşmasının olasılığı düşük olarak değerlendirilmiştir.

4.1.6. Sağ ve Sol Viraj, Ani Hızlanma ve Frenleme, Çukur Senaryoları – Üçüncü Kabin Yapısal Analiz Sonuçları

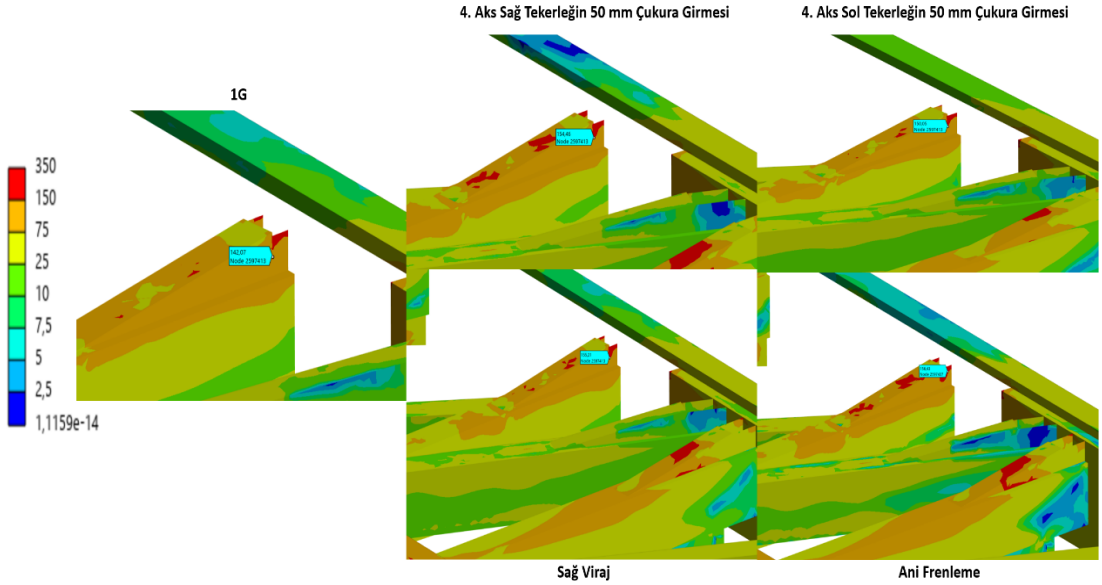
Standart yerçekimi senaryosunda incelenen körük birleşim noktaları ve ana taşıyıcı profil bağlantı noktaları üzerinde, senaryoların değişmesi ve bunun sonucunda gövde karkasının farklı ivme ve burulma zorlanmalarına maruz kalması nedeniyle gerilme değerlerinde değişiklikler meydana gelmiştir. Üçüncü kabin, tüm senaryolar için değerlendirildiğinde, şasi alt destek saclarında oluşan en yüksek gerilme değeri 178 MPa olarak tespit edilmiş olup, 4. Aksın şasiyi burması ile bu değer 226 MPa'ya yükselmiştir. Ayrıca, profil

bağlantı noktalarında süreksiz geçiş nedeniyle oluşan 202 MPa'lık gerilme değeri de 251 MPa'ya yükselmiştir (Şekil 4.29).



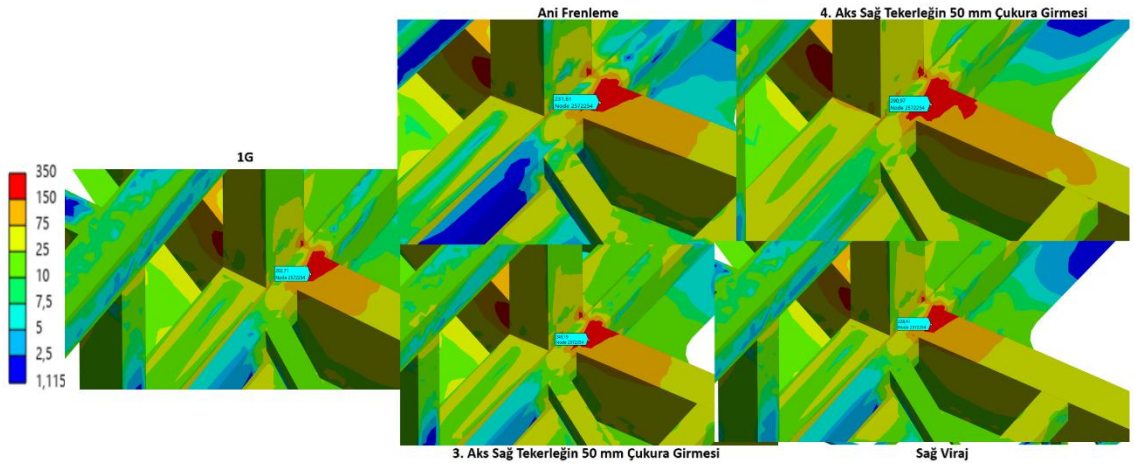
Şekil 4.29. Belirlenen Senaryolar Altında Üçüncü Kabin Şasi Bölgesi ve Destek Sacları Üzerindeki Gerilme Dağılımı

Bulkhead bağlantı noktalarındaki gerilme değerleri, standart yerçekimi senaryosunda 142 MPa olarak elde edilmiştir. Tüm senaryolar incelendiğinde, aracın ani frenleme ile kütle merkezinden 6,87 m/s² ivmelenmesi sonucu, aynı noktadaki gerilme değeri 156 MPa'ya yükselmiştir (Şekil 4.30).



Şekil 4.30. Belirlenen Senaryolar Altında Üçüncü Kabin Körük Bağlantı Noktaları Üzerindeki Gerilme Dağılımı

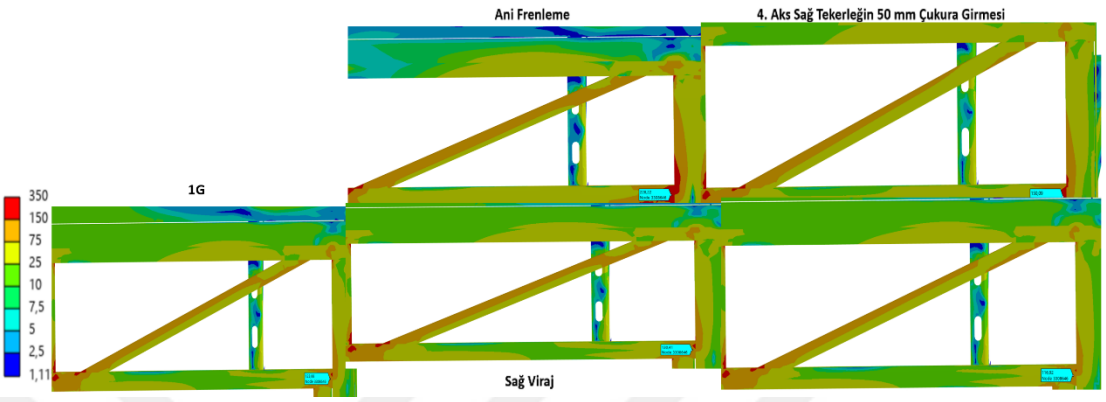
Üçüncü kabin şasisinin körük bağlantı noktaları yakınlarında yapılan incelemeler sonucunda, tüm senaryolar için oluşan en yüksek gerilme değeri 156 MPa olarak belirlenmiştir. Elde edilen bu sonuçlar doğrultusunda, körük bağlantı noktalarının en kritik senaryoda dahi 2,24 kat emniyetli olduğu sonucuna varılmıştır. Üçüncü kabin üzerinde en yüksek gerilme ve yer değiştirmenin gözlemlendiği bölge, şasi üzerindeki ana taşıyıcı profillerinin yapıyı yalpa (roll) ekseninde destekleyen profiller ile bağlantı noktalarıdır. Taşıyıcı profillerdeki yer değiştirme nedeniyle bağlantı noktalarında gerilme yığılmaları oluşmuş ve bu değerler tüm senaryolar kapsamında belirli oranlarda farklılık göstermiştir. Söz konusu bölgede, standart yerçekimi senaryosunda 202 MPa gerilme değeri oluşmuşken, 4. Aksın üçüncü kabini burulmaya zorladığı senaryoda bu değer 290 MPa'ya kadar yükselmiştir (Şekil 4.31). Sonuç olarak, üçüncü kabin şasisi, olabilecek en kötü senaryoda 1,20 kat emniyetli olarak değerlendirilmiştir. Kullanılan yapı çeliğinin akma sınırının 350 MPa olduğu ve aracın sürekli olarak İstanbul Büyükşehir Belediyesi (İBB) metrobüs hattında çalıştığı göz önünde bulundurulduğunda, statik ve dinamik yüklerin etkisiyle herhangi bir yapısal hasar meydana gelmesi beklenmemektedir.



Şekil 4.31. Belirlenen Senaryolar Altında Üçüncü Kabin Ana Taşıyıcı Profil Bağlantı Noktaları Üzerindeki Gerilme Dağılımı

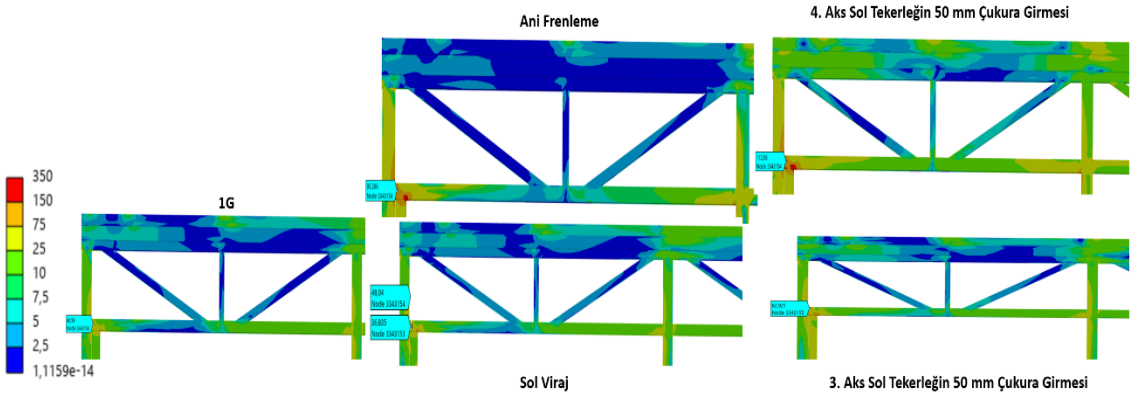
Üçüncü kabin sağ yan duvar yapısında yapılan gerilme analizi incelendiğinde, 1G sınır koşulunda elde edilen en yüksek gerilme değeri 123 MPa olarak belirlenmiştir. Ancak, ani frenleme senaryosunda bu değer 222 MPa'ya yükselmiştir. Aracın frenleme ivmesi ve körükler arasındaki etkileşim sonucunda sağ yan duvar bölgesindeki gerilme değerlerinde bir artış gözlemlenmiştir. Bununla birlikte, elde edilen gerilme değerlerinin,

kullanılan S350GD+Z yapı çeliği malzemesi için 1,57 kat emniyetli olduğu ve oluşan gerilmelerin yalnızca tekil noktalarda yoğunlaştığı, kaynak hattı üzerinde herhangi bir yayılım göstermediği sonucuna varılmıştır (Şekil 4.32).



Şekil 4.32. Belirlenen Senaryolar Altında Üçüncü Kabin Sağ Yan Duvar Bölgesi Gerilme Dağılımı

Sol yan duvar profilleri incelendiğinde, sağ yan duvar profillerine benzer olarak, gövdenin burulması ve ani hızlanma durumlarında, 1G sınır koşulundan farklı olarak gerilme değerlerinde bir artış gözlemlenmiştir. 1G senaryosunda 40 MPa olan gerilme, bu durumlar altında 112 MPa'ya kadar yükselmiştir (Şekil 4.33). Elde edilen bu gerilme değeri, kullanılan çeliğin elastik bölgesinde kalmakta olup, malzemenin 3,12 kat emniyetli olduğunu göstermektedir.



Şekil 4.33. Belirlenen Senaryolar Altında Üçüncü Kabin Sol Yan Duvar Bölgesi Gerilme Dağılımı

4.1.7. Gövde Karkası Doğal Frekans Analizi

Doğal frekans analizleri yapılırken, aks taban tahtası ve yüzey sacları iptal edilmiştir. Sonuçların etkilenmemesi amacıyla, kütle dengesi sabit tutulmuş ve iptal edilen parçalar yerine noktasal kütleler, kendi kütle merkezleri ve ataletleri ile tanımlanmıştır. Tüm kabinler için, temel olarak 10 mod çıkarılarak genel eğilim ve frekans değerleri incelenmiştir. Birinci kabin için yapılan doğal frekans analizi sonuçlarına göre, ilk 10 modda gövde karkasının genelinde, 5 Hz ile 22 Hz arasında eğilme ve burulma modlarında salınım gözlemlenmiştir (Çizelge 4.1).

Çizelge 4.1. Birinci Kabin Doğal Frekans Analizleri

Mod	Frekans (Hz)	Mod Şekli (Mesnetli)
1	5,1919	Yanal Eğilme Modu
2	6,4534	Dikey Eğilme Modu
3	8,8164	Dikey Eğilme Modu
4	9,5481	Yanal Eğilme Modu
5	10,277	Burulma Modu
6	11,988	Burulma Modu
7	15,325	Burulma Modu
8	21,1	Dikey-Yanal Eğilme Modu
9	21,567	Burulma Modu
10	22,613	Eğilme – Burulma Modu

İkinci kabin için yapılan doğal frekans analizi sonuçlarına göre, ilk 10 modda gövde karkasının genelinde, 7 Hz ile 27 Hz arasında eğilme ve burulma modlarında salınımlar gözlemlenmiştir (Çizelge 4.2).

Çizelge 4.2. İkinci Kabin Doğal Frekans Analizleri

Mod	Frekans (Hz)	Mod Şekli (Mesnetli)
1	7,2706	Yanal Eğilme Modu
2	8,5609	Dikey Eğilme Modu
3	9,5049	Dikey Eğilme Modu
4	14,141	Yanal Eğilme Modu
5	20,925	Burulma Modu
6	24,917	Burulma Modu
7	25,183	Burulma Modu
8	27,1	Dikey-Yanal Eğilme Modu
9	27,24	Burulma Modu
10	27,546	Eğilme – Burulma Modu

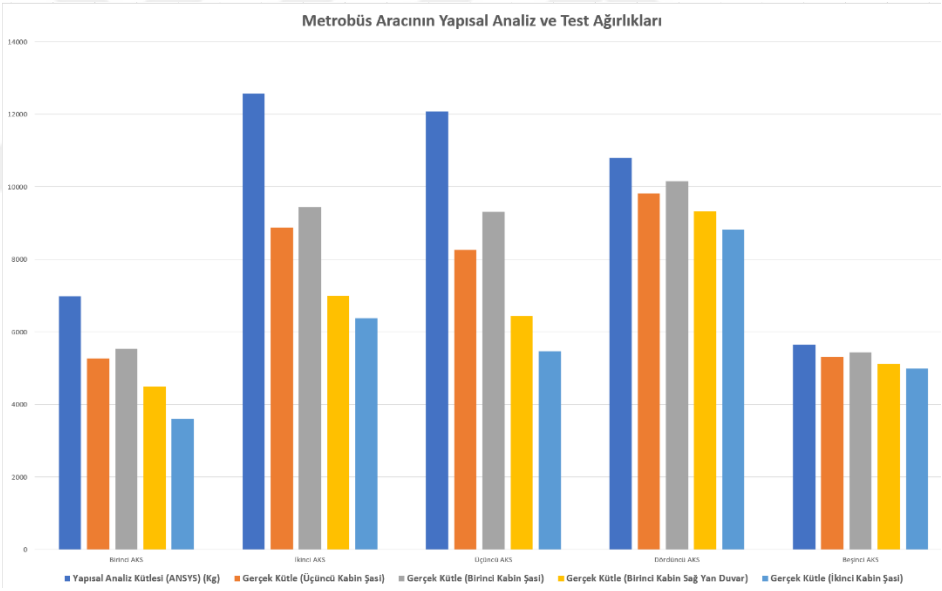
Üçüncü kabin için yapılan doğal frekans analizi sonuçlarına göre, ilk 10 modda gövde karkasının genelinde, 5 Hz ile 18 Hz arasında eğilme ve burulma modlarında salınımlar gözlemlenmiştir (Çizelge 4.3).

Çizelge 4.3. Üçüncü Kabin Doğal Frekans Analizleri

Mod	Frekans (Hz)	Mod Şekli (Mesnetli)
1	5,2211	Dikey Eğilme Modu
2	6,6063	Yanal Eğilme Modu
3	8,7795	Dikey Eğilme Modu
4	9,7464	Yanal Eğilme Modu
5	10,656	Yanal Eğilme Modu
6	10,786	Burulma Modu
7	14,618	Burulma Modu
8	15,724	Dikey-Yanal Eğilme Modu
9	18,158	Burulma Modu
10	18,349	Eğilme – Burulma Modu

4.2. İvme Ölçer ve Gerinim Ölçer Kullanarak İstanbul Büyük Şehir Belediyesi Metrobüs Hattı Çalışma Şartlarında Yapısal Analizlerin Doğrulanması

Metrobüs aracının gerinim ölçer testleri, Cevizlibağ – Beylikdüzü hattı arasında gerçekleştirilmiş olup, her bir test noktası için ayrı bir sefer yapılmıştır ve yolcu yoğunlukları her seferde farklılık göstermektedir. Yapısal analizler çerçevesinde, gövde karkası, en zorlu koşul olarak kabul edilen ve aksların en son müsaade ettiği 48.055 kg yük ile modellenmiştir. Ancak, belirtilen testlerde yolcu kütleleri her seferde değişmiş ve hiçbir test koşulunda ekstrem koşullar olarak belirlenen yüklemelere ulaşılmamıştır (Şekil 4.34). Bu durum sonucunda, gerinim ölçer cihazından elde edilen gerilme değerleri ile yapısal analiz sonuçları arasında pozitif yönde farklar gözlemlenmiştir. Ancak, kütlenin önemli olmadığı ve gerilme değerlerine etki etmediği yan duvar gibi bölgelerde, gerinim ölçer ile yapısal analiz sonuçlarının birbirleriyle %93 oranında uyum sağladığı tespit edilmiştir.



