

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇOK EKLEMLİ OTOBÜSLERDE KULLANILAN AKS-GÖVDE
ARASI YILDIZ DÖKÜM BAĞLANTI PARÇASININ AĞIRLIK
OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ömer GİLAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Tasarım ve İmalat Bilim Dalı

EKİM 2025

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇOK EKLEMLİ OTOBÜSLERDE KULLANILAN AKS-GÖVDE
ARASI YILDIZ DÖKÜM BAĞLANTI PARÇASININ AĞIRLIK
OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ömer GİLAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Tasarım ve İmalat Bilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Murat ÖZSOY

EKİM 2025

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Eğitim-Öğretim Yönetmeliğine ve Yükseköğretim Kurumları Bilimsel Araştırma ve Yayın Etiği Yönergesine uygun olarak hazırlamış olduğum “Çok Eklemlı Otobüslerde Kullanılan Aks-Gövde arası Yıldız Döküm Bağlantı Parçasının Ağırlık Optimizasyonu” başlıklı tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın tüm aşamalarında yukarıda belirtilen yönetmelik ve yönergeye uygun davrandığımı, tezin içerdığı yenilik ve sonuçları başka bir yerden almadığımı, tezde kullandığım eserleri usulüne göre kaynak olarak gösterdiğimi, bu tezi başka bir bilim kuruluna akademik amaç ve unvan almak amacıyla vermediğimi ve 20.04.2016 tarihli Resmi Gazete ’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince Sakarya Üniversitesi’nin abonesi olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Enstitü tarafından belirlenmiş ölçütlere uygun rapor alındığını, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun ortaya çıkması halinde doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi beyan ederim.

21.10.2025

İmza

Ömer GİLAN



TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının her aşamasında bilgi, deneyim ve akademik rehberliğiyle bana yol gösteren, sabrı ve desteğiyle sürece değer katan çok kıymetli danışmanım Prof. Dr. Murat Özsoy'a en içten teşekkürlerimi sunarım. Kendisi sayesinde yalnızca akademik anlamda değil, araştırma disiplini ve bilimsel bakış açısı konusunda da önemli kazanımlar elde ettim.

Ayrıca tez konumun uygulama boyutunda büyük katkı sağlayan ve test çalışmaları için gerekli teknik altyapı ile maddi imkanları sunarak bana destek olan, çalışmakta olduğum Ulaşım İç ve Dış Ticaret A.Ş. ailesine teşekkür ederim. Bu süreçte hem mesleki gelişimime katkı sağlayan hem de tezimin sağlıklı bir şekilde tamamlanmasına olanak tanıyan tüm firma yöneticilerime ve çalışma arkadaşlarıma minnettarım.

Ömer GİLAN



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ	v
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
TABLO LİSTESİ	xiii
ŞEKİL LİSTESİ	xv
ÖZET	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1. Literatür Araştırması	3
2. AĞIRLIK OPTİMİZASYONU	5
2.1. Malzeme Seçimi Tabanlı Ağırlık Optimizasyonu	6
2.2. Topoloji ile Ağırlık Optimizasyonu	6
3. TASARIM ve MODELLEME	7
3.1. Bilgisayar Destekli Tasarım	7
3.2. Aks-Gövde Arası Yıldız Döküm Bağlantı Parçasının Tasarımı	7
3.3. Sonlu Elemanlar Metodu	9
4. YOL TESTLERİ VE VERİ TOPLAMA	11
4.1. İvme Ölçer	11
4.2. Gerinim Ölçer	11
4.3. Sonlu Elemanlar Ağ Yapısının Oluşturulması	12
4.4. Yıldız Döküm Bağlantı Parçasının Statik Analizi	13
4.5. Gerinim Ölçer ve İvme Ölçer Bağlantı Noktasının Belirlenmesi	16
4.6. Yol Testi ve Verilerin Kayıt Altına Alınması	16
4.6.1. Yol testi şartları ve veri kaydı	20
5. TEST SONUÇLARI VE YORUMLANMA SÜRECİ	21
6. GÜÇ SPEKTRAL YOĞUNLUĞU (PSD)	29
7. RASTLANTISAL TİTREŞİM ANALİZİ	33
8. SON TASARIM YAPISAL VE DİNAMİK ANALİZLERİ	37
9. SONUÇ VE ÖNERİLER	41
KAYNAKLAR	43
EKLER	43
ÖZGEÇMİŞ	59



KISALTMALAR

BRT	: Bus Rapid Transit
CAD	: Computer Aided Design
CAN	: Control Area Network
FEA	: Finite Element Analysis
Kg	: Kilogram
m	: Metre
mm	: Milimetre
MPa	: Megapascal
m/s²	: Metre/Saniye kare
PSD	: Güç Spektral Yoğunluğu



TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 3.1. AISI 4140 Çeliğin Kimyasal Bileşimi.	9
Tablo 4.1. Sonlu Elemanlar Ağ Yapısı Çalışması.	12
Tablo 8.1. Tasarımlar Arası Parametre Farkı.	40





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 3.1. Aks-Yıldız Döküm Bağlantı Parçası Montaj Komplexi	8
Şekil 4.1. Sonlu Elemanlar Ağ Yapısı 3D Görüntüsü	13
Şekil 4.2. Mesnet ve Yükleme Noktaları	13
Şekil 4.3. Referans Kuvvetler Doğrultusunda Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçları ..	15
Şekil 4.4. Yıldız Döküm Bağlantı Parçasında İvme-Ölçer ve Gerinim-Ölçer Bağlantı	16
Şekil 4.5. Zımapara Yapılmış Yapıştırma Yüzeyi	17
Şekil 4.6. Gerinim-Ölçer Bağlantısı	18
Şekil 4.7. Gerinim Ölçer AK22 Koruyucu	18
Şekil 4.8. İvme-Ölçer Bağlantısı	19
Şekil 4.9. Araç Elektrik Bağlantısı	19
Şekil 4.10. Gerinim-Ölçer ve İvme-Ölçer Yol Testi Kayıt Görüntüsü	20
Şekil 5.1. Metrobüs Seyir Halindeki Fren Kullanılmadan Gerilme Değişimi ve Anlık Hız Karşılaştırma Grafiği	Hata! Yer işareti tanımlanmamış.
Şekil 5.2. Metrobüs Seyir Halindeki Ani Frenleme Anında Gerilme Değişimi ve Anlık Hız Karşılaştırma Grafiği	23
Şekil 5.3. AISI 4140 S-N Eğrisi.	24
Şekil 5.4. X-ekseni için İvme Değerleri ve Anlık Hız Grafiği	25
Şekil 5.5. Y-ekseni için İvme Değerleri ve Anlık Hız Grafiği	26
Şekil 5.6. Z-ekseni için İvme Değerleri ve Anlık Hız Grafiği	27
Şekil 6.1. Aks-Gövde Arası Yıldız Döküm Bağlantı Parçasının X, Y, Z Eksen PSD Grafikleri	31
Şekil 6.2. Sigma Gösterim Grafikleri	32
Şekil 7.1. Rastlantısal Titreşim Analiz Sonuçları	34
Şekil 7.2. Yeni Tasarım Mesnet ve Yükleme Noktaları	34
Şekil 7.3. Aks-Gövde Yıldız Döküm Bağlantı Parçasının Topoloji Optimizasyon Başlangıcı	35
Şekil 8.1. Son Tasarımın Yapısal Analizleri	39
Şekil 8.2. Topoloji Optimizasyonu Sonrası Nihai Tasarım Rastlantısal Titreşim Analizi	39



ÇOK EKLEMLİ OTOBÜSLERDE KULLANILAN AKS-GÖVDE ARASI YILDIZ DÖKÜM BAĞLANTI PARÇASININ AĞIRLIK OPTİMİZASYONU

ÖZET

Anahtar Kelimeler: BRT, Metrobüs, Çok eklemli otobüsler, Döküm braket, Körüklü otobüsler, Aks-gövde bağlantıları

Bu tez çalışmasında, İstanbul ve benzeri şehirler göz önüne alınarak toplu taşıma sistemlerinde insan yoğunluğunun oldukça çok olduğu şehirlerde bir araçla en fazla kapasitede yolcu taşıyabilmek adına üretilen çok eklemli otobüs kategorisinde bulunan 5 adet aksa sahip ve 1. Ve 5. aksı dümenlenebilen AKIA LF25 metrobüs aracının dördüncü aksında aks-gövde arasında bağlantıyı gerçekleştiren yıldız döküm bağlantı braketinin statik ve dinamik analizleri ANSYS programı kullanılarak yapılmıştır. ANSYS programı üzerinde rastlantısal titreşim analizleri ağırlık optimizasyonu sonucunda uygulanmıştır. Braket üzerinde yürütülen optimizasyon çalışmalarında, öncelikle statik analizler gerçekleştirilmiş ve braketin yük taşıma kapasitesi ile gerilme dağılımları belirlenmiştir. Ardından doğal frekans analizleri yapılmış ve olası rezonans riskleri değerlendirilmiştir. Böylece braketin çalışma ömrü boyunca maruz kalabileceği titreşim kaynaklı hasarların önüne geçilmesi hedeflenmiştir. Gerçek yol koşullarını modelleyebilmek için saha testleri tasarlanmış, bu testlerde kullanılan ivme ölçerler ve gerinim ölçerler ayrıntılı olarak tanıtılmıştır. Bu sensörler sayesinde, yol testleri sırasında hem normal sürüş hem de ani frenleme senaryoları altında ölçümler gerçekleştirilmiş ve braketin üzerindeki kritik noktalar belirlenmiştir.