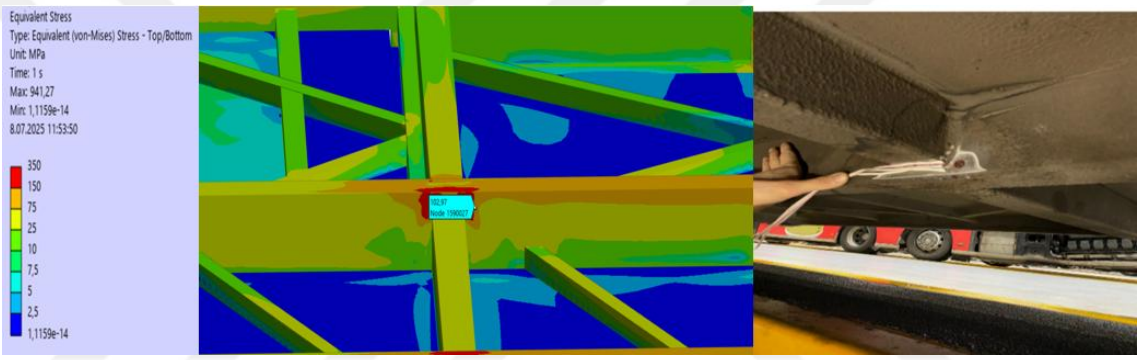
Şekil 4.34. Test ve Yapısal Analiz Esnasında Aks Ağırlıkları

4.2.1. Birinci Kabin Şasi Bölgesi Gerinim Ölçer Bağlantısı

Gerinim ölçer (strain gage) bağlantıları, birinci kabin üzerinde iki farklı noktada gerçekleştirilmiştir. İlk uygulama noktası, şasi üzerinde süreksiz geçişler nedeniyle gerilme yığılmasının meydana geldiği ve ana taşıyıcı profillere dik doğrultuda destek olarak eklenmiş 60x80x3 mm boyutlarındaki profil üzerine yapılmıştır. Bu profil üzerinde yapısal analizlerden elde edilen gerilme yığılmalarının oldukça yüksek olduğu

bölgeler, strain gage boyutlarının uygun olmaması nedeniyle ölçüm noktası olarak seçilememiştir. Ancak, yapısal analizlerin doğruluğunu sağlamak amacıyla, uygulanabilecek en uygun nokta belirlenerek gerinim ölçer bağlantısı yapılmıştır. Strain gage'lerin bağlandığı ikinci nokta ise kapı boşluğu içinde yer almakta olup, bu nokta da gerilme ölçümlerinin doğrulanabilmesi için uygun bir konum olarak seçilmiştir.

Gerinim ölçer bağlantısı yapılmadan önce, bağlantı yüzeyleri dikkatli bir şekilde kalın zımparalardan inceye doğru (60 – 80 – 120 – 240 – 360) zımparalar kullanılarak temizlenmiştir. Bu işlem sonrasında, izopropil alkol yardımıyla yüzeydeki kirler temizlenmiş ve yüzey, gerinim ölçerin yapıştırılmasına uygun hale getirilmiştir (Şekil 4.35).



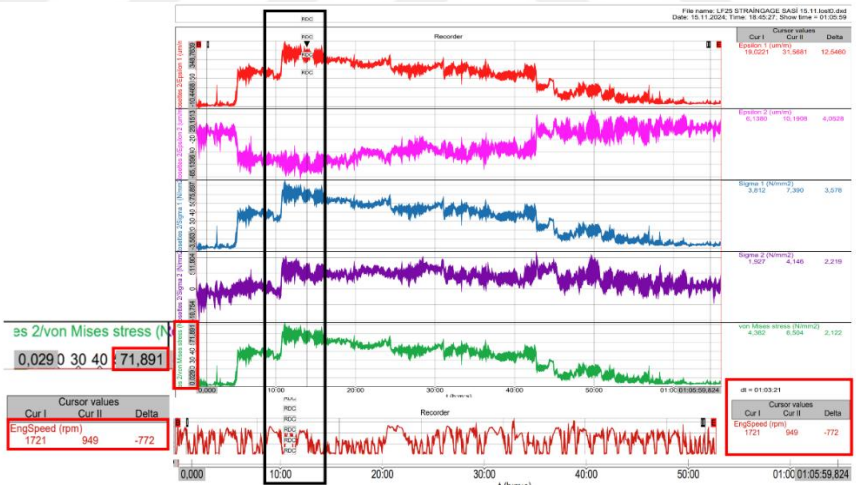
Şekil 4.35. Birinci Kabin Şasi Gerinim Ölçer Bağlantısı

Strain Gage bağlantısı, 5 metre uzunluğunda bir kablo ile yapılmakta olup, bu kablo şasi altında gerçekleştirilen kablolama ile araç içerisine kadar uzanmaktadır (Şekil 4.36).



Şekil 4.36. Birinci Kabin Şasi Gerinim Ölçer Bağlantı Detayları

Yapılan gerinim ölçer testlerinin analizine göre, aracın hareketi sırasında hızlanma ve motor devrinin 1700 RPM seviyelerine ulaşmasıyla birlikte gerinim ve gerilme değerlerinde bir artış gözlemlenmiştir. Şekil 4.35.' de sunulan analiz sonuçlarına göre, 104 MPa olarak hesaplanan gerilme değeri, araç üzerinden alınan gerçek ölçümlere göre, araç eksenine 45 derece yerleştirilen gerinim ölçer ile elde edilen asal gerilme olarak 75,89 MPa ve eşdeğer Von Mises gerilmesi olarak ise 71,89 MPa olarak kaydedilmiştir. Test sırasında araç aksları üzerinden alınan veriler incelendiğinde, testin yapıldığı saatte, birinci kabinin taşıyıcı aksları olan birinci ve ikinci akslar üzerine 14,961 kg'lık bir yükleme uygulandığı tespit edilmiştir. Yapısal analizler çerçevesinde, ekstrem koşulların modellenmesi amacıyla birinci ve ikinci akslar üzerine 19,541 kg'lık bir yükleme uygulanmıştır. Bu doğrultuda, gerçek koşullar ile yapısal analizler için belirlenen sınır şartları arasında %30'luk bir kütle farkı olduğu görülmüş olup, gerinim ölçer ve yapısal analizler arasındaki gerilme farkının, ilgili yükleme farkından kaynaklandığı anlaşılmıştır. Bununla birlikte, bu farkın yapısal analizlerde yüksek çıktığı ve bu durumun gerçek koşullar için olumlu bir durum teşkil ettiği sonucuna varılmıştır (Şekil 4.37).



Şekil 4.37. Birinci Kabin Şasi Gerilme – Gerinim ve CAN Değerleri

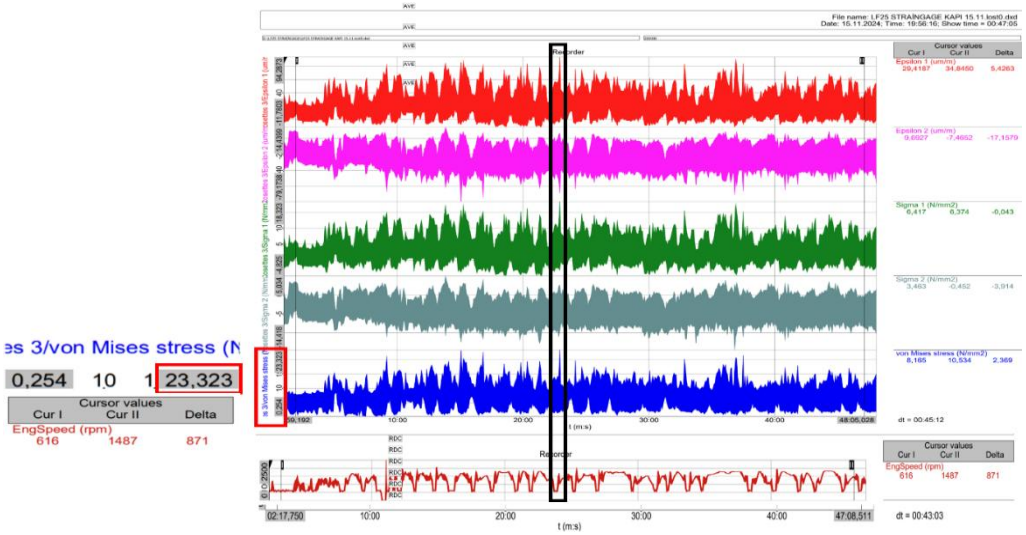
4.2.2. Birinci Kabin Sağ Yan Duvar Bölgesi Gerinim Ölçer Bağlantısı

Gerinim ölçümü için ikinci olarak, birinci kabinde bulunan kapı boşluğu bölgesi tercih edilmiştir. Yapılan değerlendirmeler sonucunda, gerinim ölçer, birinci kabindeki kapı bölgesinde yer alan 60x40x3 mm boyutlarındaki profilin orta noktasına konumlandırılmıştır (Şekil 4.38).



Şekil 4.38. Birinci Kabin Sağ Yan Duvar Bölgesi Gerinim Ölçer Bağlantısı

Gerinim ölçer bağlantısından önce, şasi bölgesinde gerçekleştirilen hazırlık işlemleri aynı şekilde uygulanmış ve bağlantının gerçekleştirildiği tesisatlar, Şekil 4.36'da gösterilen bölgeden araç içerisine yönlendirilerek ana bilgisayara bağlanmıştır. Yapısal analiz sonuçları incelendiğinde, ilgili noktada 21,8 MPa düzeyinde bir gerilmenin oluştuğu tespit edilmiştir. Test güzergahında gerinim ölçer aracılığıyla elde edilen verilerle yapılan karşılaştırmada, sağ yan duvar bölgesinin köşe noktalarında yol şartları nedeniyle gerilme yığılmalarına rastlanmış; ancak gerinim ölçer bağlantısının yapıldığı noktada 23,23 MPa'lık bir gerilme kaydedilmiştir (Şekil 4.39).



Şekil 4.39. Birinci Kabin Sağ Yan Duvar Bölgesi Gerilme-Gerinim CAN Sonuçları

Elde edilen gerilme değerlerinin, Şekil 4.38.'de sunulan nümerik simülasyon sonuçları ile karşılaştırıldığında %93 oranında bir uyum sağladığı gözlemlenmiştir. Yan duvar bölgelerinin aracın kütle değişimi ile yüksek oranda etkilenmemesi nedeniyle, yapısal analizler ve test sonuçları arasındaki uyumun oldukça yüksek seviyelere çıktığı tespit edilmiştir. Bu durum, yapılan yapısal analizlerin doğruluğunu ve güvenilirliğini doğrulayan önemli bir bulgu olmuştur.

4.2.3. İkinci Kabin Şasi Bölgesi Gerinim Ölçer Bağlantısı

İkinci kabin şasisine bağlanan gerinim ölçere (Strain Gage) ait bağlantı bölgesinin üç boyutlu detayları Şekil 3.11'de sunulmaktadır. Bağlantı noktası, aracın körük bölgesinde yer almakta olup, bu konumun dinamik etkilere yoğun şekilde maruz kalması nedeniyle seçilmiştir. Test sürecinde ilk olarak yüzey, kalın zımparadan ince zımparaya olacak şekilde zımparalanarak temizlenmiş olup, son olarak izopropil alkol ile temizlenerek temiz bir yüzey elde edilmiş ve Strain gage kullanımı için uygun bir hale getirilmiştir (Şekil 4.40).



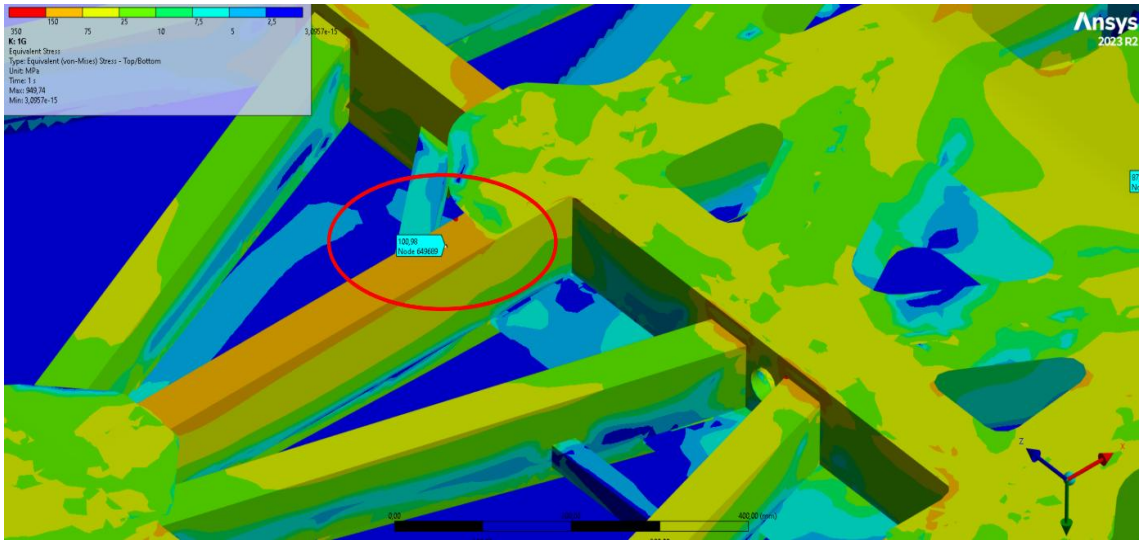
Şekil 4.40. İkinci Kabin Şasi Gerinim Ölçer Bağlantı Noktasının Hazırlanışı

Sürecin devamında, Strain Gage (Gerinim ölçer) yüzeye uygulanarak tesisatları şasi bölgesine uygun bir biçimde işlenmiş ve kabin içerisindeki ana bilgisayara bağlanmıştır (Şekil 4.41).



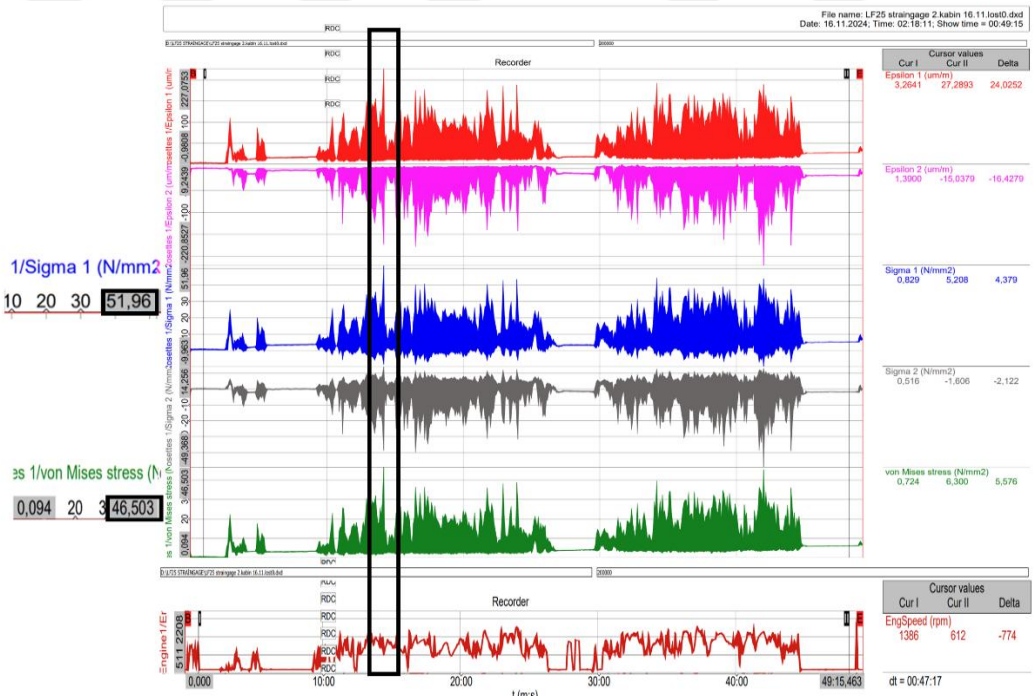
Şekil 4.41. İkinci Kabin Şasi Gerinim Ölçer Bağlantısının Yapılması

Gerinim ölçerlerin yerleştirilmesinin ardından, Şekil 3.9'da belirtilen güzergahta test sürüşü gerçekleştirilmiştir. Ancak, testin yapıldığı saatlerde İstanbul Büyükşehir Belediyesi Metrobüs hattındaki yolcu yoğunluğunun, aracın sınır şartlarındaki ekstrem yoğunlukla aynı seviyede olmadığı gözlemlenmiştir. Yapısal analiz sınır şartlarında, ikinci kabini etkileyen 2., 3. Ve 4. Akslardaki yolcu yoğunluğu 28.522 kg olarak kabul edilirken, yapılan testlerde bu değerin yaklaşık 22.000 kg olduğu, araç aksları üzerindeki sensörlerden elde edilen verilerle karşılaştırılmıştır. Yapısal analizlerde gerinim ölçerle bağlantı noktalarında elde edilen gerilme değeri 100 MPa iken, gerinim ölçerle alınan veriler doğrultusunda bu değerin 46 MPa olduğu tespit edilmiştir (Şekil 4.42). Yapısal analizlerdeki ekstrem koşullarda gerilme değerlerinin daha yüksek olduğu, buna karşılık aracın normal çalışma koşullarında çok daha güvenli olduğu anlaşılmıştır. Bu durum, yapısal analizlerdeki ekstrem şartların, aracın emniyet katsayısı açısından olumlu bir etki sağladığını ve aracın gerçek koşullarda daha güvenli olduğunu göstermektedir.



Şekil 4.42. İkinci Kabin Şasi Gerinim Ölçer Bağlantı Noktasının Yapısal Analizlerdeki Karşılığı

Sonlu elemanlar analizi sonuçları, gerinim ölçerlerden elde edilen verilerle karşılaştırıldığında, araç eksenine 45 derece açıyla yerleştirilen gerinim ölçerlerin bulunduğu noktalarda 51,96 MPa değerinde asal gerilmeler ve 46,503 MPa değerinde eşdeğer Von Mises gerilme değerleri ölçülmüştür (Şekil 4.43).



Şekil 4.43. İkinci Kabin Şasi Gerilme-Gerinim CAN Sonuçları

Bu sonuçlar, yapısal analizlerdeki ekstrem sınır şartları ile aracın normal çalışma koşullarındaki kütle farkından kaynaklanan bir tutarlılığı yansıtmaktadır. Yapısal analizlerdeki sınır şartlarında kullanılan yüklerin, gerçek test koşullarına kıyasla daha yüksek olması, elde edilen gerilme değerlerinin de analizlerde daha yüksek çıkmasına neden olmuştur. Bu fark, aslında gerilme değerlerinin test verileri ile tutarlı olabileceğini ortaya koymaktadır; zira test koşullarındaki kütle farkı ve yükleme farklılıkları göz önüne alındığında, elde edilen sonuçlar birbirini destekleyen bir yapıyı göstermektedir.

4.2.4. Üçüncü Kabin Şasi Bölgesi Gerinim Ölçer Bağlantısı

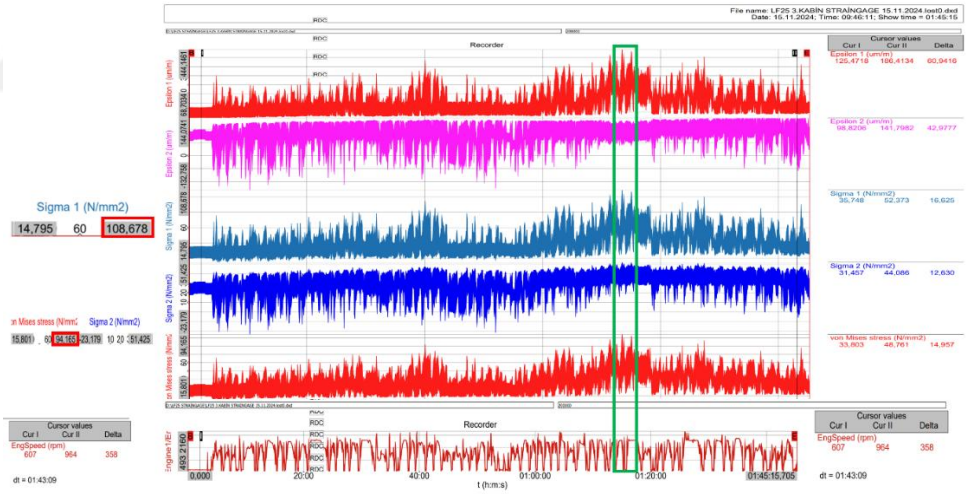
Üçüncü kabin şasisine bağlanan gerinim ölçere (Strain Gage) ait bağlantı bölgesinin üç boyutlu detayları, Şekil 3.11' de sunulmaktadır. Bu bağlantı noktası, aracın körük bölgesinde yer almaktadır. Bu konum, dinamik etkilere yoğun bir şekilde maruz kalması nedeniyle özellikle seçilmiştir. Körük bölgesi, aracın hareketi sırasında çeşitli dinamik kuvvetler ve titreşimlere uğrayacak bir alan olup, şasi üzerinde gerilme ve deformasyonların gözlemlenmesi için kritik bir nokta olarak öne çıkmaktadır. Bu sayede, aracın gerçek çalışma koşullarındaki şasi davranışı daha iyi anlaşılabilir.

Test sürecinde birinci ve ikinci kabinlerdeki standartlar dikkate alınarak gerinim ölçer bağlantıları tamamlanmıştır. Bağlantıların ardından, gerinim ölçerlerin tesisatları özenle şasi üzerine sabitlenmiş ve kabin içerisindeki ana bilgisayara bağlantıları yapılmıştır (Şekil 4.44). Bu süreç, testlerin doğruluğunu sağlamak ve elde edilen verilerin güvenilirliğini artırmak amacıyla dikkatlice gerçekleştirilmiştir. Gerinim ölçerlerin doğru konumlandırılması ve sağlam bağlantılar, test sonuçlarının güvenilirliği açısından önemli bir faktördür.



Şekil 4.44. Üçüncü Kabin Şasi Bölgesi Gerinim Ölçer Bağlantısının Yapılışı

Gerinim ölçerlerden elde edilen veriler, yapısal analiz sonuçları ile karşılaştırıldığında bazı farklar ortaya çıkmıştır. Yapısal analizlerde 133 MPa olarak belirlenen gerilme değerlerine kıyasla, gerinim ölçerle elde edilen asal gerilme değeri 108,6 MPa olarak ölçülmüş, eşdeğer Von Mises gerilmesi ise 94,14 MPa olarak kaydedilmiştir (Şekil 4.45).



Şekil 4.45. Üçüncü Kabin Şasi Gerilme-Gerinim CAN Sonuçları

Bu yaklaşık %30'luk fark, sonlu elemanlar analizlerinde kullanılan ekstrem sınır koşullarının gerçekteki durumlardan farklı olmasından kaynaklanmaktadır.

Bu fark özellikle, üçüncü kabin üzerinde etkili olan 3., 4. Ve 5. Akslarda daha belirgin bir şekilde gözlemlenmiştir. Yapısal analizlerde bu akslar ekstrem koşullarda çalıştırılarak yükleme değeri 28.522 kg olarak kabul edilmiştir. Ancak, test sırasında

akslar üzerindeki sensörlerden alınan verilere göre yükleme değeri 23.388 kg olarak ölçülmüştür. Bu kütle farkı, gerilme değerlerinde de benzer şekilde farklar yaratmış, ancak kütleler eşitlendiğinde, gerilme değerlerinin de birbirine yakın olması beklenmiştir. Bu durum, gerçek koşulların daha düşük yüklemelerle gerçekleştirildiğini ve bu yüzden gerilme değerlerinin yapısal analizdeki ekstrem koşullara göre daha düşük olduğunu gösteriyor. Ayrıca, bu farkların, yapısal analizlerdeki ekstrem koşullar ile gerçek koşullar arasındaki farkları yansıttığı söylenebilir. Bahsi geçen gerinim ölçerlerin bağlandığı noktaların sonlu elemanlar analizi ve sahadan toplanan veriler çizelge 4.4.'te sunulmuştur.

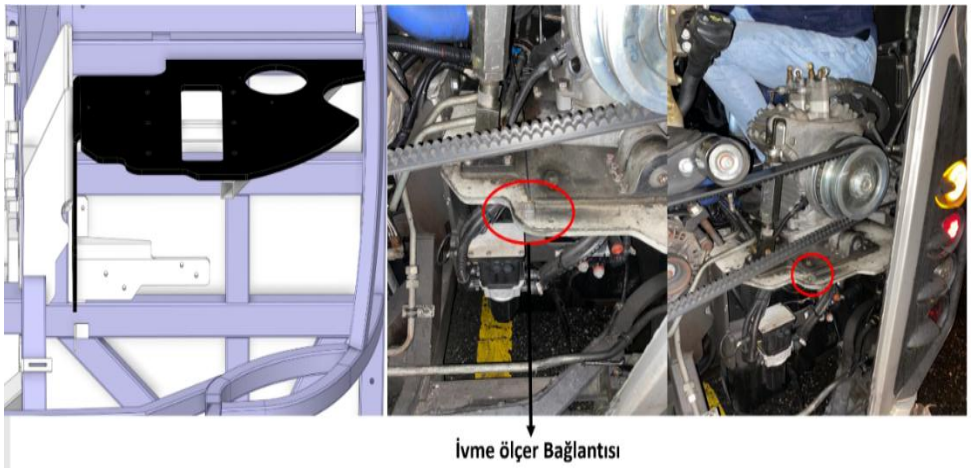
Çizelge 4.4. Sonlu Elemanlar Analizleri ve Gerinim Ölçer Bağlantısının Karşılaştırılması

Bölge	Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçları (MPa)	Gerinim Ölçer Verileri (MPa)	% Fark
Birinci Kabin Sağ Yan Duvar	21,8	23,23	6,73
Birinci Kabin Şasi	104	71,89	30,87
İkinci Kabin Şasi	100	46	54
Üçüncü Kabin Şasi	133	94,14	29

4.2.5. Motor Odası Kompresör Braketi İvme Ölçer Bağlantısı

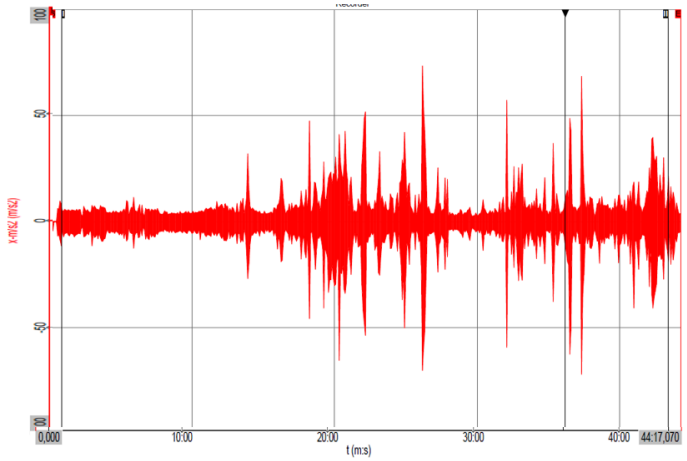
İvme ölçer testi kapsamında, metrobüs motor odasında bulunan kompresör braketi üzerinde yapılan analizler, aracın dinamik yükler altında nasıl bir performans sergileyeceğini anlamaya yönelik önemli veriler sunmuştur. Başlangıç tasarımında 10 mm et kalınlığına sahip olan kompresör braketi, yaklaşık 100 kg ağırlığında bir kompresörü taşımak üzere tasarlanmıştır. Braket, motor odasına mekanik bağlantılar ve kaynak yöntemleri ile montelenmiş olup, araç hareket halindeyken dinamik yüklerin etkilerini incelemek amacıyla ivme ölçerler kullanılmıştır.

Modelleme aşamasında, ivme ölçerin etki edeceği alanla sınırlı bir sınır koşulu belirlenerek nümerik çözüm hızlandırılmıştır. Bu yaklaşım, braketin performansını değerlendirirken, yalnızca kritik bölgelere odaklanılmasını sağlamış ve çözümleme sürecini optimize etmiştir (Şekil 4.46).

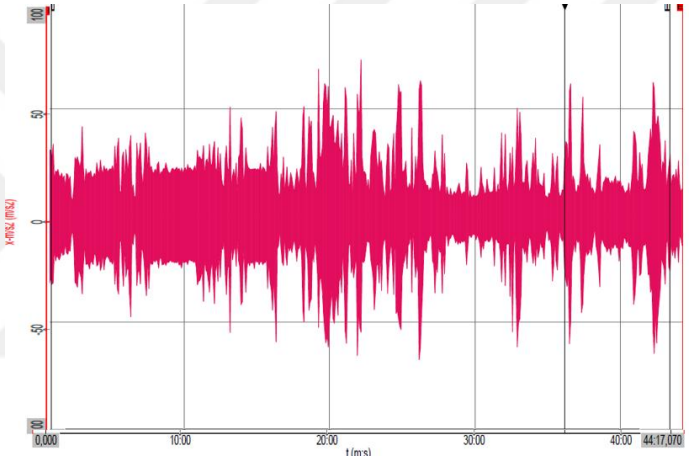


Şekil 4.46. Motor Odası Kompresör Braketi İvme Ölçer Bağlantısı

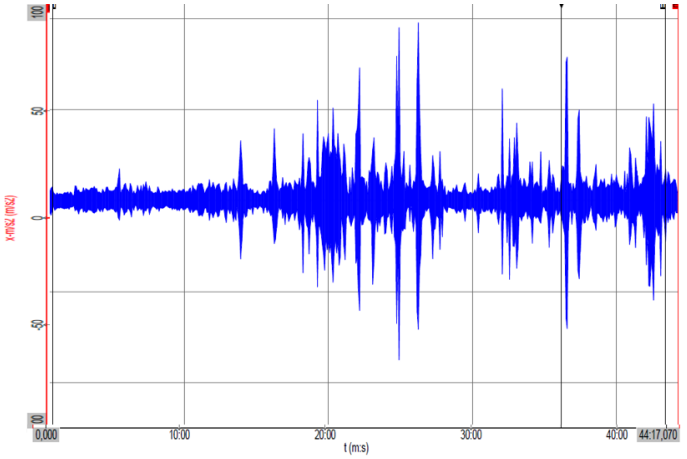
Yapılan testler ve analizler, motor odasında gerçekleşen dinamik etkilerin braket üzerindeki yük dağılımı ve gerilme seviyeleri hakkında önemli bilgiler edinilmesini sağlamıştır. Bu bilgiler, braketin tasarımında yapılacak olası iyileştirmeler ve optimizasyonlar için temel oluşturacaktır. Şekil 3.9'da sunulan güzergahta gerçekleştirilen test sırasında, kompresör braketi üzerinden elde edilen ivme verileri incelendiğinde, ivme değerlerinin yerçekimi ivmesi sınırları (1g) içinde kaldığı ve bu verilerin, braketin dinamik yükler altında maruz kaldığı maksimum ivme değerlerini temsil ettiği gözlemlenmiştir. Testin sonuçlarına göre, dikey eksende (Z), 9,971 m/s²; hareket ekseninde (X), 7,488 m/s² ve yatay eksende (Y), 7,449 m/s² ivme değerleri kaydedilmiştir. Bu ivme değerleri, braketin dinamik koşullar altında aldığı maksimum ivmeyi gösterirken, her üç eksendeki ivme grafikleri Şekil 4.47'de sunulmuştur.



a)



b)



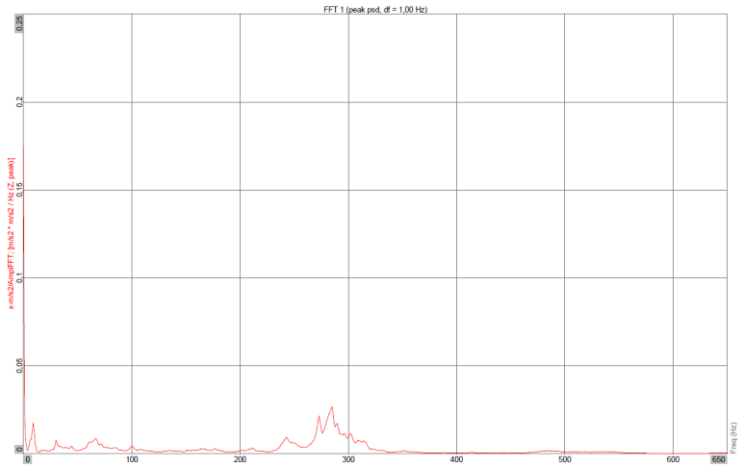
c)

Şekil 4.47. a) x, b) y, c) z Eksenleri İvme Motor Odası Kompresör Braketi ivme Verileri

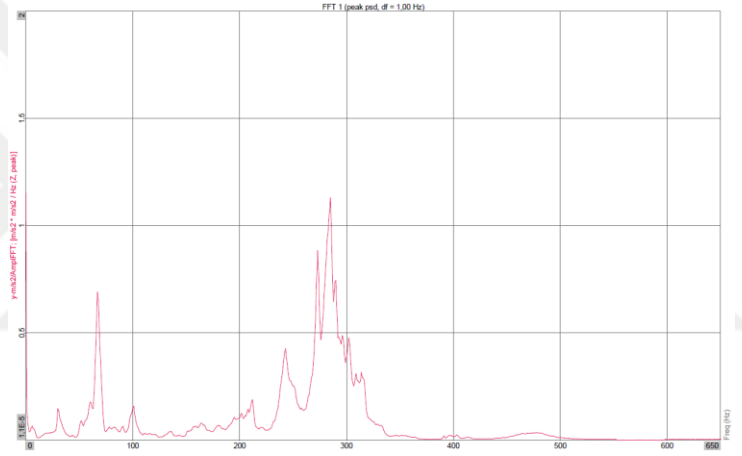
Bu ivme ölçümleri, aracın hareket halindeyken kompresör braketinin maruz kaldığı yüklerin ve dinamik etkilerin değerlendirilmesinde önemli bir rol oynamaktadır. Yüksek ivme değerleri, braketin tasarımının ve dayanıklılığının test edilmesi ve gerektiğinde iyileştirilmesi için kritik veriler sunmaktadır. Bu tür veriler, braketin gerçek koşullarda nasıl performans gösterdiğini ve herhangi bir yapısal zafiyetin olup olmadığını tespit etmede faydalıdır.

Elde edilen ivme verileri, Ansys yazılımında kullanılmak ve frekans tabanında analiz yapılabilmesi için PSD (Power Spectral Density) Türkçesi Güç Spektral Yoğunluğu formuna dönüştürülmüştür. PSD, bir sinyalin frekans bileşenlerinin gücünü gösteren bir yöntemdir ve özellikle dinamik analizlerde, frekans yanıtlarını daha net görmek amacıyla kullanılır.