CATIA 3DExperience programında katı modelleme modülü kullanılarak ilk tasarımı yapılan yıldız döküm bağlantı braketinin, gerçek yol verilerinin elde edilmesi amacıyla gerinim ölçerler ve ivme ölçerler kullanılarak yol testleri gerçekleştirilmiştir. Yol testleri trafik akışı bulunan yollarda gerçekleştirilmiştir. Yol testleri esnasında normal sürüş ve ani frenleme verileri kayıt altına alınmıştır. Elde edilen gerçek yol sinyalleri ANSYS programında Power Spectral Density (PSD) formatına çevrilerek 3-sigma yaklaşımı ile rastlantısal titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir. Literatürden elde edilen ömür-gerinim S-N grafiği referans alınarak topoloji yaklaşımı ile ağırlık azaltma çalışması yapılmıştır. İlgili bölgeler belirlenerek CATIA programında yıldız döküm bağlantı braketinin ilk tasarımı üzerinden belirli tasarımsal değişiklikler yapılarak tüm analizler tekrar uygulanmıştır. Yapılan her tasarım bir önceki tasarım için yenilik teşkil etmekle birlikte bir basamak görevi görmüştür. Beşinci tasarım sonrasında yapılan analizler neticesinde nihai tasarıma ulaşılmıştır. Çalışmada yalnızca mevcut braketin davranışı incelenmemiş, aynı zamanda ağırlık optimizasyonu da hedeflenmiştir.

Tekrar edilen analiz ve tasarımlar sonrasında ilk tasarım 17,5 kg olan yıldız döküm bağlantı braketinin ağırlığı, 5 adet revizyon sonrasında 10,4 kg'a indirilerek %41 oranında hafifletilmiştir. İlk tasarım üzerinden yapılan testlerde referans alınan 49,5 kN statik kuvvet altında yıldız döküm bağlantı braketinin üzerinde 200 MPa değerinde maksimum gerilme gözlemlenirken emniyet katsayısı 3,25 olarak hesaplanmıştır. Son

tasarım üzerinde yapılan analizlerde referans kuvvet altında 400 MPa değerinde maksimum gerilme gözlemlenirken emniyet katsayısı 1,63 olarak hesaplanmıştır. Akma sınırının aşılmaması sebebiyle son tasarımın emniyetli olduğu sonucuna varılmıştır. Elde edilen üç eksenli ivme ölçer verilerinin 3-sigma kuralı ile işlenmesi sonucunda %99,73 doğrulukla 11 MPa'lık gerilme elde edilmiş ve her iki tasarımda da herhangi bir rezonans durumu gözlemlenmemiştir.



WEIGHT OPTIMIZATION OF AXLE-TO-BODY STAR CASTING FITTING USED IN MULTI-JOINT BUSES

SUMMARY

Keywords: BRT, Metrobus, Multi-articulated buses, Cast bracket, Articulated buses, Axle-body-connections

From past to present, people have lived by forming communities. With each passing day and the advancement of technology, the distances between these communities have increased. Alongside this, the growth and density of populations have made the development of transportation systems—intended to transfer people from one point to another—inevitable. Technology, infrastructure, and population density have become significant factors in facilitating human mobility. In addition to regional differences, climatic conditions, population density, and levels of development form the foundation of human transportation, also known as mass transit, where many people are carried together. These factors also play a decisive role in determining the preferred type of public transportation. With the progressing world, human communities have begun to cluster into villages, towns, and cities, living under conditions of dense population. This situation has, in turn, created the demand for different forms of public transportation as a necessity.

Vehicles operating on the BRT route, especially multi-articulated buses with the highest passenger transport capacity, inevitably exhibit higher exhaust gas emissions and greater fuel consumption compared to other vehicles. However, considering environmental impacts, reducing the carbon footprint has become an inevitable reality in today's developing world. With technological innovations, newly designed vehicles aim primarily to minimize the carbon footprint by reducing emission levels. To achieve these objectives, it has become essential to conduct weight optimization studies on prototype vehicles already produced as well as on components of vehicles still at the design stage. Ensuring safety as the top priority at every stage of the design process is of utmost importance.

In the category of multi-articulated buses, which possess higher passenger transport capacity than other public transportation vehicles, BRT buses are improved through weight optimization of their structural components within the framework of safety standards, in order to reduce the carbon footprint and emission levels released into the environment. In this way, lighter vehicles are produced, contributing both to the reduction of greenhouse gas emissions from diesel engines and to national economic savings due to cleaner environments and lower operational costs.

For components used in vehicles, achieving the ideal distribution of material to enhance durability and efficiency is of great importance. To reach this goal, structural optimization methods are employed. Through structural optimization, the dimensions, shape, and overall geometry of a part are optimized to enhance durability while avoiding unnecessary weight. The main objectives of this process can be summarized

as reducing component weight, increasing rigidity, decreasing stress levels, improving manufacturability, and lowering costs.

For components used in vehicles, achieving the ideal distribution of material to enhance durability and efficiency is of great importance. To reach this goal, structural optimization methods are employed. Through structural optimization, the dimensions, shape, and overall geometry of a part are optimized to enhance durability while avoiding unnecessary weight. The main objectives of this process can be summarized as reducing component weight, increasing rigidity, decreasing stress levels, improving manufacturability, and lowering costs.

For the design, the complete axle was positioned under the bus body with average height and length parameters, ensuring a standard driving level height of 340 mm (step height). The bogie arms on the axle were designed considering the assembly requirements for their connections to the body and their angles relative to the axle. Subsequently, the star-shaped cast connection bracket, located on the axle-facing side, was modeled using solid modeling methods. AISI 4140 steel was selected for the design. The star-shaped part is mounted onto the axle with eight main bolted connections. On the underside of the cast component, a Ø60 mm diameter and 14 mm deep recess was created to fit into the set region on the axle for centering purposes.

The final weight of the designed product was 17.5 kg. In this thesis study, considering Istanbul and other highly populated metropolitan cities where passenger density in public transportation is significant, static and dynamic analyses of the star-shaped cast connection bracket between the body and the fourth axle of the AKIA LF25 multi-articulated BRT bus, which has five axles with the first and fifth axles steerable, were conducted using the ANSYS software. Random vibration analyses were carried out on ANSYS as part of the weight optimization process. To ensure an optimal mesh structure, mesh independence studies were performed, and a finite element model with 1,131,821 elements was adopted. Examination of the mesh quality revealed a maximum skewness of 0.58 and an average element quality of 0.89. Within the optimization studies conducted on the bracket, static analyses were performed first to determine its load-carrying capacity and stress distribution. Then, natural frequency analyses were conducted to evaluate potential resonance risks, thereby aiming to prevent vibration-induced damage throughout the service life of the component. To replicate real-world conditions, field tests were designed, and the accelerometers and strain gauges used in these tests were introduced in detail.

Before conducting road tests, the strain gauges and accelerometers were mounted onto predetermined points. The cleanliness and smoothness of the bonding surfaces were considered crucial for accurate measurements. Therefore, dust, residues, and contaminants on the cast component were first removed using compressed air. Then, surface roughness was minimized by sequentially polishing with sandpapers of 80, 120, 240, 320, 600, and 800 microns. After polishing, surfaces were cleaned with isopropyl alcohol to prevent interference with the sensors. Strain gauges and accelerometers were mounted with C33A adhesive, and the gauges were further protected with AK22 coating to safeguard them from potential impacts and foreign objects during vehicle operation. Through these sensors, measurements were collected under both normal driving and sudden braking conditions, enabling the identification of critical regions on the bracket.

Road tests were carried out on traffic routes, where both normal driving and sudden braking data were recorded. The obtained real road signals were converted into Power Spectral Density (PSD) format in ANSYS, and random vibration analyses were conducted using the 3-sigma approach. Based on strain-life (S-N) curves from the literature, topology optimization was applied to reduce weight. Design modifications were iteratively made to the initial model in CATIA, followed by re-analysis in ANSYS. Each design revision served as an improvement over the previous iteration, with the final design achieved after the fifth revision. In this study, not only the behavior of the existing bracket was investigated but also significant weight reduction was targeted.