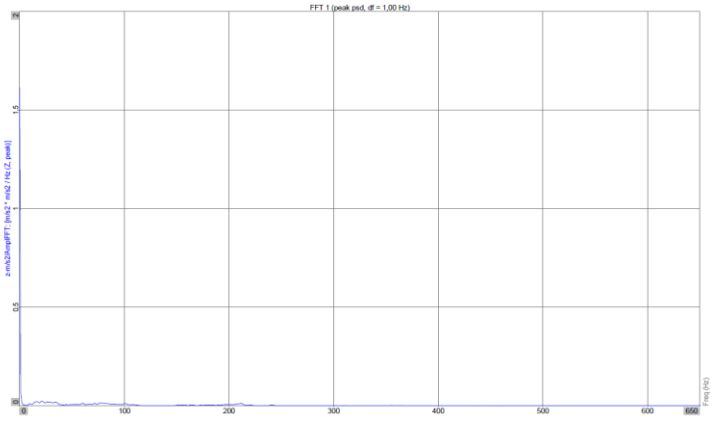
Frekans tabanındaki filtreleme ile, belirli bir frekans aralığındaki ivme verileri daha ayrıntılı bir şekilde incelenebilir, böylece dinamik yüklerin etkisiyle oluşan vibrasyonlar ve yapısal reaksiyonlar daha doğru bir şekilde değerlendirilir. Bu tür bir analiz, özellikle yapısal bileşenlerin rezonans bölgelerinde nasıl davrandığını anlamak için önemlidir.
Şekil 4.48'da sunulan PSD formu, elde edilen ivme verilerinin frekans spektrumunu göstermekte olup, bu sayede her bir frekans bileşeninin enerjisi ve bu enerjinin yapısal sistem üzerindeki etkisi daha net bir şekilde analiz edilebilir. Bu işlem, kompresör braketinin ve diğer yapı elemanlarının dinamik davranışlarının daha hassas bir şekilde değerlendirilmesini sağlar.



a)



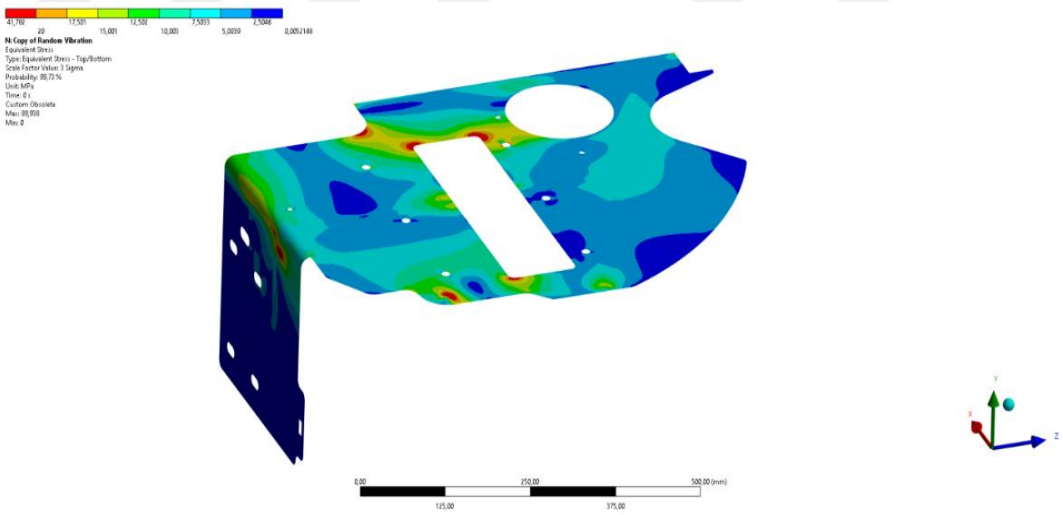
b)



c)

Şekil 4.48. a) x, b) y, c) z Eksenleri PSD Grafikleri

Test sonuçları kapsamında kompresör braketi üzerinden alınan ivme değerleri, Ansys yazılımı kullanılarak yapılan random vibration analizlerine tabi tutulmuş ve 3 sigma kuralı uygulanarak %99,73 oranında gerilme değerlerinin hangi aralıkta olacağı belirlenmiştir. 3 sigma kuralı, bir dağılımda %99,73'lük bir güven aralığı için gerilme değerlerinin dağılacağını gösterir (Controls, 2025; Lenz Hans-Joachim vd., 2010). Bu yaklaşım, sistemin davranışının genellikle normal dağıldığı varsayımıyla kullanılır ve gerilme değerlerinin potansiyel dağılımını tahmin eder. Bu doğrultuda, 10 mm kalınlığındaki kompresör braketinin kaynak bağlantı noktaları ve geometrik geçişleri üzerinde elde edilen gerilme değerlerinin 30-40 MPa arasında olduğu tespit edilmiştir. Bu değerler, kullanılan yapı çeliği için yaklaşık 6 kat emniyetli bir seviyede olduğu hesaplanmıştır. Bu da braketin mevcut tasarımı ve kullanılan malzeme ile yapısal güvenliğin oldukça yüksek olduğunu gösterir. Şekil 4.49'de sunulan analiz sonuçları, braketin dinamik yükler altında güvenli bir şekilde çalışacak şekilde tasarlandığını ve gerilme değerlerinin güvenlik limitleri içinde kaldığını doğrulamaktadır. Bu, araçların hareket halindeyken kompresör braketi gibi kritik bileşenlerin dayanıklılığının ve güvenliğinin yeterli olduğunu ortaya koymaktadır.



Şekil 4.49. Kompresör Braketi Random Vibration Analizi Sonuçları

Sonuç olarak, metrobüs gövde karkası için belirlenmiş 4 ana senaryo ve 11 farklı sınır şartı altında yapılan yapısal analizler neticesinde gövde karkas yapısının tüm kabinlerinin kullanılan S350GD+Z malzemesi için emniyetli bölgede kaldığı görülmüş olup bu

doğrultuda yapısal optimizasyon süreci için bir tehlikeye rastlanmamıştır. Tüm kabinler ve tüm senaryoların en yüksek gerilmeler ile birlikte Şekil 4.50' de sunulmuştur.

BİRİNCİ KABİN GERİLME DAĞILIMI						
Senaryo / Bölge	Şasi		Sağ Yan Duvar		Sol Yan Duvar	
	Gerilme (MPa)	Emniyet Katsayısı	Gerilme (MPa)	Emniyet Katsayısı	Gerilme (MPa)	Emniyet Katsayısı
Standart Yerçekimi İvmesi (9,806 m/s²)	285	1,22	136	2,57	111	3,15
Sağ Viraj (2,77 m/s²)	296	1,18	132	2,65	120	2,91
Sol Viraj (2,77 m/s²)	277	1,26	140	2,50	102	3,43
Ani Hızlanma (6,87 m/s²)	292	1,19	118	2,96	111	3,15
Ani Frenleme (6,87 m/s²)	290	1,20	155	2,25	111	3,15
2. Aks Sağ Tekerleğin 50 mm Çukura Girmesi	320	1,09	170	2,05	114	3,07
2. Aks Sol Tekerleğin 50 mm Çukura Girmesi	276	1,26	106	3,30	107	3,27
3. Aks Sağ Tekerleğin 50 mm Çukura Girmesi	277	1,26	139	2,51	106	3,30
3. Aks Sol Tekerleğin 50 mm Çukura Girmesi	296	1,18	134	2,61	116	3,01
4. Aks Sağ Tekerleğin 50 mm Çukura Girmesi	284	1,23	139	2,51	109	3,21
4. Aks Sağ Tekerleğin 50 mm Çukura Girmesi	289	1,21	134	2,61	113	3,09

a)

İKİNCİ KABİN GERİLME DAĞILIMI						
Senaryo / Bölge	Şasi		Sağ Yan Duvar		Sol Yan Duvar	
	Gerilme (MPa)	Emniyet Katsayısı	Gerilme (MPa)	Emniyet Katsayısı	Gerilme (MPa)	Emniyet Katsayısı
Standart Yerçekimi İvmesi (9,806 m/s²)	198	1,76	116	2,94	55	6,36
Sağ Viraj (2,77 m/s²)	198	1,76	108	3,20	57	6,14
Sol Viraj (2,77 m/s²)	199	1,75	123	2,84	53	6,60
Ani Hızlanma (6,87 m/s²)	122	2,86	74	4,72	59	5,93
Ani Frenleme (6,87 m/s²)	248	1,41	159	2,20	51	6,86
2. Aks Sağ Tekerleğin 50 mm Çukura Girmesi	275	1,27	181	1,93	39	8,97
2. Aks Sol Tekerleğin 50 mm Çukura Girmesi	164	2,13	65	5,38	68	5,15
3. Aks Sağ Tekerleğin 50 mm Çukura Girmesi	145	2,41	25	14	70	5
3. Aks Sol Tekerleğin 50 mm Çukura Girmesi	252	1,38	116	2,94	55	6,36
4. Aks Sağ Tekerleğin 50 mm Çukura Girmesi	171	1,76	108	3,20	57	6,14
4. Aks Sağ Tekerleğin 50 mm Çukura Girmesi	225	1,55	123	2,84	53	6,60

b)

ÜÇÜNCÜ KABİN GERİLME DAĞILIMI						
Senaryo / Bölge	Şasi		Sağ Yan Duvar		Sol Yan Duvar	
	Gerilme (MPa)	Emniyet Katsayısı	Gerilme (MPa)	Emniyet Katsayısı	Gerilme (MPa)	Emniyet Katsayısı
Standart Yerçekimi İvmesi (9,806 m/s²)	202	1,73	123	2,84	40	8,75
Sağ Viraj (2,77 m/s²)	228	1,54	130	2,69	33	10,60
Sol Viraj (2,77 m/s²)	178	1,97	116	3,01	48	7,29
Ani Hızlanma (6,87 m/s²)	173	2,02	23	15,21	15	23,33
Ani Frenleme (6,87 m/s²)	231	1,52	228	1,53	95	3,68
2. Aks Sağ Tekerleğin 50 mm Çukura Girmesi	190	1,84	100	3,51	45	7,77
2. Aks Sol Tekerleğin 50 mm Çukura Girmesi	189	1,85	152	2,30	21	16,66
3. Aks Sağ Tekerleğin 50 mm Çukura Girmesi	243	1,44	66	5,30	59	5,93
3. Aks Sol Tekerleğin 50 mm Çukura Girmesi	194	1,80	156	2,24	23	15,21
4. Aks Sağ Tekerleğin 50 mm Çukura Girmesi	290	1,21	150	2,33	10	35
4. Aks Sağ Tekerleğin 50 mm Çukura Girmesi	131	2,67	167	2,09	112	3,12

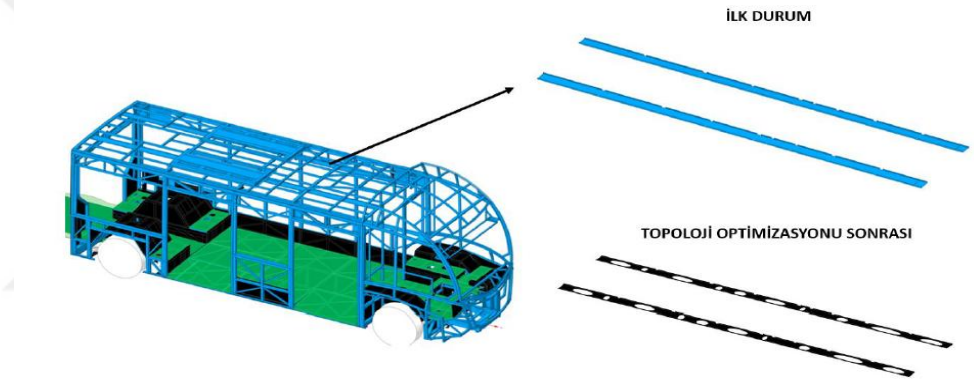
c)

Şekil 4.50. a) Birinci Kabin, b) İkinci Kabin, c) Üçüncü Kabin Üzerinde Belirlenen Tüm Senaryolarda Oluşan Gerilme Dağılımları

4.3. Yapısal Optimizasyon Süreci

Gövde karkasının üzerinde yapılan yapısal analizler, dört ana senaryo ve on bir farklı sınır koşulu altında değerlendirilmiştir. Elde edilen analiz sonuçları ile birlikte, doğal frekans (titreşim analizleri) verileri de incelenerek, kritik bölgeler tespit edilmiştir ve bu bölgelerdeki emniyet katsayıları belirlenmiştir. Bu sonuçlar doğrultusunda, gövde karkasında bazı yapısal iyileştirmeler yapılmıştır.

Gerçekleştirilen iyileştirmeler arasında, tüm kabinlerin tavan bölgesindeki, kabin boyunca uzanan kanal yapısının topoloji optimizasyonu ile yeniden düzenlenmesi yer almıştır. Bu düzenleme sayesinde, kanalın her bir parçasında boşaltma işlemi uygulanarak, toplamda 34 kg'lık bir ağırlık kaybı sağlanmıştır (Şekil 4.51).



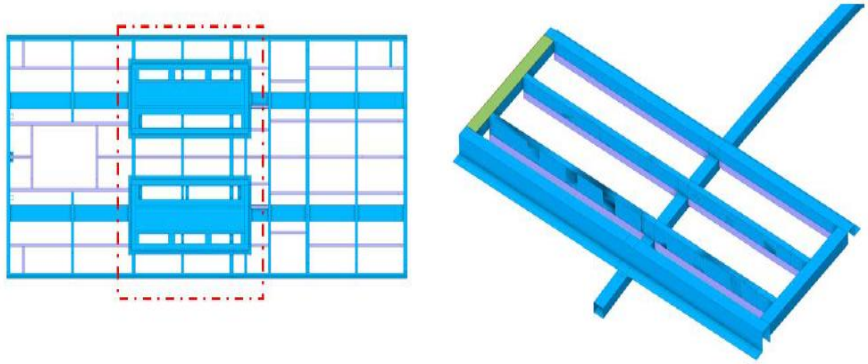
a)



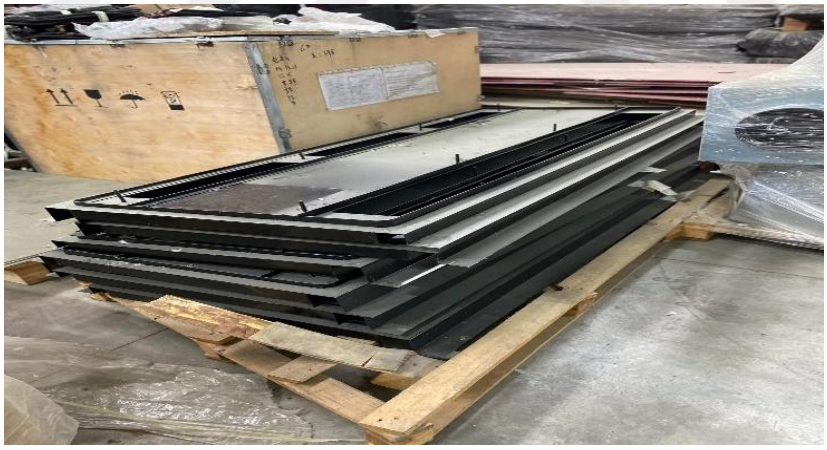
b)

Şekil 4.51. a) Tavan Bölgesi Topoloji Optimizasyonu CAD Resmi, b) Üretim Resmi

Tavan bölgesinde bulunan klima karkasının yalnızca klimayı taşıdığı ve yapılan statik yapısal analizler sonucunda çok düşük gerilme değerlerinin gözlemlendiği belirlenmiştir. Bu tespitler ışığında, karkas yapısının çelikten alüminyum malzemeye dönüştürülmesine karar verilmiştir. Alüminyum malzemesinin yoğunluğunun çeliğe göre yaklaşık üç kat daha düşük olması nedeniyle, bu değişiklik tüm kabinler için toplamda 136 kg'lık bir ağırlık kazancı sağlamıştır (Şekil 4.52).



a)

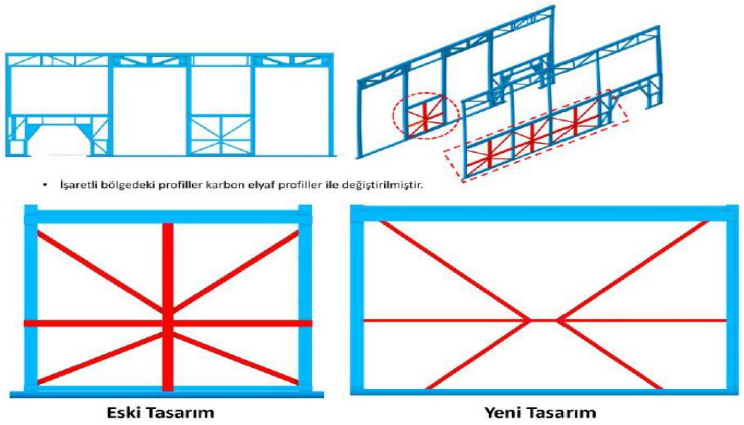


b)

Şekil 4.52. a) Klima Karkası CAD görüntüsü, b) Alüminyum Malzemeden İmal Edilmiş Klima Karkası

Sağ ve sol yan duvar profillerinin oluşturduğu yapının incelenmesi sonucunda, üç kabin için kaynak noktalarında gerilme yığılmaları dışında yüksek gerilme seviyelerine rastlanmamıştır. Bu bulgular doğrultusunda, yapı profillerinin tamamı 10 mm daraltılmış

ve bazı bölgelerde malzeme çeşitliliği artırılmıştır. Ayrıca, kompozit malzemelerin mekanik özelliklerinden faydalanabilmek amacıyla karbon elyaf kullanımı tercih edilmiştir. Bu değişikliklerin sonucunda, tüm kabinler için toplamda 230 kg ağırlık kazancı sağlanmıştır (Şekil 4.53).



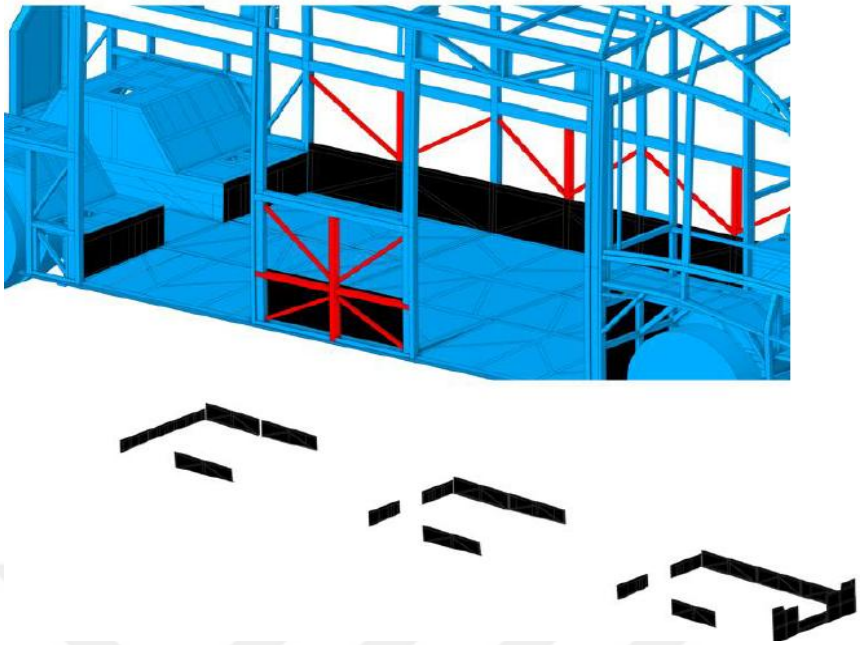
a)



b)

Şekil 4.53. a) Yan Duvar Bölgesi CAD Görünümü, b) Yan Duvar Bölgesinin Karbon Takviyeli Kompozit Malzeme ile Üretilmiş Görüntüsü

Sağ ve sol yan duvarlara uygulanan sacların malzemeleri, St37 malzemesinden alüminyum malzemeye dönüştürülmüştür. Bu değişiklik sayesinde, toplamda 77 kg ağırlık kazancı sağlanmıştır (Şekil 4.54).



a)

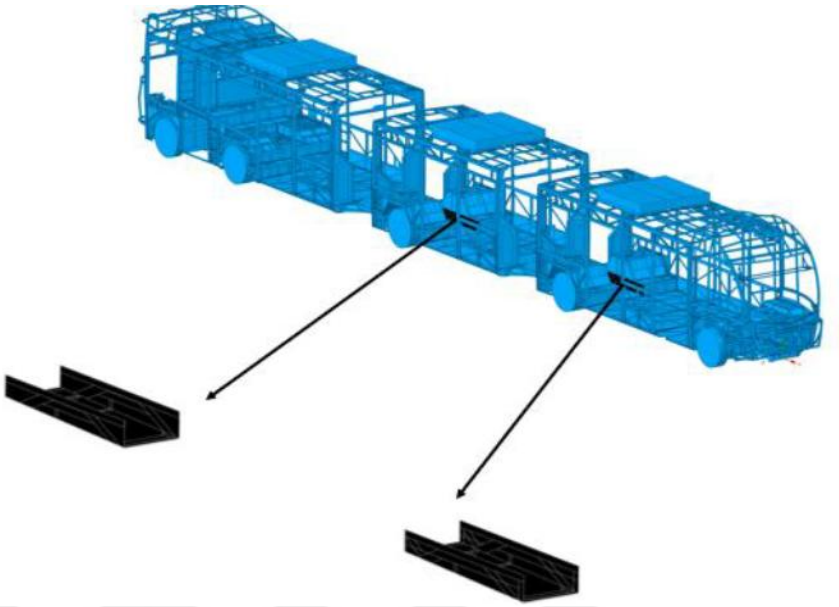


b)

Şekil 4.54. a) Yan Duvar Saclarının CAD Görünümü, b) Yan Duvar Saclarının Alüminyum Malzemeden Üretilmiş Görüntüsü

Yapısal analizler sonucunda, tüm kabinlerin 11 farklı sınır şartı altında yer değiştirmelerive kritik gerilmelerin meydana geldiği bölgeler belirlenmiştir. Oluşan maksimum yer değiştirme ve gerilmelerin genellikle kabinlerin havuz bölgelerinde yoğunlaştığı gözlemlenmiştir. Bu bulgular ışığında, birinci ve ikinci kabinlerdeki koridor kısmında yer alan 4 mm kalınlığındaki çelik saclar, 2 mm'ye düşürülmüş olup malzeme

olarak standart yapı çeliği tercih edilmiştir. Bu değişiklik sonucunda toplamda 68 kg ağırlık kazancı elde edilmiştir (Şekil 4.55).



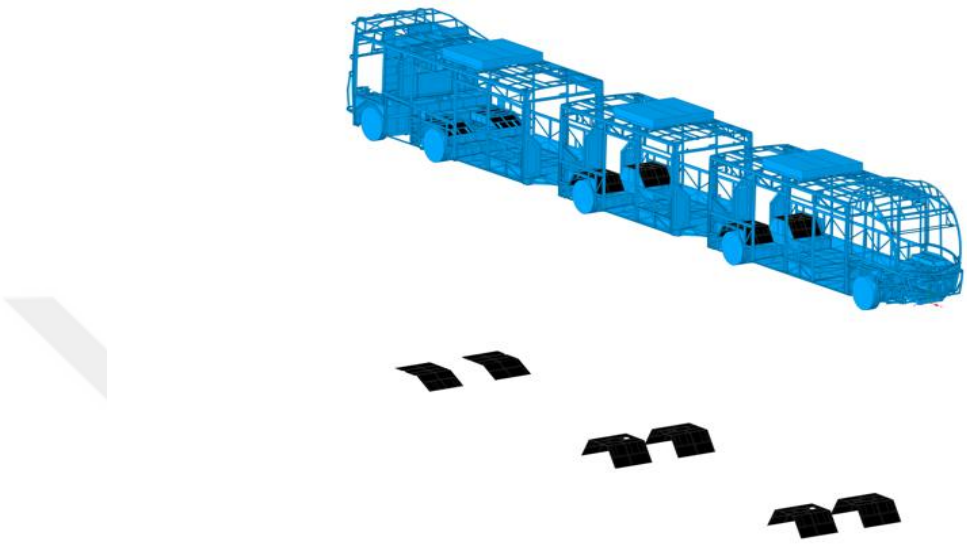
a)



b)

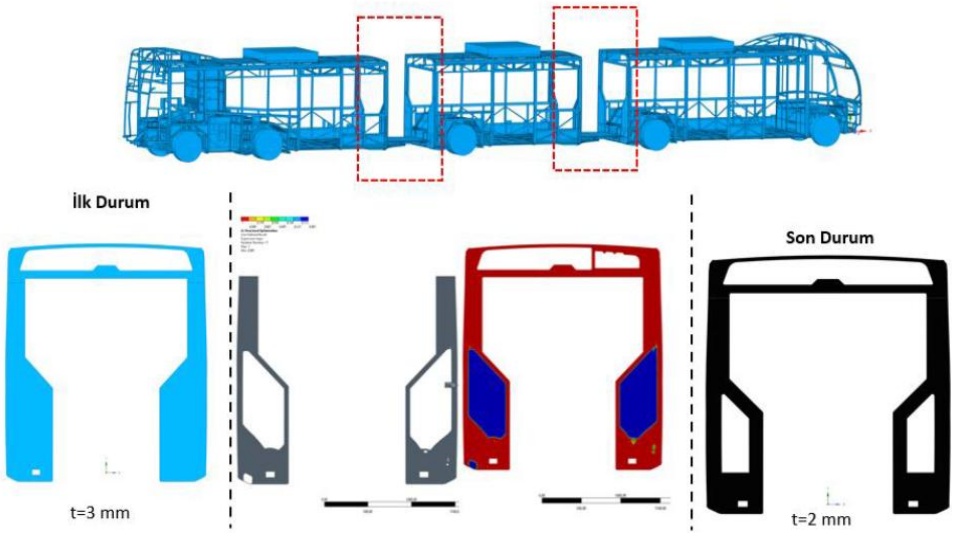
Şekil 4.55. a) Koridor Sacının CAD Görünümü, b) Koridor Sacının İnceltilerek Üretilmiş Görüntüsü

Yapısal analiz sonuçları incelendiğinde, davlumbaz altları ve yakınlarında gerilme yığılmaları ve yüksek yer değiştirmelere rastlanmamıştır. Aksların hemen üzerinde yer alan davlumbaz bölgelerindeki St37 malzemeden imal edilmiş sac parçaların malzemesi cam takviyeli fiber malzeme ile değiştirilmiş olup bu değişim sonucunda 77 kg kazanç elde edilmiştir (Şekil 4.56).



Şekil 4.56. Davlumbaz Bölgesi CAD Görünümü

Kabinlerin birleştirme yüzeyi ve yapının sürekliliğini sağlayan körük sacları üzerinde yapılan yapısal analizler sonucunda, yüksek gerilmeler gözlemlenmemiştir. Bu doğrultuda, söz konusu bölgelerde topoloji optimizasyonu çalışması gerçekleştirilmiştir (Şekil 4.57). Yapılan çalışma kapsamında, ilgili sac parçaların malzemesi standart yapı çeliği olarak sabit bırakılmış, ancak et kalınlığı 3 mm'den 2 mm'ye düşürülmüştür. Ayrıca, gerilme oluşmayan ve boşta kalan bölgelerde topoloji optimizasyonu uygulanarak bazı boşaltmalar yapılmıştır. Bu optimizasyon çalışmaları neticesinde, ilgili 4 sac parçadan toplamda 103 kg ağırlık kazancı elde edilmiştir.



a)

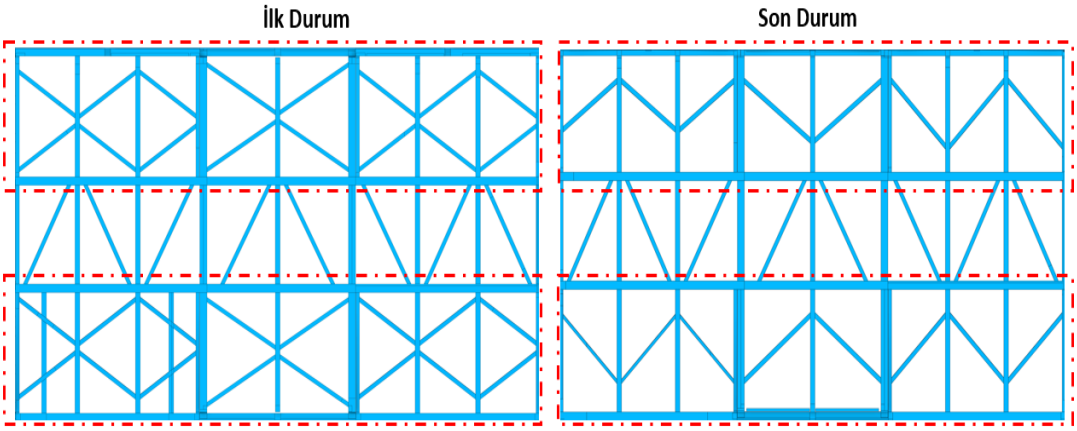


b)

Şekil 4.57. a) Körük Saclarının Topoloji Optimizasyonu Görüntüsü, b) Körük Saclarının Optimizasyon Sonrası Üretim Resmi

Yapısal analiz sonuçları doğrultusunda, şasi bölgesi incelendiğinde bazı bölgelerde profillerin süreksiz geçişleri ve yoğunluğu nedeniyle gerilme yığılmalarının oluştuğu gözlemlenmiştir. Bu doğrultuda, şasi yapısının rijitliğini büyük ölçüde koruyarak, özellikle burulma anlarında şasi yapısının daha rijit bir hale gelmesini sağlayan taban tahtalarının yapışma yüzeyindeki çapraz profillerde bazı seyreltmeler gerçekleştirilmiştir

(Şekil 4.58). Yapılan bu optimizasyon çalışması sonucunda, üç kabinden toplamda 8 kg ağırlık kazancı elde edilmiştir.



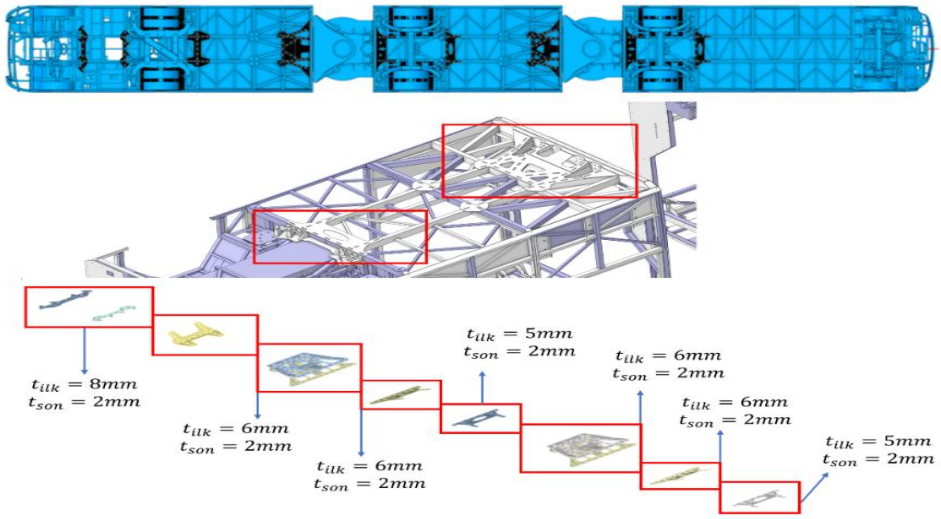
a)



b)

Şekil 4.58. a) Şasi Bölgesi CAD Görünümü, b) Şasi Bölgesinin Optimizasyon Sonrası

Şasi bölgesinde yer alan ve şasi yapısının daha rijit bir hale gelmesini sağlayan 11 adet destek sacının et kalınlıkları, yapısal analiz sonuçları göz önünde bulundurularak Şekil 4.59 'da gösterildiği şekilde değiştirilmiştir. Mevcut durumda bazı saclarda oluşan yüksek gerilmelerin artacağı öngörülse de ilgili saclardan elde edilecek kütle kazanımının daha yüksek olması nedeniyle, kalınlık değişiminin yanı sıra sac parçalarının malzeme türü de güncellenmiştir. İlk durumda St44 malzeme kullanılırken, son durumda bu saclar DP1000 malzemesiyle değiştirilmiştir. Bu değişiklik sonucunda toplamda 155 kg ağırlık kazancı sağlanmıştır.



a)



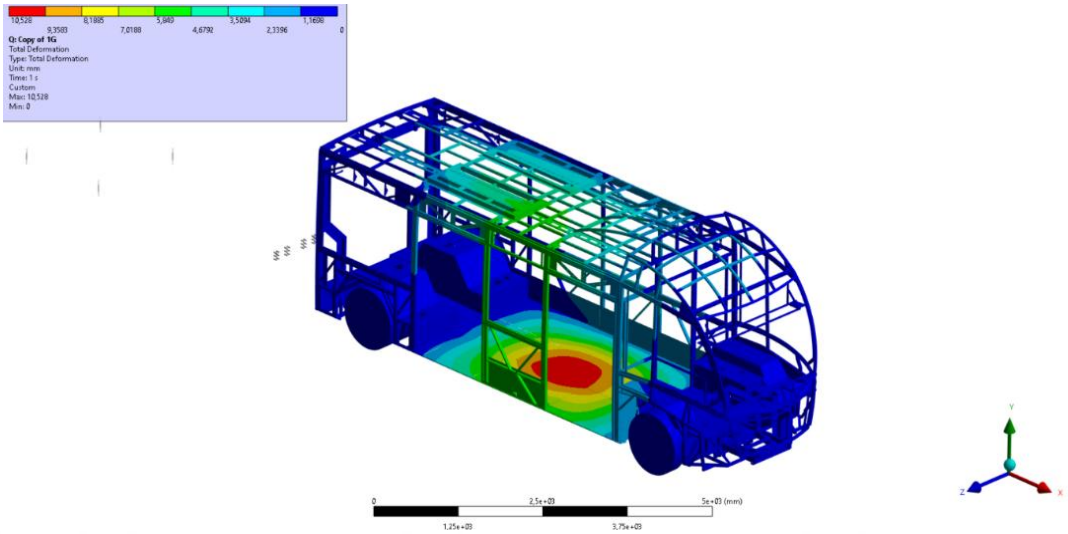
b)

Şekil 4.59. a) Şasi Destek Saclarının Optimizasyon Görüntüsü, b) Şasi Destek Saclarının Optimizasyon Sonrası Üretimi Görüntüsü

4.4. Gövde Karkası Yapısal Doğrulama Analizi Sonuçları

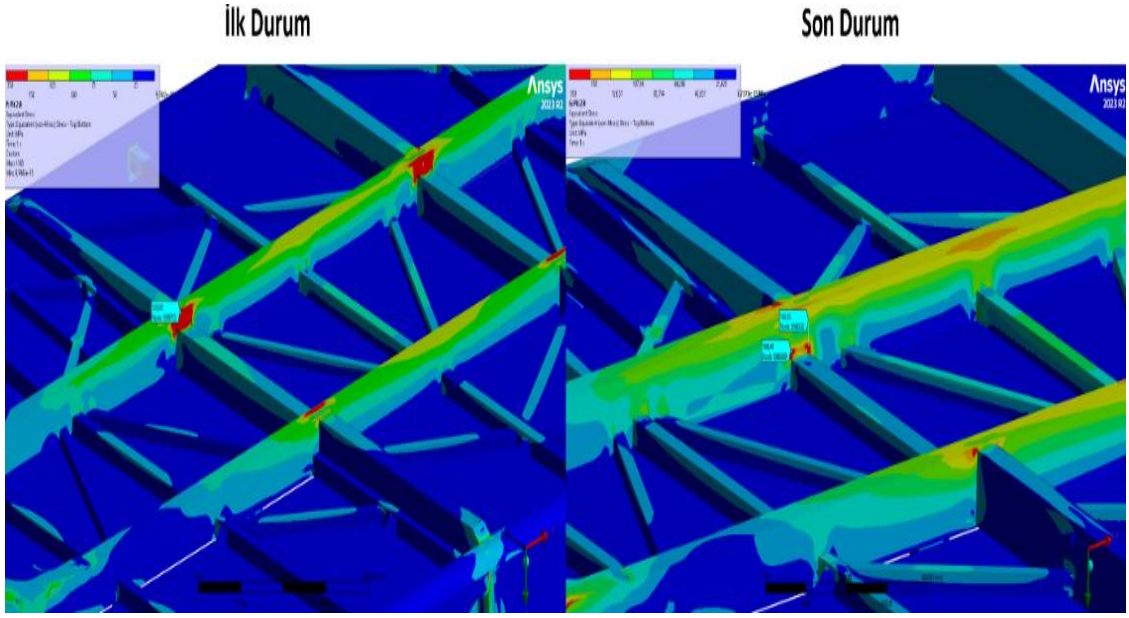
4.4.1. Birinci Kabin Yapısal Doğrulama Analizi Sonuçları

Yapılan iyileştirmeler sonucunda, çapraz destek profillerinin daha seyrek bir yapı haline gelmesiyle birlikte, birinci kabindeki yer değiştirme değeri 8,5 mm'den bir miktar artarak 10,43 mm'ye yükselmiştir (Şekil 4.60).