Following the repeated analyses and revisions, the weight of the star-shaped cast connection bracket was reduced from its initial 17.5 kg to 10.4 kg, corresponding to a 41% weight reduction. In the initial design, under the reference static load of 49.5 kN, the maximum stress on the bracket was recorded as 200 MPa, with a safety factor of 3.25. In the final design, under the same reference load, the maximum stress reached 400 MPa, with a safety factor of 1.63. Since the yield strength was not exceeded, the final design was deemed safe. Analysis of triaxial accelerometer data using the 3-sigma rule yielded a stress level of 11 MPa with 99.73% accuracy, and no resonance conditions were observed in either of the designs.



1. GİRİŞ

Geçmişten günümüze kadar insanlar topluluklar oluşturarak bir yaşam sürmektedirler. Her geçen gün ve gelişen teknolojiyle birlikte oluşturulan topluluklar arasındaki mesafeler artmaktadır. Beraberinde gelen nüfus artışı ve yoğunluğu insanların bir noktadan başka bir noktaya transferinin bir arzı olarak taşıma sistemlerinin gelişmesi kaçınılmaz hale gelmiştir. Teknoloji, altyapı portföyü ve nüfus yoğunluğu insanların bir noktadan başka bir noktaya transferi konusunda önemli etken olmuştur. Bölgesel farklılıkların yanında iklim şartları, nüfus yoğunluğu ve gelişmişlik insan taşımacılığının diğer adıyla birçok insanın bir arada taşınması, toplu taşımacılığın, temelini oluşturmakta ve toplu taşımacılığın çeşidinin tercih konusu olmasında önemli rol oynamaktadır. Gelişen dünya ile insan toplulukları köyler, kasabalar ve şehirler halinde kümelenerek yoğun nüfus altında yaşamaya başlamışlardır. Bu durum beraberinde tercih edilecek toplu taşımacılık çeşitlerinin bir arzı olarak ortaya çıkmaktadır.

Kent içi ulaşımda yüksek kapasiteli yolcu taşıma araçları yatırım maliyetlerine göre küçükten büyüğe doğru otobüs, trolleybüs, metrobüs, tramvay ve metro olarak sıralanmaktadır. Otobüs ve trolleybüsler yeterli sayıda yolcu taşımadıkları için çok kalabalık nüfusa sahip büyük kentlerde kent içi ulaşımına uygun değildir. Tramvay ve metro yüksek miktarda yolcu taşımak için uygundur, ancak yüksek altyapı maliyetleri gerektirirler. Ayrıca tramvay ve metro, belirlenen hattın dışına çıkma özelliğine sahip değildir. Öte yandan metrobüs, otobüslerin hareket kabiliyetine sahiptir ve tramvay ve metronun yolcu taşıma kapasitesine yakındır. Bu nedenle metrobüs, gelişmekte olan ülkelerin kalabalık şehirleri için en uygun şehir içi yolcu taşıma aracıdır. Bir şehir için metrobüs aracı satın alınırken öncelikle aracın performans açısından o şehrin yol koşullarına uygun olup olmadığı detaylı bir şekilde araştırılmalıdır[1].

Büyükşehirlerde nüfus hızla artmaktadır. Bu büyüme, şehir alanını genişletmekte, kenar mahalleler ve yakın kasabalarla birleşerek İstanbul gibi mega şehirleri oluşturmaktadır. Bu mega şehirlerde hızlı ve etkin ulaşım, vatandaşlara yeterli yaşam standardı sağlamak için önemli bir talep haline gelmektedir. Çevresel kaygılar ve artan

yakıt maliyetleri bu zorluklara bir yenisini daha eklemiş ve ulaşımda alternatif tahrik sistemlerinin kullanımına yönelik ilginin artmasına neden olmuştur. Metrobüs, İstanbul, Türkiye'de, Avcılar, Zincirlikuyu ve Boğaziçi Köprüsü üzerinden Söğütli Çeşme'ye kadar şehrin çevre yolunu takip eden ve güzergahın büyük bir kısmında özel otobüs şeritleri kullanan 44 istasyonlu 60 km'lik bir otobüs hızlı transit güzergahıdır[2].

Metrobüs güzergahında çalışan araçların özellikle en fazla yolcu taşıma kapasitesine sahip çok eklemlı otobüs kategorisinde olan metrobüsler diğer araçlara göre daha çok egzoz gazı salınımına beraberinde ise yakıt sarfiyatlarının daha fazla olması kaçınılmazdır. Bununla birlikte çevre etkileri göz önüne alındığında karbon ayak izinin düşürülmesi gelişen dünyada kaçınılmaz bir gerçek haline gelmiştir. Teknolojik yenilikler ile tasarlanan yeni araçlar emisyon oranının azaltılmasıyla karbon ayak izinin en aza indirilmesi ilk amaç haline gelmektedir. Belirtilen amaçları, gerçekleştirilebilmesi için gelişen dünyada tasarımı yapılan üretilmiş prototip araçlar üzerinden ve yeni üretilmesi planlanan tasarım aşamasındaki araçların parçaları üzerinde ağırlık optimizasyonu çalışmaları yapılması, kaçınılmaz bir gerçeği günümüzde önümüze sunmaktadır. Emniyeti her noktada birinci aşamada tutmak oldukça önemlidir.

Yolcu taşıma kapasitesi diğer toplu taşıma araçlarına göre fazla olan çok eklemlı araç kategorisinde bulunan BRT Metrobüsler karbon ayak izinin ve doğaya salınan emisyon oranının azaltılması için kendisini oluşturan parçalara, emniyet standartları çerçevesinde ağırlık optimizasyonu uygulanarak tasarımı iyileştirilmektedir. Böylelikle hem daha hafif araçlar üretilmiş olacak ve üretilen araçlar hafifletilecektir. Karbon ayak izinin önüne geçilerek, dizel araçlarda doğaya salınan gazların emisyon oranları düşürülecektir. Temiz bir çevre ve maliyet azaltılması sebebiyle milli servette kazanç sağlanacaktır.

Bu tez çalışmasında, çok eklemlı otobüs kategorisinde bulunan AKIA LF25 Metrobüs aracının dördüncü aks-gövde bağlantısını sağlayan yıldız döküm bağlantı braketinin ilk tasarım sonrası topoloji yöntemiyle ağırlık optimizasyonu çalışması yapılacaktır. Gerinim ölçer ve ivme ölçer kullanılarak yol testleri gerçekleştirilerek yıldız döküm bağlantı braketinin üzerine gelen dinamik yükler tespit edilecektir. Statik ve dinamik analizler sonucunda tekrar tasarım iyileştirmeleri gerçekleştirilerek ağırlık optimizasyonu yapılmış yeni tasarımlar elde edilecektir. Bu çalışma sonuçlarında

mevcut tasarıma göre belirgin oranlarda ağırlık azaltılması sağlanarak araç emisyon değerlerinin düşmesine pozitif etki sağlayacak ve üretim açısından bakıldığında kalıp ve imalat maliyetlerini düşürecektir.

1.1. Literatür Araştırması

Kara ve ark. [3], A356 alüminyum alaşımından üretilmiş bir otomobil jantı üzerinde yapmış oldukları çalışmada, mekanik yükler altında dayanıklılığı ve ağırlığı optimize etmeye odaklanmışlardır. İncelenen 25 tasarım arasında 24 numaralı tasarımın, en ağır seçeneğe göre 1,0775 kg daha hafif ve en az rijit modele göre ise 0,683 mm daha az deformasyona uğradığı görülmüştür.

Kara ve ark. [4], bir direksiyon mafsali üzerinde gerçekleştirdikleri optimizasyon çalışmasında, modelin hem iki kat emniyetli hem de %75 oranında hafifletilmesini hedeflemişlerdir. Elde edilen nihai tasarım, statik analiz ile test edilerek doğruluğu teyit edilmiştir.

Albak [5], Formula SAE tipi bir araçta kullanılan fren pedalının ağırlığını azaltmak amacıyla topoloji optimizasyonu uygulamış; sonucunda ağırlıkta %11,65 oranında azalma elde edilmiştir. Ancak, bu değişimle birlikte pedal üzerindeki gerilme %6,48 artmıştır.

Güteryüz ve Yılmaz [6], ağır hizmet araçlarında kullanılan tork plakasının yapısal özelliklerini incelemiş, yapılan analizler sonucunda döküm parçada %11,9 ve işlenmiş parçada %12,2 ağırlık azalışı sağlandığını raporlamışlardır.

Çelik ve Yıldız [7], bir ön salıncak kolu üzerinde gerçekleştirdikleri çalışmada, topoloji optimizasyonu ile malzeme dağılımını iyileştirerek daha hafif ve dayanıklı bir model ortaya koymuşlardır. Genetik algoritmalar yardımıyla yapılan optimizasyon sonucunda, tasarım %11,02 oranında daha hafif hale getirilmiştir.