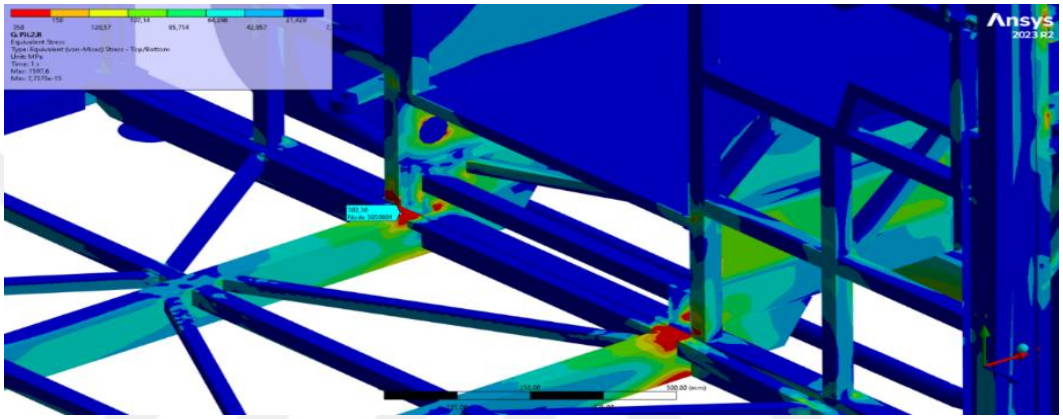
Şekil 4.60. Birinci Kabin Karkas Yapısının Optimizasyon Sonrasındaki Yer Değiştirme Dağılımı

İyileştirme öncesinde, birinci kabin 11 farklı sınır şartı altında incelendiğinde en yüksek gerilmenin, 2. Aksın burulması sonucunda şasi ana taşıyıcı profillerinin geometrik geçişlerinde 320 MPa olarak tespit edildiği görülmüştür. Birinci kabin üzerinde yapılan iyileştirmeler neticesinde, mesnet noktası gibi davranan geometrik geçiş daha yumuşak bir hale getirilmiş ve gövde üzerindeki süreksiz geçişin ortadan kaldırılması ile 320 MPa'lık gerilme değeri 164 MPa'ya düşürülmüştür (Şekil 4.61).



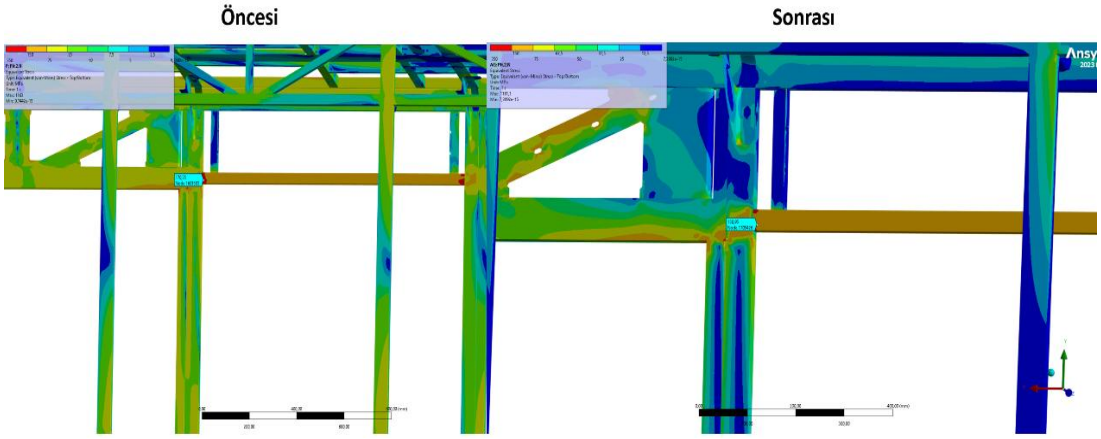
Şekil 4.61. Birinci Kabin Şasi Optimizasyonu Sonrası Gerilme Yığılmasındaki Değişimi

Böylece, emniyet katsayısı 1,09 değerinden 2,13 değerine yükselmiş ve yapı daha güvenli hale gelmiştir. Elde edilen gerilme ve emniyet katsayısı değerlerinin, kullanılan S350GD+Z yapı çeliği için elastik bölgede kaldığı göz önüne alındığında, yapının emniyetli olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Ana taşıyıcı profillerinin bağlantı noktalarında ise, iyileştirme öncesinde en yüksek gerilme, 2. Aksın gövde karkasını burulmaya zorlaması sonucunda 230 MPa olarak ölçülmüşken, gövde üzerindeki ağırlık iyileştirmeleri sonrasında ani hızlanma senaryosunda (6,87 m/s²) gerilme değeri 302 MPa'ya yükselmiştir (Şekil 4.62).



Şekil 4.62. Optimizasyon Sonrası Birinci Kabin Ana Taşıyıcı Profil Üzerindeki Gerilme Dağılımı

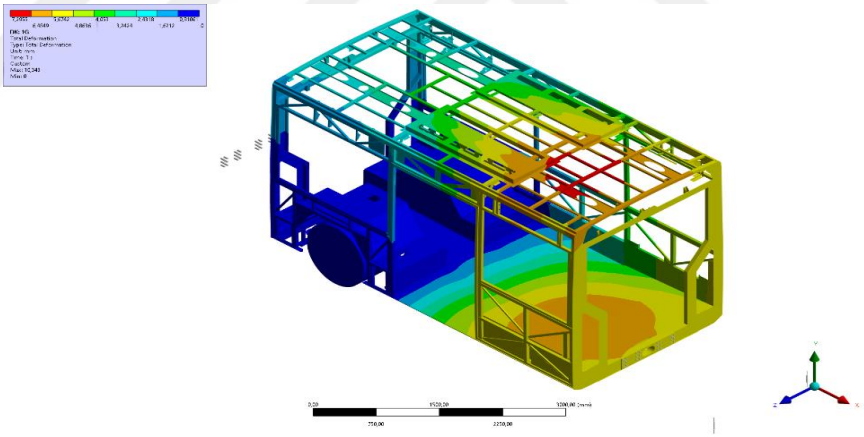
Sonuç olarak, şasi üzerinde yapılan iyileştirmeler ile süreksiz geçişler sebebiyle oluşan gerilme yığılmaları ortadan kaldırılmış ve en yüksek gerilme değeri 302 MPa olarak kaydedilmiştir. Bu gerilme değeri, 1,15 emniyet katsayısı ile ana taşıyıcı profillerin bağlantı noktalarında görülmüştür. Elde edilen sonucun emniyet katsayısı, önceki değeriyle kıyaslandığında bir miktar artmış olsa da bu gerilme değeri elastik bölgede kalmaktadır. Dolayısıyla, üretimi yapılacak yeni serilerde herhangi bir yapısal problemin yaşanması beklenmemektedir. Gövde üzerinde yapılan iyileştirmeler kapsamında, sağ ve sol yan duvar profillerinin tümü 10 mm daraltılmış ve bazı profil ve saclar iptal edilmiştir. Bu değişikliklerin ardından, sağ yan duvar bölgesinde, 2. Aks'ın gövdeyi burması ile oluşan 170 MPa'lık gerilme değeri, gerilme yığılmalarının azalmasıyla birlikte 130 MPa'ya düşmüştür (Şekil 4.63).



Şekil 4.63. Optimizasyon Sonrası Birinci Kabin Yan Duvar Bölgesindeki Gerilme Dağılımı

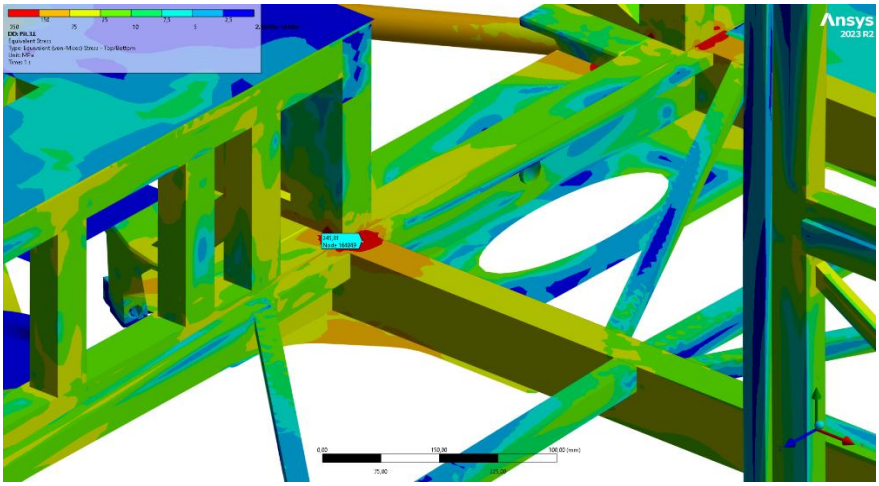
4.4.2. İkinci Kabin Yapısal Doğrulama Analizi Sonuçları

Yapılan iyileştirmeler sonucunda, ikinci kabindeki yer değiştirme değeri, çapraz profillerin daha seyrek bir hale getirilmesiyle 5,2 mm'den 6,5 mm'ye yükselmiştir (Şekil 4.64).



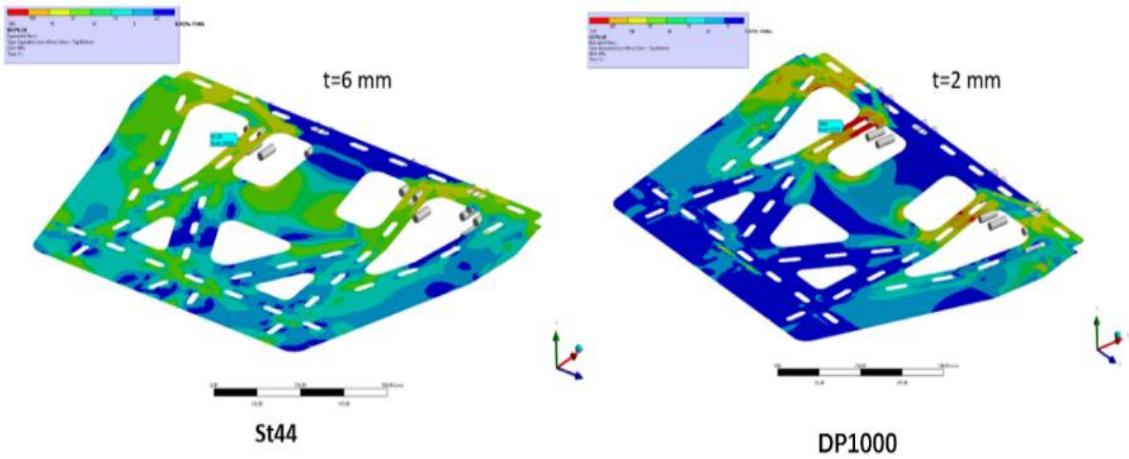
Şekil 4.64. Optimizasyon Sonrası İkinci Kabin Yer Değiştirme Dağılımı

İkinci kabin şasisi üzerindeki en yüksek gerilme, diğer kabinlerde olduğu gibi çukura düşme senaryosunda 266 MPa olarak ana taşıyıcı profillerin bağlantı noktalarında görülmüştür. Yapılan iyileştirmeler sonucunda, şasi üzerindeki yapının daha seyrek bir hale getirilmesiyle gerilme yığılmalarının azaldığı gözlemlenmiş ve aynı noktadan elde edilen ölçümler sonucunda gerilmenin 245 MPa'ya düştüğü belirlenmiştir. Son durumda, ikinci kabin şasisi üzerinde en yüksek gerilmenin emniyet katsayısının 1,31'den 1,42'ye yükseldiği görülmüştür (Şekil 4.65).



Şekil 4.65. Optimizasyon Sonrası İkinci Kabin Ana Taşıyıcı Profil Üzerindeki Gerilme Dağılımı

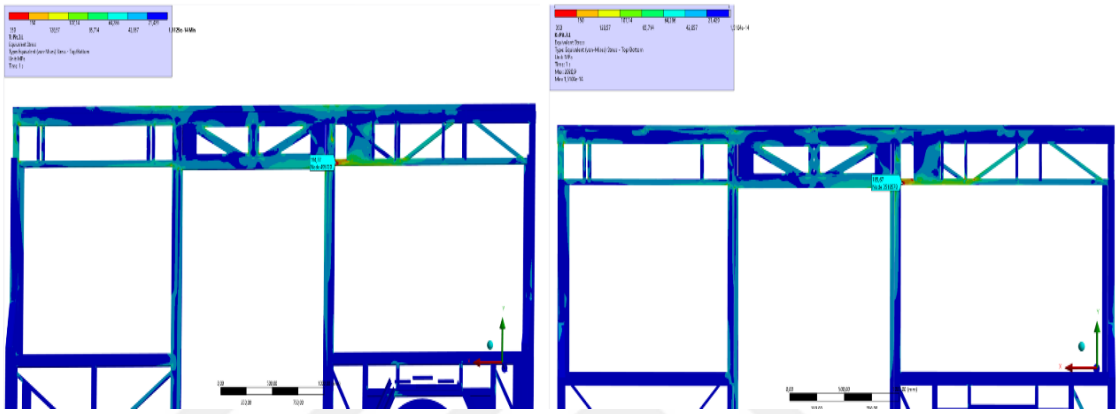
Şasinin daha rijit bir yapıya kavuşmasını sağlamak amacıyla destek sacları, yapısal analizler sonucunda incelenmiş ve et kalınlığı ile malzemede değişiklikler yapılmıştır. Yapılan değişiklikler sonucunda, et kalınlığı 6 mm'den 2 mm'ye düşürülen destek sacları üzerinde ilk durumda 163 MPa olan gerilme değeri, son durumda 343 MPa olarak elde edilmiştir. Bu değişikliğin sebebi, ilk durumda kullanılan St44 malzemesinin yerine DP1000 dual fazlı çeliğin kullanılmasıdır. Son durumda elde edilen gerilme değeri, elastik bölgede kalmış olup, emniyet katsayısı 2,91 olarak hesaplanmıştır (Şekil 4.66).



Şekil 4.66. Optimizasyon Sonrası İkinci Kabin Destek Sacları Üzerindeki Gerilme Değişimi

İkinci kabinin sağ ve sol yan duvar bölgelerinde, birinci kabinde olduğu gibi 10 mm'lik bir daraltma yapılmış ve bazı profiller iptal edilmiştir. Bu kütle iyileştirme çalışmaları

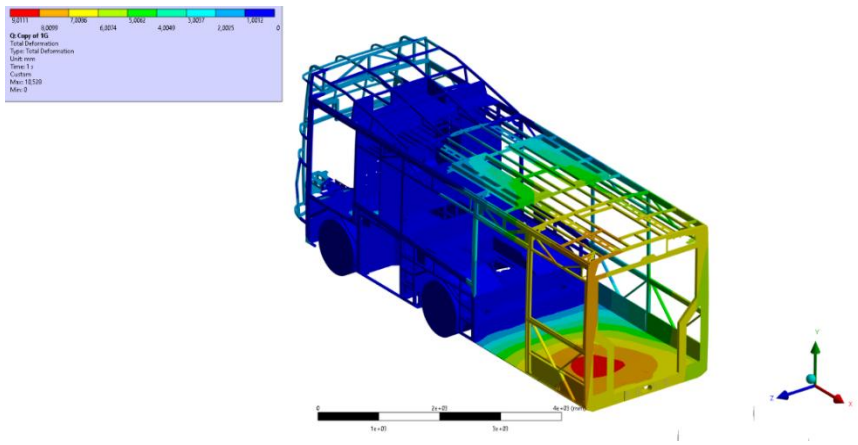
sonucunda, sağ ve sol tekerleklerin bir çukura düşerek aracı burulmaya zorlaması ve yapının birinci kabin ile etkileşimi nedeniyle ilk durumda 194 MPa olarak gözlemlenen gerilme değeri, yapılan değişikliklerle birlikte 185 MPa'ya düşmüştür. İki değer arasında kayda değer bir fark bulunmamakla birlikte, sağ ve sol yan duvar profillerinde yapılan daraltmaların yapı üzerindeki gerilmelerde belirgin bir artışa neden olmadığı sonucuna varılmıştır. Son durumda elde edilen 185 MPa'lık gerilme değeri, kullanılan S350GD+Z malzemesi için 1,89 kat emniyetli olarak hesaplanmıştır (Şekil 4.67).



Şekil 4.67. Optimizasyon Sonrası İkinci Kabin Yan Duvar Bölgesindeki Gerilme Dağılımı

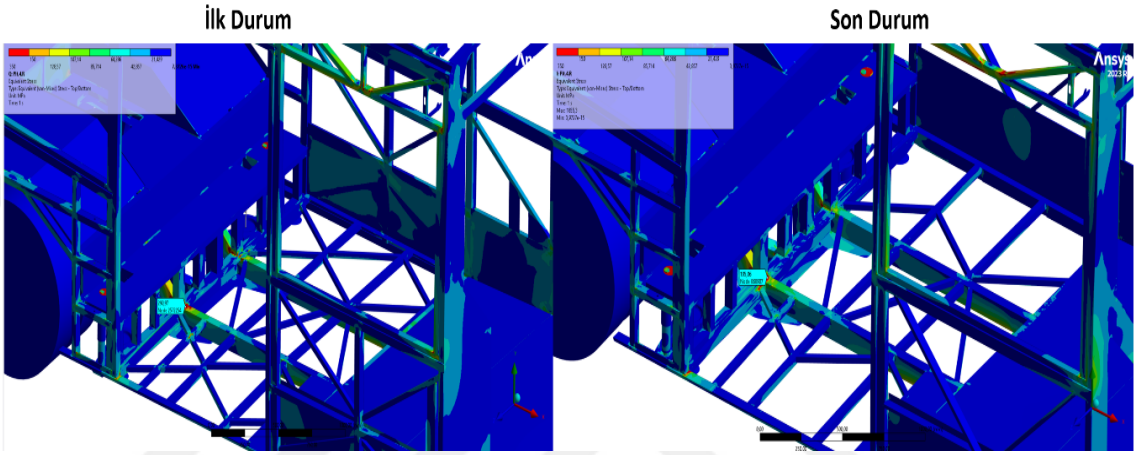
4.4.3. Üçüncü Kabin Yapısal Doğrulama Analizi Sonuçları

Yapılan iyileştirmeler sonucunda, üçüncü kabindeki yer değiştirme değeri 7,2 mm'den 9,01 mm'ye yükselmiştir (Şekil 4.68).