Savran ve ark. [8], bir otomobilin ön tampon braketine yönelik gerçekleştirdikleri tasarım iyileştirme çalışmasında, dört aşamalı bir optimizasyon süreci uygulamışlardır. Bu süreç sonucunda, parçada meydana gelen deformasyon %48 oranında, oluşan gerilme %42,7 oranında ve toplam kütle %18,5 oranında azaltılmıştır.

Mete ve Başak [9], rot başı tasarımı üzerine gerçekleştirdikleri çalışmada, farklı yükleme ve sınır koşullarında topoloji optimizasyonu uygulayarak hem burkulma hem de plastik deformasyon sınırlarını karşılayan yeni bir tasarım geliştirmişlerdir.

Koçar [10], 26 ton kapasiteli açık kasa kuru yük dorse şasisi üzerinde gerçekleştirdiği analizlerde, mevcut ağırlığın 475,98 kg'dan 280 kg'a indirilebileceğini ortaya koymuştur.

Acar ve [11], biyel kolu gibi otomotivde yaygın kullanılan bir parçanın yorulma ve yapısal analizlerini gerçekleştirerek topoloji optimizasyonuna uygun bölgeleri belirlemişlerdir.

Öztürk [12], motor bağlantı takozu gibi döküm bir braketin performansını topoloji optimizasyonu ile artırmayı amaçladığı çalışmada, performanstan ödün vermeden %23 oranında ağırlık azalttıklarını belirtmiştir.

Çoban [13], paletli araçlarda süspansiyon sistemine ait biyel kolu için farklı malzeme seçeneklerini değerlendirerek yorulma dayanımı açısından SAE 4130 çeliğini en uygun seçenek olarak belirlemiştir.

Aksoy [14], ticari yarı römork tanker şasisinin yorulma ömrünü analiz ederek, farklı yol profillerinin bu şasi üzerindeki etkilerini bilgisayar ortamında değerlendirmiştir.

Sertsöz [15], TÜVASAŞ N13 tip yolcu vagonunun süspansiyon sistemini analiz etmiş, 48 saniyelik gerçek test verisi ile simülasyonları karşılaştırmış ve vagon zemininde elde edilen titreşim verilerine göre sistemin konfor indeksinin 'iyi konforlu' kategorisinde olduğunu ortaya koymuştur. Ancak koltuk üzerinden yapılan ölçümlerde konfor sınıfının 'kötü konforlu' seviyesinde kaldığı ve bu durumun koltuk-zemin bağlantılarındaki uygunsuzluktan kaynaklandığı tespit etmiştir.

Çoban [16] kamyon hidrolik silindir bağlantı braketinin ağırlığını optimize ederek %29 oranında hafifleme sağlamış ve bunun 5000 adet üretim üzerinden 37.500 TL maliyet avantajı sunduğunu hesaplamıştır.

2. AĞIRLIK OPTİMİZASYONU

Topoloji optimizasyonu, belirli bir yükleme ve sınır koşulları altında malzemenin en verimli şekilde nasıl dağıtılacağını belirleyen bir yapısal optimizasyon yöntemidir. Amaç, hafiflik, mukavemet ve rijitliği optimize ederek en iyi tasarımı oluşturmaktır. Genellikle havacılık, otomotiv, biyomedikal ve inşaat mühendisliği alanlarında kullanılır [17].

Taşıtlarda kullanılan parçaların dayanıklılığını ve verimliliğini artırmak amacıyla malzeme dağılımının ideal şekilde yapılması büyük önem taşır. Bu hedefe ulaşmak için yapısal optimizasyon yöntemlerinden yararlanılır. Yapısal optimizasyon sayesinde bir parçanın boyutları, şekli ve genel yapısı en uygun hale getirilerek hem dayanıklılığı artırmak hem de gereksiz ağırlıktan kaçınmak mümkün olur. Bu süreçte amaçlar; parçanın ağırlığını azaltmak, rijitliğini yükseltmek, gerilme düzeyini düşürmek, üretilebilirliğini artırmak ve maliyetleri azaltmak olarak özetlenebilir.

Bu bağlamda, topoloji optimizasyonu yapısal iyileştirme yöntemleri arasında öne çıkar. Uygulamalı matematik temelli bu yöntem; makine mühendisliği, imalat sanayi, otomotiv, inşaat ve havacılık gibi pek çok alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. Geleneksel optimizasyon tekniklerine alternatif bir yaklaşım olan topoloji optimizasyonu, belirli performans kriterlerini sağlayacak şekilde parça üzerinde malzemenin nasıl dağıtılması gerektiğini hesaplar. Özellikle araç parçalarında, hedeflenen ağırlık azaltımını sağlarken dayanımın korunmasına da yardımcı olur.

Bu yöntem, gerçeğe yakın yükleme koşulları ve sınır şartları dikkate alınarak tasarıma yön verir. Böylece hem üretim açısından ekonomik hem de performans bakımından etkili ürünler elde edilir. Günümüzde otomotiv sektöründe topoloji optimizasyonu, parça ağırlığını azaltmaya yönelik en etkili araçlardan biri haline gelmiştir. Bu yöntemin sağladığı başlıca avantajlar arasında; hafif yapılı ve üretime uygun parçalar elde edilmesi, analiz süreçlerinin bilgisayar ortamında yürütülerek test süresinin kısaltılması ve gerçekçi yükleme senaryolarının dikkate alınması yer alır [18].

2.1. Malzeme Seçimi Tabanlı Ağırlık Optimizasyonu

Temelinde mevcut durumdan daha hafif ama daha dayanıklı malzemeler seçilerek ağırlık azaltma prensibi yatmaktadır. Havacılık, uzay ve otomotiv sektörlerinde titanyum, karbon fiber, alüminyum ve kompozit malzemeler yaygın olarak kullanılmaktadır.

2.2. Topoloji ile Ağırlık Optimizasyonu

Mevcut tasarım üzerinden gerekli değişiklikler yapılarak dayanıklılığı korunarak gereksiz malzemeler tasarımdan çıkarılmaktadır. Delikler, geometrik boşaltmalar ve ilgili iç boşluklar kullanılarak tasarımlar hafifletilmektedir. Uzay, havacılık ve otomotiv sektöründe hız ve ağırlığın önemli olduğu noktalarda oldukça yaygın olarak bu yöntem tercih edilmektedir. Bu tezde topoloji ile ağırlık optimizasyon çeşidi kullanılmaktadır.

3. TASARIM VE MODELLEME

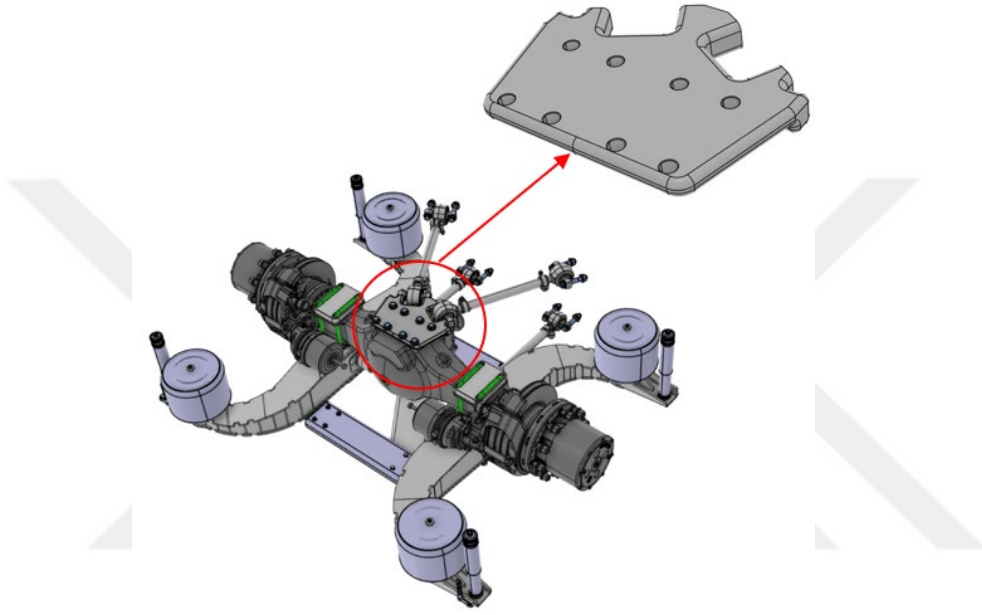
3.1. Bilgisayar Destekli Tasarım

Gelişen teknolojiyle birlikte tasarım işlemlerinin bilgisayar ortamında yapılması kaçınılmaz olmuştur. Hayalden ürüne giden bir yolda bilgisayar destekli tasarım önemli bir rol üstlenmektedir. Uzay, havacılık, otomotiv ve çeşitli alanlarda kullanılan bu yaklaşım ürünlerin nihai hallerini almasında büyük kolaylık sağlamaktadır. Bir arada çalışan birden çok komponentin üretimi ve montajı gerçekleştirilmeden belirli disiplinler içinde birbirlerine olan davranışlarının incelenebilmesi ve tolerans aralıklarının belirlenmesi oldukça kolay hale gelmektedir. Otomotiv sektöründe kalıp ve üretim maliyetleri yüksek olmakla beraber üretim süreleri de oldukça uzundur. Bu sebeple bilgisayar destekli tasarım yeni bir ürün sürecinde tüm bu aşamaları atlayıp ürün son hali davranış şekilleri ve montaj uygunlukları kontrol edilebilmektedir. Bu çalışmada çok eklemlı otobüslerin aks-gövde arası yıldız döküm bağlantı elemanının tasarımı için CATIA 3DExperience programı kullanılmıştır.

3.2. Aks-Gövde Arası Yıldız Döküm Bağlantı Parçasının Tasarımı

Çok eklemlı LF25 Metrobüs aracının dördüncü aks bölgesinde aks üstü bugi kollarının gövde ve aks arası bağlantısını sağlayacak bir bağlantı parçasının tasarımı CATIA 3DExperience programında katı modelleme yöntemi kullanılarak tasarlanmıştır. Tasarım esnasında üçüncü kabin montaj gövde ve mekanik bölümleri gösterime açık hale getirilerek diğer bölümler fazlalık olmaması ve veri büyük olduğundan bilgisayar işletim sistemini çok zorlamaması açısından gizlenmiştir. Tasarım için öncelikle aks kompleksinin gövde altında en boy ortalamaları yapılarak normal sürüş seviye yüksekliğinde (340 mm basamak yüksekliği) olacak şekilde aks konumlandırılmıştır. Aks üstü bugi kollarının gövde bağlantıları ve aksa göre bağlantı açıları montaj gereklilikleri göz önüne alınarak gövde bölgesi bağlantı dökümleri tasarlanmıştır. Ardından aks üzerine bakan yüzeydeki bugi kol bağlantıları için aks üzerine yıldız döküm bağlantı elemanının tasarımı katı modelleme yöntemiyle tasarlanmıştır. Tasarlanan üründe AISI 4140 çeliği tercih edilmiştir. 8 adet ana bağlantı noktasından cıvata ile aks üzerine sabitlenmektedir. Yıldız döküm parçasının alt yüzeyinde, aks

yüzeyinde bulunan set bölgeye merkezleme için Ø60 mm çapında ve 14 mm derinliğinde bir boşaltma bulunmaktadır. Şekil 1’de yıldız döküm bağlantı parçası verilmektedir. Bir ucu gövdeye montajlanan bağlantı kollarının diğer uçları yıldız döküm parçasına montajlanmaktadır. Tasarım sonu ürün ağırlığı 17,5 kg’dır. Şekil 3.1’de aks-yıldız döküm bağlantı parçası bugi kolları ön montaj görünümü verilmektedir. Şekil 1’de aks-yıldız döküm bağlantı parçası montaj kompleksi gösterilmektedir.



Şekil 3.1. Aks-Yıldız Döküm Bağlantı Parçası Montaj Komplesi.

AISI 4140, düşük alaşımlı, yüksek mukavemetli bir çelik türü olup; içeriğinde karbon, krom, molibden ve manganez gibi alaşım elementlerini barındırır. Bu yapı, malzemenin sertlik ve dayanım özelliklerini artırırken, aynı zamanda işlenebilirliğini de korumasını sağlar. Yüksek sıcaklıklara karşı dayanıklı olması sayesinde AISI 4140, özellikle otomotiv, havacılık, enerji ve makine imalatı gibi ısı yüklerinin yüksek olduğu sektörlerde tercih edilmektedir.

Bu çelik türü hem su hem de yağ ile sertleştirilebilme özelliğine sahiptir. İndüksiyon yöntemiyle yüzey sertliği artırılabilir. AISI 4140 çeliği, yorulmaya karşı dayanımı ile de öne çıkar. Bu dayanım, uygulanan ısı işlem türüne, yüzey pürüzlülüğüne, malzemenin mikro yapısına ve ortam koşullarına bağlı olarak değişkenlik gösterebilir. Ayrıca, düşük çatlak yayılma hızı sayesinde yorulma ömrü uzun olan malzeme sınıfında yer almaktadır [19,20].

Bu çalışmada kullanılan AISI 4140 çeliğinin tipik kimyasal bileşimi aşağıda verilmiştir.

Tablo 3.1. AISI 4140 Çeliğin Kimyasal Bileşimi [6].

Element	C	Mn	Si	Cr	S	P	Mo
%	0,41	0,83	0,21	0,9	0,027	0,027	0,18

3.3. Sonlu Elemanlar Metodu

Sonlu elemanlar yöntemi, karmaşık geometrilere sahip yapıların analizini kolaylaştırmak amacıyla, bu yapıların daha küçük ve basit şekilli elemanlara ayrılarak incelenmesini sağlayan sayısal bir analiz tekniğidir. Her bir küçük eleman üzerine fiziksel kurallar uygulanır ve elde edilen lokal sonuçlar tüm yapının davranışını öngörmekte kullanılır. Analiz yapılacak yapı, uygun eleman tipleri kullanılarak bir ağ yapısı (mesh) ile modellenir. Bu elemanların birleştiği noktalara "düğüm noktaları" denir ve her bir düğümün konumu belirlenerek bilgisayar ortamında modellenir. Elemanlara ait elastisite modülü, poisson oranı gibi malzeme özellikleri de tanımlandıktan sonra, dış kuvvetler ve sınır koşulları modele uygulanır. Sonuç olarak, bu koşullar altında yapının gerilme, deformasyon ve şekil değiştirme davranışları sayısal olarak elde edilir [21].

Sonlu elemanlar analizinde yaygın olarak kullanılan yazılımlardan biri ANSYS'tir. ANSYS, hem kendi içinde modelleme imkânı sunmakta hem de diğer CAD programları (CATIA, Solidworks, vb.) ile uyumlu şekilde çalışabilmektedir. Analiz doğruluğu, ağ yapısının kalitesine doğrudan bağlıdır. Elemanlar ne kadar küçük ve düzgünse, hesaplamalar o kadar hassas ve gerçekçi olur. Parçaya uygulanan yük, sıcaklık, hareket kısıtlaması gibi sınır koşulları analizle birleştirilerek, yapının dayanım performansı hakkında detaylı sonuçlar elde edilir.



4. YOL TESTLERİ VE VERİ TOPLAMA

4.1. İvme Ölçer

İvmeölçer, bir nesnenin ivme değişimini tespit etmeye yarayan sensörlerdir. Bu sensörler, genellikle tek, çift veya üç eksenli olarak sınıflandırılır ve ölçüm yapılmak istenen eksen sayısına göre tercih edilirler. Yüksek hassasiyete sahip olmaları sayesinde bir yapıya gelen titreşim veya çarpma gibi dinamik etkiler detaylı şekilde gözlemlenebilir. Piezoelektrik temelli çalışan bu sensörler, mekanik gerilme uygulandığında elektrik yükü üretir ve bu sinyal, cihaz içindeki elektronik devre sayesinde ölçülebilir hale getirilir. Harici güç kaynağına ihtiyaç duymadan çalışabilmeleri, onları özellikle dinamik analizler, titreşim ölçümleri ve yüksek hızlı uygulamalar için uygun hale getirir [22].

4.2. Gerinim Ölçer

Gerinim, bir malzemenin dış yükleme etkisiyle orijinal uzunluğuna göre yaşadığı boyutsal değişim oranıdır. Gerinim ölçer (strain gauge), bu uzunluk değişimini algılayarak elektrik sinyallerine dönüştüren bir sensör sistemidir. Yapısında ince bir metalik şerit (foil) bulunan bu cihazlar, bir yüzeye yapıştırıldığında o yüzeyin deformasyonuna paralel olarak şekil değiştirir. Bu şekil değişimi, elektriksel direnç değişimi yaratır ve gerilme miktarı bu direnç farkından hesaplanabilir. Bu sistem, hassas ölçümler yapmak için gerilme yönüne uygun şekilde yüzeye yerleştirilir [23].

Yaygın olarak kullanılan gerinim ölçerler; doğrusal tip, çift paralel tip, kesme (v) tip ve rozet tipi gerinim ölçerlerdir. Doğrusal tip gerinim ölçerler, tek bir yöndeki deformasyonu ölçmek için kullanılan en yaygın sensör tipidir [24].

Çift paralel tip gerinim ölçerler, özellikle gemi gövdeleri, araç yapıları ve eğilme kırımlarında tercih edilir. Kesme (v) tipi gerinim ölçerler, burulma momenti ve kesme gerilmelerinin ölçümünde genellikle kullanılır [25].

Rozet tipi gerinim ölçerler, çok yönlü gerinim ölçümleri için kullanılır. En yaygın olanları, iki sensörün dik açıyla (0° - 90°) yerleştirildiği çift eksenli ve üç sensörlü üç

eksenli rozet türleridir. Bu sensörler, yapısal analizlerde çok eksenli gerinim dağılımlarının tespiti için idealdir [23]. Bu tezde rozet tip gerinim ölçer kullanılmıştır.

4.3. Sonlu Elemanlar Ağ Yapısının Oluşturulması

Sonlu elemanlar analizlerinin optimum sayıda eleman ve düğüm noktası ile oluşturulması için ağ bağımsızlığı uygulanmış olup, 1131821 eleman sayısından oluşan bir sonlu elemanlar ağ yapısı tercih edilmiştir. Bu doğrultuda elde edilen ağ yapısının kalite değerleri incelendiğinde ise maksimum skewness değeri 0,58 ve ortalama eleman kalite değeri 0,89 olarak elde edilmiştir. Tablo 4.1’de farklı ağ yapısı boyutlarının sonlu elemanlar analizindeki etkileri gösterilmektedir. Özellikle 4 mm, 3 mm ve 2 mm eleman boyutları için yapılan analizlerde sırasıyla 148,4 MPa, 144,8 MPa ve 144,41 MPa gerilme değerleri elde edilmiştir. Eleman boyutunun 4 mm’den 3 mm’ye düşürülmesiyle gerilme değeri yaklaşık %2,42 oranında azalmıştır. Bu azalma, ağ yapısının daha hassas hale gelmesiyle birlikte çözüm doğruluğunun arttığını göstermektedir. Eleman boyutunun 3 mm’den 2 mm’ye düşürülmesiyle gerilme değeri %0,27 oranında azalmış ve bu değişimin sınırlı olduğu gözlemlenmiştir. Bu nedenle analiz süresi göz önüne alındığında, 3 mm eleman boyutu hem doğruluk hem de verimlilik açısından en uygun ağ boyutu olarak tercih edilmiştir. Şekil 4.1’de sonlu elemanlar ağ yapısı 3D görüntüsü gösterilmektedir.

Tablo 4.1. Sonlu Elemanlar Ağ Yapısı Çalışması.

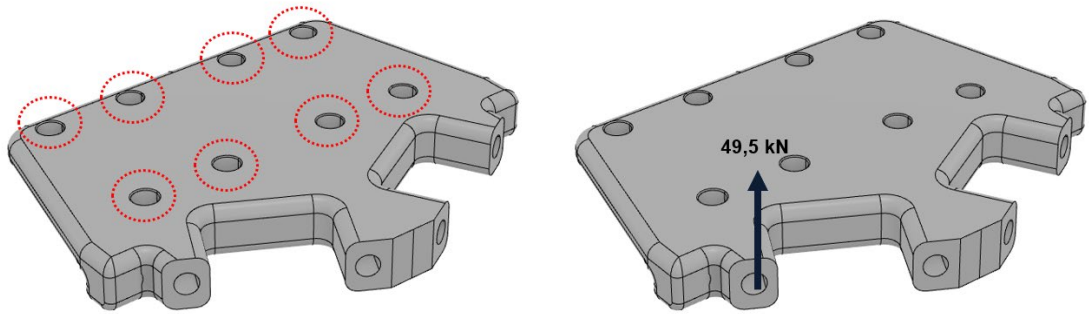
Boyut(mm)	Düğüm		Ortalama		
	Eleman Sayısı	Noktası Sayısı	Gerilme (Mpa)	Maksimum Skewness	Eleman Kalitesi
10	30461	46793	128,45	0,86	0,81
8	62881	93566	125	0,86	0,83
6	149974	217040	149,5	0,68	0,86
4	486922	687688	148,8	0,61	0,85
3	1131120	1573299	144,8	0,58	0,89
2	3879053	5316187	144,41	0,62	0,91
1	31458646	42557533	143,8	0,63	0,88



Şekil 4.1. Sonlu Elemanlar Ağ Yapısı 3D Görüntüsü.

4.4. Yıldız Döküm Bağlantı Parçasının Statik Analizi

Ulaşım İç ve Dış Tic. A.Ş. Ar-Ge Merkezi bünyesinde yapılan LF25 Metrobüs aracın statik mukavemet analizinde yıldız döküm bağlantı braketinin üzerine gelen kuvvetler 18 kN civarında çıkmaktadır. Ağırlık optimizasyonu yapılacak olan yıldız döküm bağlantı braketini biraz daha zorlu yükler altında görmek açısından literatür araştırması sonucunda Okur ve Bircan [26] çalışmasında rot kollarına uygulamış olduğu 49,5 kN değerinde kuvveti referans alarak her noktaya ayrı ayrı dikey eksenle yükleme yapılmaktadır. Kırmızı kesikli daireler ile gösterilen noktalardan mesnetlenmiştir. Şekil 4.2’de mesnet ve yükleme noktaları gösterilmektedir. Referans alınan kuvvetler sonrası uygulanan sonlu elemanlar statik analiz sonuçları Şekil 4.3’te gösterilmektedir.

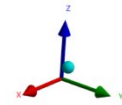
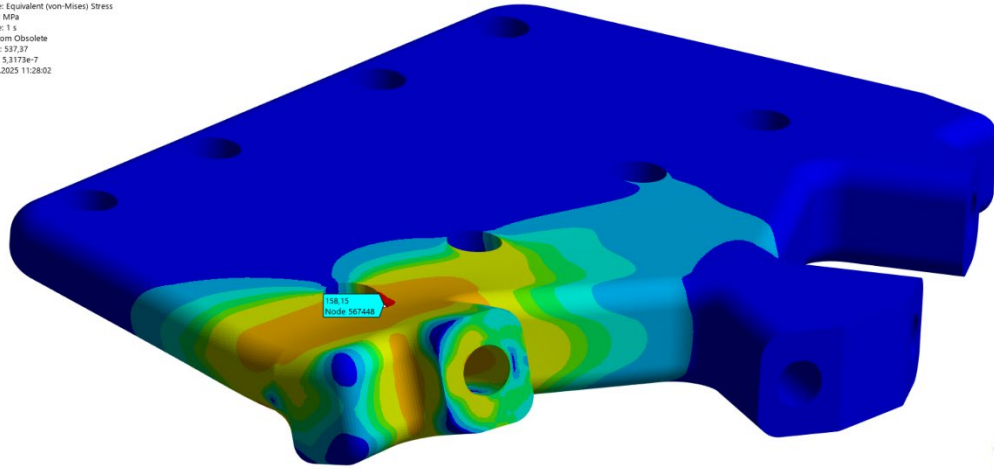


Şekil 4.2. Mesnet ve Yükleme Noktaları.

250 150 50 25 20 15 10 5 5,3173e-7

B: R1.OLD
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s
 Custom Obsolete
 Max: 537,37
 Min: 5,3173e-7
 5.08.2025 11:28:02

Ansys
 2025 R1

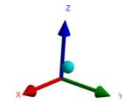
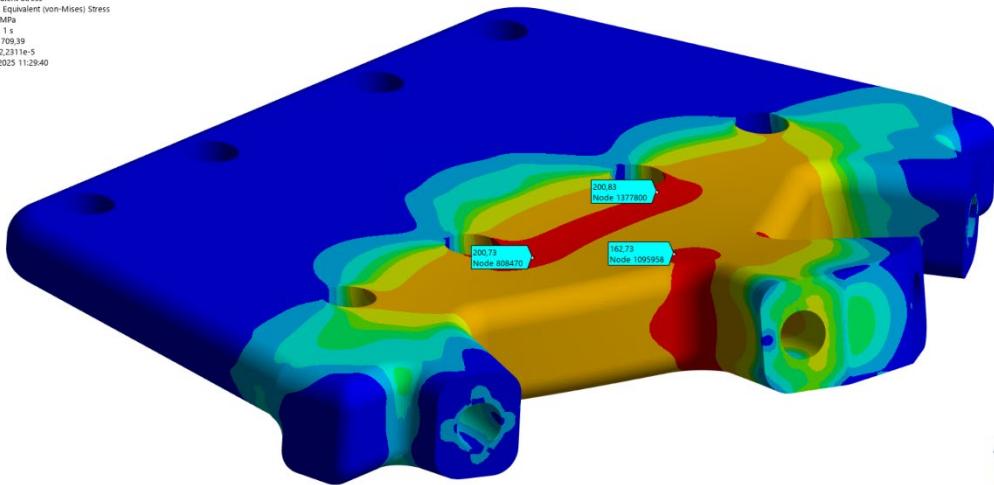


a)

250 150 50 25 20 15 10 5 5,3173e-7

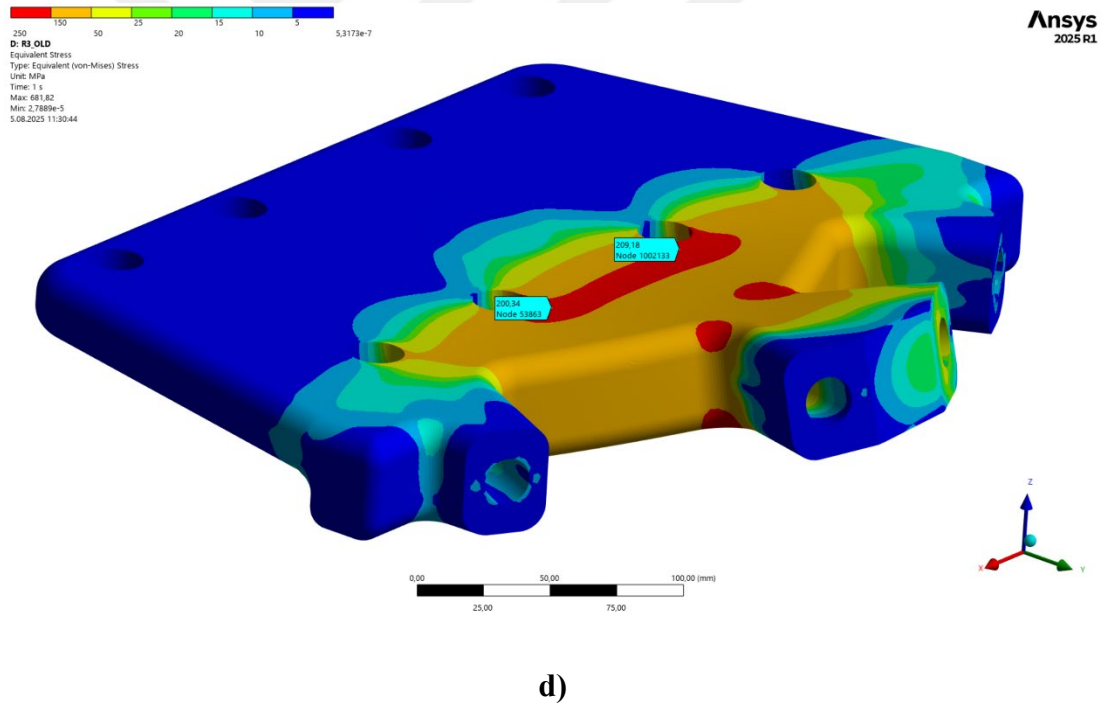
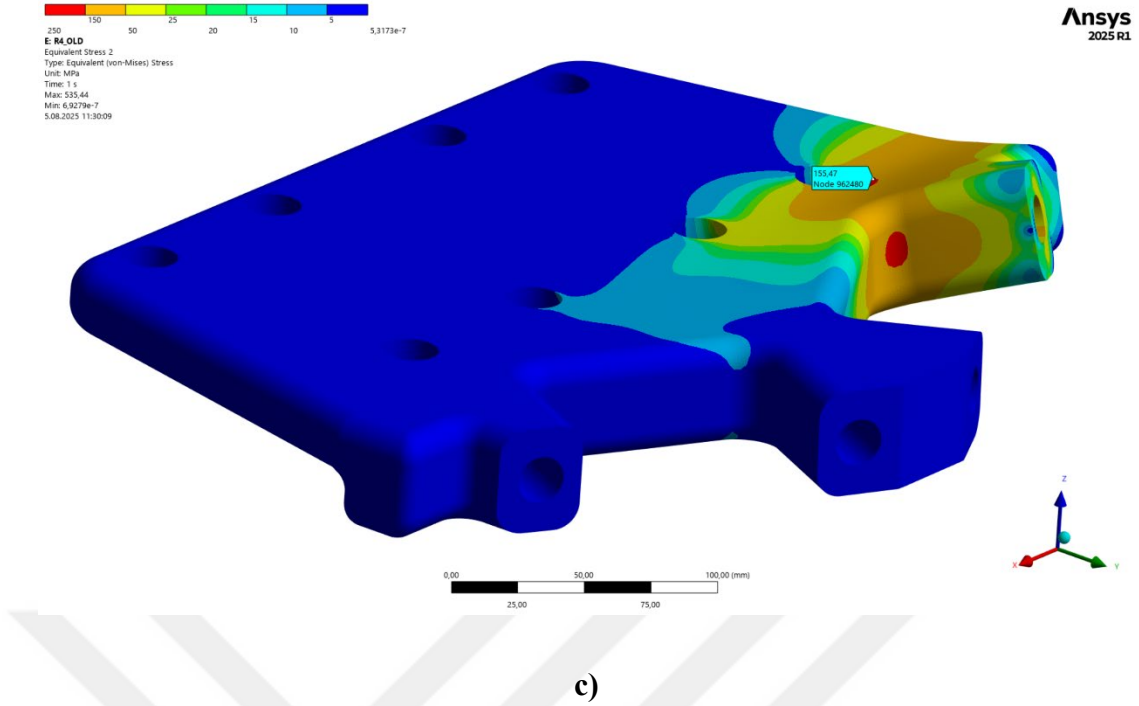
C: R2.OLD
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s
 Max: 709,39
 Min: 2,2311e-5
 5.08.2025 11:29:40

Ansys
 2025 R1



b)

Şekil 4.3. Referans Kuvvetler Doğrultusunda Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçları.

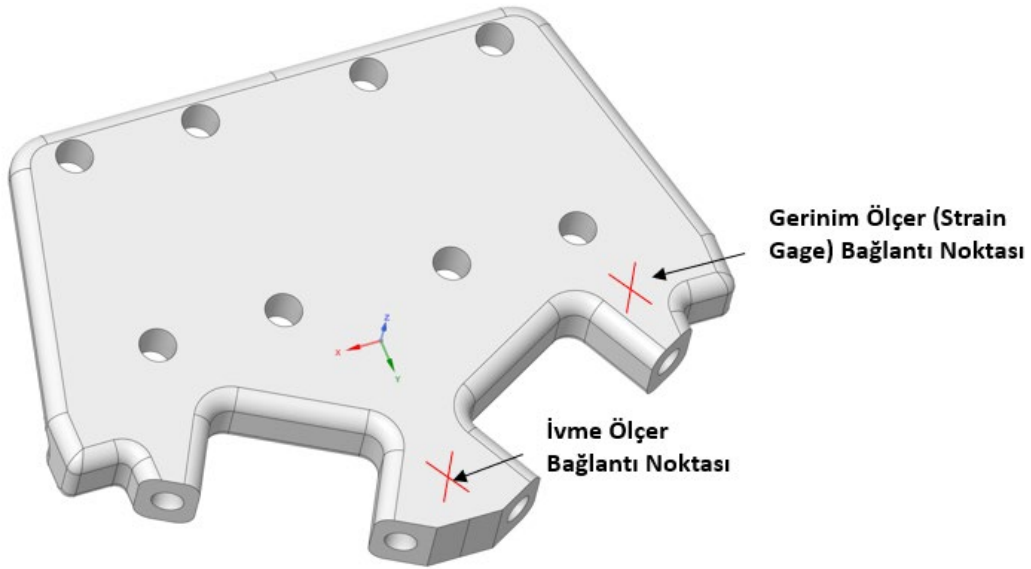


Şekil 4.3. (Devamı): Referans Kuvvetler Doğrultusunda Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçları.

Çalışma kapsamında gerinim ölçer bağlantısının yapılması tahmin edilen bölgelerde 158 MPa gerilme tespit edilmiştir. Yukarıda gösterilen ilk analiz sonucunda gerinim ölçer bağlantı noktaları belirlenerek bu bölgeler için doğal frekans analizi yapılacaktır.

4.5. Gerinim Ölçer ve İvme Ölçer Bağlantı Noktasının Belirlenmesi

Çok eklemlili otobüslerde aks-gövde arasında kullanılan yıldız döküm bağlantı parçasının Ansys programında kritik noktalarının belirlenmesi amacı ile doğal frekans analizi yapılarak ilk 10 mod incelenmiştir. İnceleme sonucunda bugi kollarının bağlandığı noktaların kritik olacağı sonucuna varılmıştır. EK A'da yıldız döküm bağlantı braketinin doğal frekans analizi gösterilmektedir. Bu doğrultuda bugi kolları bağlantısının kesişim noktasına üç eksenli ivme ölçer ve sağ bugi kolu bağlantısının sağ bölgesine gerinim ölçer (strain gage) bağlantı noktası olarak belirlenmiştir. Şekil 4.4'te yıldız döküm bağlantı parçasının ivme ölçer ve gerinim ölçer bağlantı noktaları gösterilmektedir.



Şekil 4.4. Yıldız Döküm Bağlantı Parçasında İvme-Ölçer ve Gerinim-Ölçer Bağlantı.

4.6. Yol Testi ve Verilerin Kayıt Altına Alınması

Yol testine çıkılmadan gerinim ölçer ve ivme ölçer önceden belirlenmiş noktalara yapıştırılması gerekmektedir. Özellikle yapıştırılacak yüzeylerin temizliği ve pürüzsüzlüğü ölçümlerin doğru sonuçlar vermesi açısından oldukça büyük önem arz etmektedir. Bu sebeple öncelikle basınçlı hava yardımıyla yıldız döküm üzerinde bulunan toz, tortu ve kalıntılar püskürtülmektedir. Ardından sırasıyla 80, 120, 240, 320, 600 ve 800 mikron kalından inceye olacak şekilde zımparalar kullanılarak yüzey pürüzlülüğü en az seviyeye düşürülmektedir. Zımparalama işlemi sonrasında ivme ölçer ve gerinim ölçerin etkilenmemesi için izopropil alkol ile yüzey

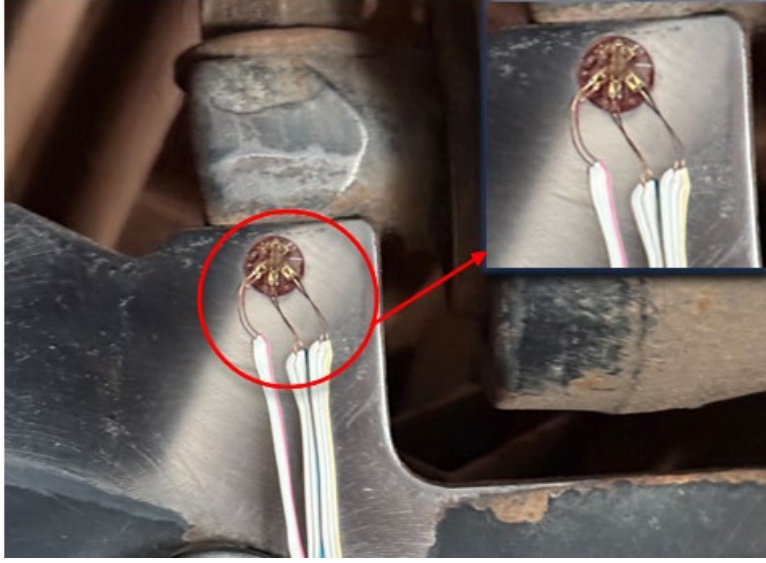
temizlenmektedir. Temizleme işlemi sonrası gerinim ölçer ve ivme ölçer yüzeylere C33A marka yapıştırıcı ile yapıştırılmaktadır. Gerinim ölçer dirençlerinin aracın hareketi esnasında yol üzerinden gelecek herhangi yabancı bir maddeden etkilenmemesi için üzeri AK22 koruyucu ile kaplanarak olası darbe ve engellerin önüne geçilmektedir. Şekil 4.5'te zımpara yapılmış yapıştırma yüzeyi gösterilmektedir.



Şekil 4.5. Zımpara Yapılmış Yapıştırma Yüzeyi.

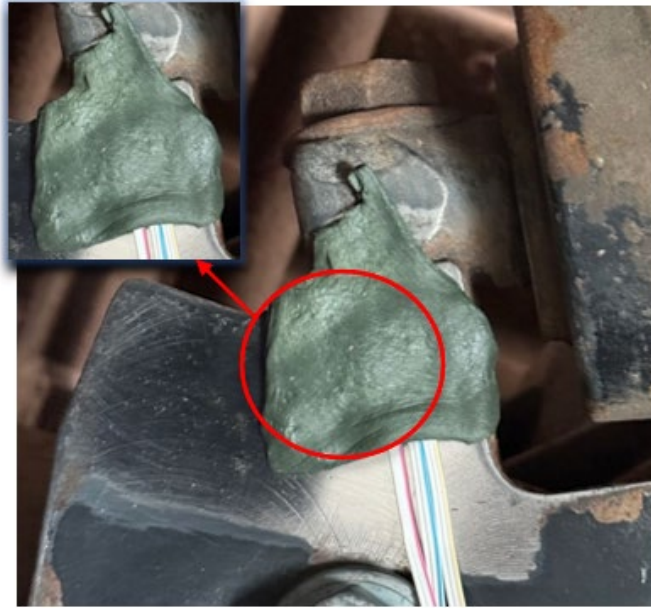
Yüzey pürüzsüzlüğünün en iyi kalitede olması için kalından ince zımparaya doğru bir yol izlenmiştir. Tekrar basınçlı hava yardımıyla tüm tozlardan yıldız dökümün işlem yapılan yüzeyi arındırılmış olacaktır.

Gerinim ölçer ve ivme ölçer tedarikçi tarafından belirtilen tüm montaj talimatlarına uyularak yapıştırılması ve kablolama işlemi gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.6'da gerinim-ölçer montajı gösterilmektedir.



Şekil 4.6. Gerinim-Ölçer Bağlantısı.

Gerinim-ölçer, AK22 koruyucu ile kaplanarak dışarıdan gelebilecek darbelere karşı korunmuş olmaktadır. Şekil 4.7’de Gerinim Ölçer AK22 Koruyucu gösterilmektedir.



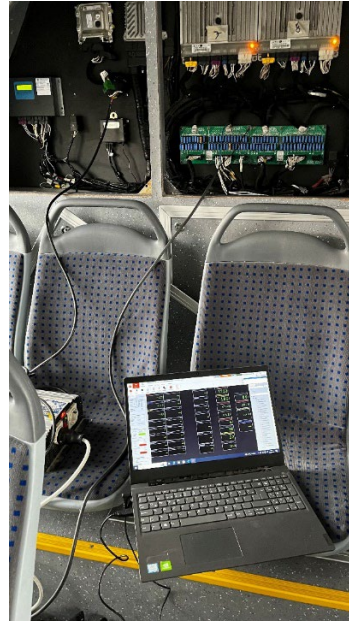
Şekil 4.7. Gerinim Ölçer AK22 Koruyucu.

Şekil 4.8’de ivme ölçer bağlantısı gösterilmektedir.



Şekil 4.8. İvme-Ölçer Bağlantısı.

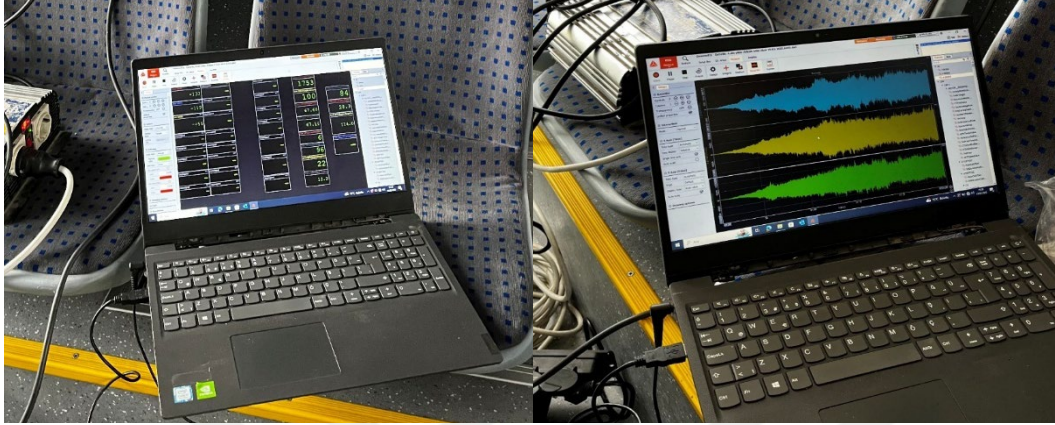
Çok eklemlili otobüsün ilgili mltipleks kontrol ünitelerinden CAN bağlantısı yapılarak DewesoftX programında gerinim ölçer, ivme ölçer değeri ve bunlarla birlikte anlık araç hızı gibi değeri izlenimi sağlanmıştır. Şekil 4.9’da araç elektrik bağlantısı gösterilmektedir. Böylelikle can hattından eş zamanlı araç hızı okunmaktadır.



Şekil 4.9. Araç Elektrik Bağlantısı.

4.6.1. Yol testi şartları ve veri kaydı

Çok eklemlili otobüsün dördüncü aks-gövde üzerinde yıldız döküm bağlantı parçasının ivme ölçer ve gerinim ölçer sensörlerinin montajı yapıldıktan sonra veri kaydı başlatılarak ortalama 60 km/sa hızla yaklaşık 45 dakikalık gerinim ölçer kaydı alınmıştır.



a)