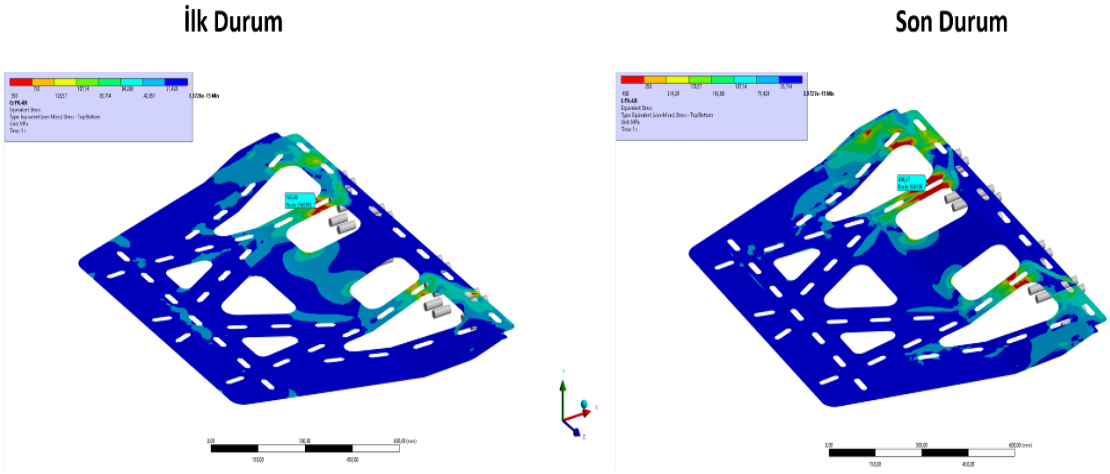
Şekil 4.68. Optimizasyon Sonrası Üçüncü Kabin Yer Değiştirme Dağılımı

Üçüncü kabin şasisi, iyileştirmeler sonrasında incelendiğinde, 4. Aks'a bağlı tekerleklerin çukura düşüp gövdeyi burmaya çalışması nedeniyle ana taşıyıcı profillerin bağlantı noktalarında 290 MPa gerilme değerleri gözlemlenmiştir. Ancak, şasi üzerindeki iyileştirme çalışmaları sonucunda gerilme yığılmalarında belirgin bir azalma meydana gelmiştir. Aynı noktalardan alınan ölçümlere göre, son durumda 195 MPa'lık gerilme değerleri elde edilmiştir (Şekil 4.69). Bu iyileştirmelerle birlikte, emniyet katsayısı gerilme değerlerinin düşmesiyle artarak 1,20'den 1,79'a yükselmiştir.



Şekil 4.69. Optimizasyon Sonrası Üçüncü Kabin Ana Taşıyıcı Profil Üzerindeki Gerilme Dağılımı

Ağırlık azaltmak amacıyla yapılan çalışmalar sonucunda, başlangıçta yüksek gerilmelerin gözlemlenmediği ancak sürekli bir yük altında kalan körük bölgesinde yer alan destek saclarının çoğu, 6 mm'den 2 mm'ye indirildiği belirtilmiştir. Sonuç olarak, bu değişimle birlikte gerilme değeri 178 – 226 MPa'dan 488 MPa'ya yükselmiştir (Şekil 4.70). Elde edilen bu gerilme değeri, kullanılan DP1000 Dual fazlı çelik malzeme için elastik bölgede kalmakta olup, emniyet katsayısı 2,04 olarak hesaplanmıştır, bu da malzemenin güvenli bir şekilde kullanılmasına olanak sağlamaktadır.



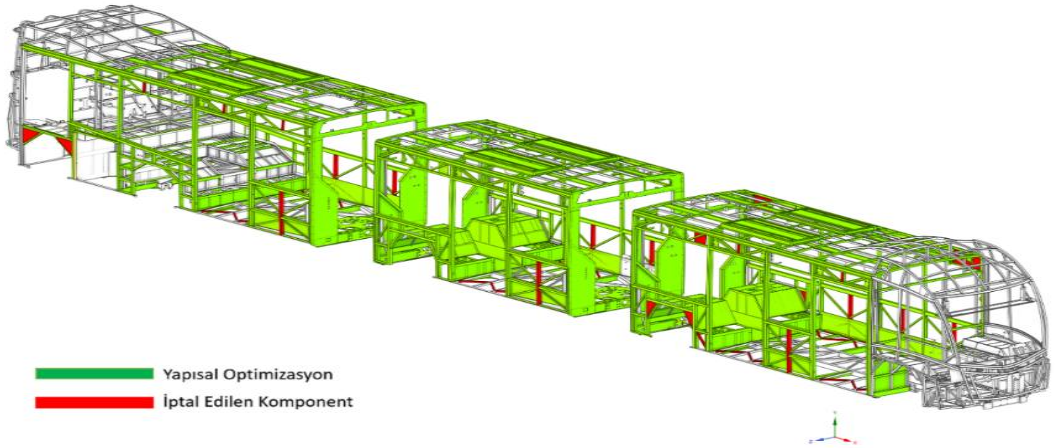
Şekil 4.70. Optimizasyon Sonrası Üçüncü Kabin Destek Sacları Üzerindeki Gerilme Değişimi

Üçüncü kabinin sağ ve sol duvar yapısını oluşturan profillerindeki gerilme dağılımı incelendiğinde, diğer kabinlerde olduğu gibi iyileştirme yapılmadan önceki durumla benzer sonuçlar elde edilmiştir. En yüksek gerilme değeri, aksların çukura düşüp gövdeyi burması sonucunda 153 MPa olarak tespit edilmiştir (Şekil 4.71).

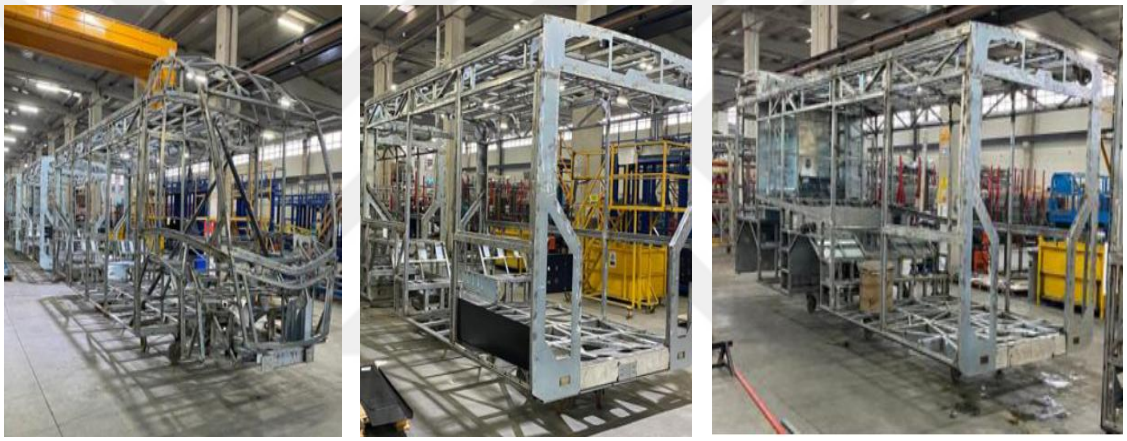


Şekil 4.71. Optimizasyon Sonrası Üçüncü Kabin Yan Duvar Bölgesi Gerilme Dağılımı

Tez çalışması kapsamında belirtilen iyileştirme çalışmaları, gövde karkası üzerinde yapılan majör değişiklikleri kapsamaktadır. Bu süreçte, toplamda 967 adet parça üzerinde kalınlık, malzeme değişimi ve tasarım değişiklikleri gibi yapısal optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, yapısal analiz sonuçları doğrultusunda 75 adet parça iptal edilmiştir (Şekil 4.72). Yapılan bu değişikliklerin sonucunda, gövde karkası üzerinde toplamda 1056 kg'lık bir kütlesel azalma sağlanmıştır.



a)



b)

Şekil 4.72. a) Metrobüs Gövde Karkası Optimizasyon Bölgeleri, b) Optimizasyon Sonrası Metrobüs Gövde Karkasının Üretilmiş Görüntüsü

Gövde üzerinde kütleyi azaltmak amacıyla yapılan iyileştirmeler sonucunda, gövde karkası üzerinden toplamda 1056 kg'lık bir hafifleme sağlanmıştır (Şekil 4.73). Bu iyileştirmelerin ardından, doğal frekanslar (titreşim analizleri) yeniden gerçekleştirilerek rijitlik ve kütle dengesindeki değişimler gözlemlenmiştir. Sınır şartları, ilk durum ile aynı şekilde korunmuş olup, gövde karkasının yeni modları ve doğal frekansları her kabin için ayrı ayrı hesaplanmıştır.

LF25 2023			FARK	LF25 1505		
1. KABİN	AĞIRLIK	ÖZKÜTLE		1. KABİN	AĞIRLIK	ÖZKÜTLE
ÇELİK	2365,500	7800	-437,421	ÇELİK	1928,079	7800
DÖKÜM	124,070	7200	0	DÖKÜM	124,07	7200
KOMPOZİT (Davlumbaz ve Yan Duvar Profilleri)	0,000	1800	18	KOMPOZİT (Davlumbaz ve Yan Duvar Profilleri)	18	1800
ALÜMİNYUM	0	2700	39,542	ALÜMİNYUM	39,542	2700
TOPLAM	2489,570		-379,879	TOPLAM	2109,691	
2. KABİN	AĞIRLIK	ÖZKÜTLE		2. KABİN	AĞIRLIK	ÖZKÜTLE
ÇELİK	1823,367	7800	-427,206	ÇELİK	1396,161	7800
DÖKÜM	76,433	7200	0	DÖKÜM	76,433	7200
KOMPOZİT (Davlumbaz ve Yan Duvar Profilleri)	0	1800	16	KOMPOZİT (Davlumbaz ve Yan Duvar Profilleri)	16	1800
ALÜMİNYUM	0	2700	33,805	ALÜMİNYUM	33,805	2700
TOPLAM	1899,800		-377,401	TOPLAM	1522,399	
1. KABİN	AĞIRLIK	ÖZKÜTLE		1. KABİN	AĞIRLIK	ÖZKÜTLE
ÇELİK	2993,259	7800	-349,498	ÇELİK	2643,761	7800
DÖKÜM	108,483	7200	0	DÖKÜM	108,483	7200
KOMPOZİT (Davlumbaz ve Yan Duvar Profilleri)	0	1800	16	KOMPOZİT (Davlumbaz ve Yan Duvar Profilleri)	16	1800
ALÜMİNYUM	0	2700	33,985	ALÜMİNYUM	33,985	2700
TOPLAM	3101,742		-299,513	TOPLAM	2802,229	
TOPLAM AĞIRLIK	7491,112		FARK 1056,793	TOPLAM AĞIRLIK	6434,319	
			YÜZDE 14,100%			

Şekil 4.73. Yapısal Analiz ve Optimizasyonların Öncesi ve Sonrası Karşılaştırılması

4.5. Optimizasyon Sonrası Doğal Frekans Analizleri

Yeni tasarımda, birinci kabin için yapılan doğal frekans analizi sonuçlarına göre, ilk 10 modda gövde karkasının genel olarak 5 Hz ila 22 Hz arasında eğilme ve burulma modlarında salınım yaptığı gözlemlenmiştir (Çizelge 4.5). Hesaplanan doğal frekans değerlerinin, ilk durum ile oldukça yakın olduğu tespit edilmiştir. Bu bulgular ışığında, birinci kabin için yapılan kütle/rijitlik dengesindeki değişikliklerin, genel olarak büyük bir değişim yaratmadığı sonucuna varılmıştır.

Çizelge 4.5. Birinci Kabin Doğal Frekans Analizleri

Mod	Frekans (Hz)	Mod Şekli (Mesnetli)
1	5,2231	Yanal Eğilme Modu
2	5,4743	Dikey Eğilme Modu
3	8,1146	Dikey Eğilme Modu
4	9,9257	Yanal Eğilme Modu
5	11,2354	Burulma Modu
6	13,099	Burulma Modu
7	14,243	Burulma Modu
8	18,618	Dikey-Yanal Eğilme Modu
9	19,485	Burulma Modu
10	20,167	Eğilme – Burulma Modu

Yeni tasarımda, ikinci kabin için yapılan doğal frekans analizi sonuçlarına göre, ilk 10 modda gövde karkasının genel olarak 7 Hz ila 31 Hz arasında eğilme ve burulma modlarında salınım yaptığı gözlemlenmiştir (Çizelge 4.6). Hesaplanan doğal frekans değerlerinin, ilk durum ile oldukça yakın olduğu tespit edilmiştir. Bu sonuçlar doğrultusunda, ikinci kabin için yapılan kütle/rijitlik dengesindeki değişikliklerin büyük bir değişime yol açmadığı görülmüştür.

Çizelge 4.6. İkinci Kabin Doğal Frekans Analizleri

Mod	Frekans (Hz)	Mod Şekli (Mesnetli)
1	7,5303	Yanal Eğilme Modu
2	9,0854	Dikey Eğilme Modu
3	9,6963	Yanal Eğilme Modu
4	14,318	Dikey Eğilme Modu
5	19,528	Burulma Modu
6	21,682	Burulma Modu
7	22,28	Yanal Eğilme Modu
8	26,614	Dikey Eğilme Modu
9	27,459	Dikey- Yanal Eğilme Modu
10	31,592	Eğilme – Burulma Modu

Yeni durum için üçüncü kabinin doğal frekans analizine bakıldığında, birinci ve ikinci kabinle benzer şekilde, ilk durumla karşılaştırıldığında doğal frekans değerleri ve mod şekilleri açısından benzer sonuçlar elde edilmiştir. İlk 10 modda, doğal frekans değerleri 6 Hz ile 21 Hz arasında değişiklik göstermektedir (Çizelge 4.7). Bu sonuçlar, yapılan iyileştirmelerin kütle ve rijitlik dengesini önemli ölçüde etkilemediğini göstermektedir.

Çizelge 4.7. Üçüncü Kabin Doğal Frekans Analizleri

Mod	Frekans (Hz)	Mod Şekli (Mesnetli)
1	6,7557	Dikey Eğilme Modu
2	9,3285	Yanal Eğilme Modu
3	9,94	Dikey Eğilme Modu
4	10,649	Yanal Eğilme Modu
5	11,834	Yanal Eğilme Modu
6	14,047	Burulma Modu
7	15,967	Burulma Modu
8	19,554	Dikey-Yanal Eğilme Modu
9	20,515	Burulma Modu
10	21,376	Eğilme – Burulma Modu

Son durumda yapılan doğal frekans analizlerinde, mod şekillerinin değişmediği, ancak gövdenin eğilme ve burulma frekanslarının kütle ve rijitlikteki küçük değişiklikler nedeniyle hafif bir düşüş gösterdiği tespit edilmiştir. Ancak, elde edilen frekans değerlerinin, aktif olarak kullanılan araçla çok yakın olduğu göz önünde bulundurulduğunda, işletme koşullarında rezonans kaynaklı herhangi bir yapısal hasarın meydana gelmeyeceği sonucuna varılabilir. Bu durum, yapılan iyileştirmelerin gövdenin genel statik ve dinamik performansı üzerinde olumsuz bir etki yaratmadığını ve yapının güvenli bir şekilde çalışmaya devam edeceğini göstermektedir.

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Metrobüs gövde karkası üzerinde yapılan bu çalışmada, kapsamlı bir yapısal analiz ve optimizasyon süreci gerçekleştirilmiştir. Elde edilen test verileri, sonlu elemanlar analizleri ile karşılaştırılmış ve her iki sonuç arasında yüksek bir uyum gözlemlenmiştir. Çalışmanın ilk aşamasında, aracın katı modeli CATIA V6 yazılımı kullanılarak oluşturulmuş; ardından, ANSYS SpaceClaim aracı ile sonlu elemanlar ağı oluşturulmadan önce geometrik temizlik işlemleri gerçekleştirilmiş ve eleman kalitesinin standartlara uygunluğu sağlanmıştır. Yapısal analizlerin gerçekleştirilebilmesi için dört farklı senaryo ve on bir farklı sınır koşulu tanımlanarak, aracın gerçek çalışma koşullarını temsil eden zorlu durumlar nümerik ortamda simüle edilmiştir.

Yapısal analiz ve test sonuçları değerlendirildiğinde, metrobüs aracının tüm kabinlerinde, özellikle tavan yapısında klima kütlesi dışında ek bir yük bulunmaması nedeniyle düşük gerilmeler gözlemlenmiştir. Sağ ve sol yan duvarlarda, kapı ve cam boşluklarında gerilme yığılmaları oluşmuş olmakla birlikte, bu gerilmeler kullanılan S350GD+Z yapı çeliği için emniyetli bölgelerde kalmıştır. Bu bulgular, araç tasarımının genel olarak güvenli olduğunu ve mevcut malzeme seçiminin uygun olduğunu göstermektedir.

İlk tasarımda, aracın şasi kısmında en yüksek gerilme değerleri tespit edilmiştir. En kritik senaryolar için hesaplanan gerilme değerleri şu şekilde belirlenmiştir: Birinci kabin için çukura düşme senaryosunda 320 MPa, ikinci kabin için ani frenleme durumunda 275 MPa ve üçüncü kabin için 4. aks tekerleklerinin çukura düşmesi nedeniyle 290 MPa. Bu gerilme değerleri için emniyet katsayıları sırasıyla 1.09, 1.27 ve 1,20 olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan emniyet katsayıları, aracın İstanbul Büyükşehir Belediyesi (İBB) Metrobüs hattında güvenli bir şekilde çalışmasını ve herhangi bir yapısal hasar meydana gelmediğini doğrulamaktadır.

Optimizasyon sürecinin ardından, araç üzerinde yapılan iyileştirmelerle birlikte malzeme ve tasarımda değişiklikler yapılmıştır. İlk olarak, yapısal analizlerdeki yüksek gerilmeleri azaltmaya yönelik tasarım değişiklikleri gerçekleştirilmiş ve bu değişiklikler sonucunda araç gövdesinin kütlesi önemli ölçüde azaltılmıştır. Yapılan optimizasyonlar sayesinde, gövde karkasında toplamda 1056 kg'lık bir hafifleme sağlanmış, bu da aracın %14,1 oranında daha hafif hale gelmesine yol açmıştır. Malzeme değişimleri ve optimizasyonlar

sonucunda elde edilen gerilme değerleri, tüm analizlerde elastik bölgede kalmış olup, emniyet katsayıları güvenli seviyelerde tutulmuştur.

Sonuç olarak, yapılan yapısal iyileştirmeler ve optimizasyonlar, aracın güvenliğini ve dayanıklılığını artırmış, aynı zamanda ağırlık azaltımı sağlayarak aracın yakıt verimliliği, işletme maliyetleri ve emisyon oranları üzerinde olumlu etkiler yaratmıştır. Bu süreç, metrobüs aracının dinamik ve statik performansını olumsuz etkilemeden, sürdürülebilir bir tasarım elde edilmesini mümkün kılmıştır. Gövde karkası üzerinde yapılan bu iyileştirmeler, araç güvenliği ve dayanımı açısından herhangi bir risk oluşturmadığı gibi, prototip üretimi aşamasına geçilmeden önce gerekli tüm yapısal testler başarıyla tamamlanmıştır.

Bu çalışmada, metrobüs aracının yapısal ve dinamik performansı, yapılan gerinim ölçer ve ivme ölçer testlerinin yanı sıra sonlu elemanlar analizleri ile doğrulanmıştır. Testler, aracın farklı bölgelerinde yer alan gerinim ölçerlerle gerçekleştirilmiş olup, test verileri ile yapılan yapısal analizlerin uyumu sağlanmıştır. Gerinim ölçerlerin gösterdiği sonuçlar, özellikle ekstrem sınır koşullarında bazı noktalar arasında %30'luk bir fark gözlemlenmesine rağmen, sağ yan duvar gibi kütle etkisinin önemsiz olduğu bölgelerde yapılan yapısal analizler ve gerinim ölçer verileri %93 oranında uyum göstermiştir. Bu sonuçlar, yapılan analizlerin güvenilirliğini pekiştirmiştir.

Motor odasında bulunan kompresör braketine yerleştirilen ivme ölçer verileri, her üç eksende de 1G sınırını aşmadığını ve braketin rezonansa girmediğini göstermiştir. Ayrıca, yapılan random vibration analizleri, kompresör braketinin gerilme değerlerinin %99,7 güvenlik seviyesiyle 30-40 MPa aralığında kaldığını ortaya koymuştur. Bu bulgular, kompresör braketinin tasarımının yeterli güvenlik payına sahip olduğunu ve dinamik yükler altında güvenli bir şekilde çalıştığını göstermektedir.

Yapılan yapısal ve dinamik analizler, metrobüs aracının mevcut tasarımının güvenli olduğunu ve aşırı yükleme veya rezonans gibi durumlarda yapısal hasar meydana gelmeyeceğini doğrulamıştır. Bu veriler ışığında, aracın performansını ve güvenliğini artırmak amacıyla yapısal optimizasyon yapılan bölgeler belirlenmiş ve bu bölgelerde yapılan iyileştirmelerin ardından aynı sınır şartları altında yapılan yapısal analizlerle gerilme değerleri ve emniyet katsayıları yeniden incelenmiştir.

İyileştirme sürecinde, gövde yapısının kütlesel olarak hafifletilmesi amacıyla çeşitli yapısal optimizasyon teknikleri uygulanmış ve iyileştirme öncesi ve sonrası yapılan analizler karşılaştırılmıştır. Örneğin, birinci kabin şasisinde yapılan optimizasyon çalışmaları sonucunda, geometrik geçişlerde meydana gelen gerilme yığılmalarının giderildiği ve 2. aksın çukura düşmesiyle gövde üzerinde oluşan gerilmenin 320 MPa'dan 164 MPa'ya düştüğü belirlenmiştir. Bunun yanı sıra, ana taşıyıcı profillerdeki gerilme 230 MPa'dan 302 MPa'ya yükselmiş ve emniyet katsayısı 1,15 olarak hesaplanmıştır.

Benzer iyileştirmeler, ikinci ve üçüncü kabinlerde de uygulanmış ve ana taşıyıcı profillerdeki maksimum gerilme değerlerinde kayda değer düşüşler gözlemlenmiştir. İkinci kabindeki gerilme, 266 MPa'dan 245 MPa'ya, üçüncü kabindeki gerilme ise 290 MPa'dan 195 MPa'ya düşmüştür. Ayrıca, destek saclarının et kalınlığının 6 mm'den 2 mm'ye düşürülmesi sonucu ikinci kabindeki gerilme 163 MPa'dan 343 MPa'ya, üçüncü kabindeki gerilme ise 178- 226 MPa'dan 488 MPa'ya yükselmiştir. Bu gerilme artışları sonucunda, ilgili destek saclarının malzemesi St44'ten DP1000 çift fazlı çelik malzeme ile değiştirilmiş ve emniyet katsayıları sırasıyla 2,91 ve 2,04 olarak hesaplanmıştır.

Yapılan doğal frekans analizleri, yapıdaki kütle/rijitlik oranına yapılan iyileştirmelerin minimal etkiler yarattığını ortaya koymuştur. Tüm kabinlerde elde edilen mod şekilleri ve doğal frekanslar, gövde yapısının statik ve dinamik özelliklerinde belirgin bir değişiklik olmadığını göstermektedir. Ayrıca, strain gage ve ivme ölçer ile yapılan testler, yapısal risklerin olmadığını doğrulamıştır.

Sonuç olarak, yapılan yapısal optimizasyonlar ve iyileştirmeler sonucunda metrobüs gövde karkasında toplamda 1056 kg'lık bir kütle azalımı sağlanmış ve bu azalma sonucunda gövde yapısı %14,1 oranında daha hafif hale getirilmiştir. Bu kütle azaltımı, aracın yakıt verimliliği, işletme maliyetleri ve emisyon oranları gibi performans parametrelerini olumlu yönde etkileyecek olup, daha sürdürülebilir bir tasarım elde edilmesini sağlamıştır. Gövde karkasında yapılan tüm optimizasyonların sonuçları, araç güvenliği ve dayanımı açısından uygun sınırlar içinde kalmakta olup, yapı üzerinde herhangi bir yapısal risk oluşturmadığı tespit edilmiştir.

KAYNAKLAR

Akbaş, H., Güç, F., Us, S., Kuntay, A., Adapazarı, O. A. Ş., & Mühendislik, B. (2006). *OTEKON'06 Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, 26-28 Haziran.

Ulaşım İç ve Dış Ticaret A.Ş. (2025). *Akia 2025*. Ulaşım İç ve Dış Ticaret A.Ş. https://www.ulasim-as.com/tr/

Böke, A. T., Albak, İ., Kaya, N., Bozkurt, R., Ergül, M., Emiroğlu, S., Öztürk, F., & Böke, A. T. (2018). *9th International Automotive Technologies Congress*.

AltairBus. (2024). Altair Busolutions. https://altair.com/resource/altair-busolutions

Arslan, T. A., & Solmaz, H. (2018). M3 kategorisi bir otobüs tasarımı ve yapısal analizleri. *Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*.

Browell, R., & Hancq, A. (2006). Calculating and displaying fatigue results. Buran, B. (2013). Istanbul Metrobus system. *ResearchGate*. https://www.researchgate.net/publication/304170170

Buran, B. (2013). *Istanbul metrobus system*. https://www.researchgate.net/publication/304170170

Controls, B. (2025). *Random vibration – an overview*.

Croccolo, D., De Agostinis, M., & Vincenzi, N. (2011). Structural analysis of an articulated urban bus chassis via FEM: A methodology applied to a case study. *Strojniski Vestnik/Journal of Mechanical Engineering, 57*(11), 799-809. https://doi.org/10.5545/sv-jme.2011.077

Demirtürk, D. (2021). Sürdürülebilir ulaşımda sera gazı etkisini azaltmaya yönelik çalışmalar. *Mühendislik Bilimleri ve Tasarım Dergisi, 9*(4), 1080-1092. https://doi.org/10.21923/jesd.932385

Ebusco. (2025). *Ebusco*. https://www.ebusco.com/

Ehsani, M., Ahmadi, A., & Fadai, D. (2016). Modeling of vehicle fuel consumption and carbon dioxide emission in road transport. *Renewable and Sustainable Energy Reviews, 53*, 1638-1648. https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.08.062

European Commission. (2021). Commission Implementing Regulation (EU) 2021/535 of 24 March 2021 on the implementation of Regulation (EU) 2019/2144 of the European Parliament and of the Council concerning type-approval requirements for the general safety of motor vehicles. *EUR-Lex.* https://eur-lex.europa.eu/eli/reg_impl/2021/535/oj/eng

Sevim, G. (2021). *Kent içi ulaşım yatırımlarının sosyal etkileri ve İstanbul'dan metrobüs ve metro örnekleri* (Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü).

Ferhat, D. D. (2004). *Bir toplu taşıma aracının sonlu elemanlar yöntemi ile dinamik analizi* (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi.

Gauchía, A., Díaz, V., Boada, M. J. L., Olatunbosun, O. A., & Boada, B. L. (2010). Bus structure behaviour under driving manoeuvring and evaluation of the effect of an active roll system. *International Journal of Vehicle Structures and Systems, 2*(1), 14-19. https://doi.org/10.4273/ijvss.2.1.03

Global GHG. (2018). Global GHG emissions from transportation by major country. *Statista*. https://www.statista.com/statistics/1084166/ghgemissions-transportation-sector-globally-by-country/

He, H., Forouzan, F., Volpp, J., Robertson, S. M., & Vuorinen, E. (2021). Microstructure and mechanical properties of laser-welded DP steels used in the automotive industry. *Materials, 14*(2), 1-14. https://doi.org/10.3390/ma14020456

Hess, A. G. (2025). Co-Boltr. Retrieved from https://www.hess-ag.ch/services/buses/co-boltr.html?L=2

Ipekoğlu, G., Küçükömeroğlu, T., Aktarer, S. M., Sekban, D., & Çam, G. (2019). Investigation of microstructure and mechanical properties of friction stir welded dissimilar St37/St52 joints. *Materials Research Express, 6*(4). https://doi.org/10.1088/2053-1591/aafb9f

Iozsa, M. D., David, V. C., & Manea, A. M. (2018). Effect of side stiffening plates on the stiffness of the bus structure. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 444*(7). https://doi.org/10.1088/1757-899X/444/7/072004

Kaymaz, H., Korkmaz, H., & Erdal, H. (2019). Development of a driving cycle for Istanbul bus rapid transit based on real-world data using stratified sampling method. *Transportation Research Part D: Transport and Environment, 75*, 123-135. https://doi.org/10.1016/j.trd.2019.08.023

Kepka, M. (2020). Accelerated fatigue testing on special tracks as new part of methodology for bus/trolleybus development. *Engineering Failure Analysis, 118*, 104786. https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104786

Kepka, M. (2021). Consideration of random loading processes and scatter of fatigue properties for assessing the service life of welded bus bodyworks. *International Journal of Fatigue, 151*, 106324. https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2021.106324

Kepka, M., Kepka, M., & Minich, R. (2022). Strength calculations and fatigue tests of welded bus bodywork nodes. *Procedia Structural Integrity, 42*, 687-693. https://doi.org/10.1016/j.prostr.2022.12.087

Kepka, M., Kepka, M., & Minich, R. (2024). A case study on fatigue life assessment of an electric bus bodywork. *International Journal of Fatigue, 179*, 108040. https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2023.108040

Kilikevičienė, K., Skeivalas, J., Kilikevičius, A., Pečeliūnas, R., & Bureika, G. (2015). The analysis of bus air spring condition influence upon the vibration signals at bus frame. *Eksploatacja i Niezawodnosc, 17*(3), 463-469. https://doi.org/10.17531/ein.2015.3.19

Koffler, C., & Rohde-Brandenburger, K. (2010). On the calculation of fuel savings through lightweight design in automotive life cycle assessments. *International Journal of Life Cycle Assessment, 15*(1), 128-135. https://doi.org/10.1007/s11367-009-0127-z

Kowarska, I., Korta, J., Kuczek, K., & Uhl, T. (2014). Fully equipped dynamic model of a bus. *Shock and Vibration, 2014*, Article 201952. https://doi.org/10.1155/2014/201952

Lamb, W. F., Wiedmann, T., Pongratz, J., Andrew, R., Crippa, M., Olivier, J. G. J., Wiedenhofer, D., Mattioli, G., Khourdajie, A. Al, House, J., Pachauri, S., Figueroa, M., Saheb, Y., Slade, R., Hubacek, K., Sun, L., Ribeiro, S. K., Khennas, S., De La Rue Du Can, S., … Minx, J. (2021). A review of trends and drivers of greenhouse gas emissions by sector from 1990 to 2018. *Environmental Research Letters, 16*(7), 1-21. https://doi.org/10.1088/1748-9326/abee4e,

Lenz, H.-J., Schmid, W., & Wilrich, P.-T. (2010). *Frontiers in statistical quality control*.

Nabi Bus. (2017, April). North American Bus Industries. Wikipedia. https://en.wikipedia.org/wiki/North_American_Bus_Industries

Our World in Data. (2020). CO_2 emissions from transport. Our World in Data. https://ourworldindata.org/co2-emissions-from-transport

Outinen, J. (2002). *Mechanical properties of structural steel at elevated temperatures*. http://www.hut.fi/Units/Civil/Steel/

Özcan, A., & Yüce, C. (2024). M3 sınıfı bir elektrikli otobüsün farklı senaryolar altında sonlu elemanlar analizleri ile hafifletilmesi. *Cukurova University Journal of the Faculty of Engineering, 39*(1). https://doi.org/10.21605/cukurovaumfd.1459322

Pravilonis, T., Sokolovskij, E., Kilikevičius, A., Matijošius, J., & Kilikevičiene, K. (2020). The usage of alternative materials to optimize bus frame structure. *Symmetry, 12*(6). https://doi.org/10.3390/SYM12061010

Researcher, L. W., & Hook, W. (2007). *Bus rapid transit planning guide*. The William and Flora Hewlett Foundation, Global Environment Facility / United Nations Environment Programme, Deutsche Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit (GTZ) GmbH.

Pachauri, R. K., Reisinger, A., IPCC, & Geneva, S. (2007). *IPCC, synthesis report. Contribution of working groups I, II and III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Intergovernmental Panel on Climate Change.

Sekulić, D., Rusov, S., Dedović, V., Šalinić, S., Mladenović, D., & Ivković, I. (2018). Analysis of bus users' vibration exposure time. *International Journal of Industrial Ergonomics, 65*, 26-35. https://doi.org/10.1016/j.ergon.2018.01.017

Stocker, T. F., Qin, D., Plattner, G.-K., Tignor, M., Allen, S. K., Boshung, J., Nauels, A., Xia, Y., Bex, V., & Midgley, P. M. (2013). *IPCC, Technical Summary. Climate Change 2013: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. https://www.ipcc.ch/report/ar5/wg1/

Tzemekidi Tzeiranaki, S., Economidou, M., Bertoldi, P., Thiel, C., Fontaras, G., Clementi, E. L., & Franco De Los Rios, C. (2023). The impact of energy efficiency and decarbonisation policies on the European road transport sector. *Transportation Research Part A: Policy and Practice, 170*, 103623. https://doi.org/10.1016/j.tra.2023.103623

Walczak, B., Malaca, P., Michalak, D., & Staszewski, J. (2023). Measurements of loads acting on an electric bus in urban traffic. *Procedia Structural Integrity, 47*, 723–731. https://doi.org/10.1016/j.prostr.2023.07.047

World Population Review. (2021). *World population review*. https://worldpopulationreview.com/country-rankings/greenhouse-gasemissions-by-country

Yaman, M., Yildiz, V., Sert, E., Dileroglu, S., & Yilmaz, S. A. (2016). A case study for a bus body design improvement using virtual analysis methods. In *Proceedings of the 4th International Symposium on Innovative Technologies in Engineering and Science* (ISITES2016, Alanya/Antalya, Turkey, 3–5 November 2016).

Yang, Y. B., Li, Z., Wang, Z. L., Shi, K., Xu, H., Qiu, F. Q., & Zhu, J. F. (2022). A novel frequency-free movable test vehicle for retrieving modal parameters of bridges: Theory and experiment. *Mechanical Systems and Signal Processing, 170.* https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2022.108854

Yazıcı, M. (2010). *Kent içi toplu ulaşım hizmetlerinde toplam kalite yönetimi ve bir uygulama* (Yüksek lisans tezi, Marmara Üniversitesi, Sosyal Bilimler Enstitüsü, İşletme Anabilim Dalı, Uluslararası Kalite Yönetimi Bilim Dalı).

Yüce, C. (2018). *Yüksek mukavemetli çelikler ile alüminyum alaşımlarının lazer kaynağı ile birleştirilmesinde kaynak parametrelerinin bağlantı üzerine etkilerinin incelenmesi* (Doktora tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü).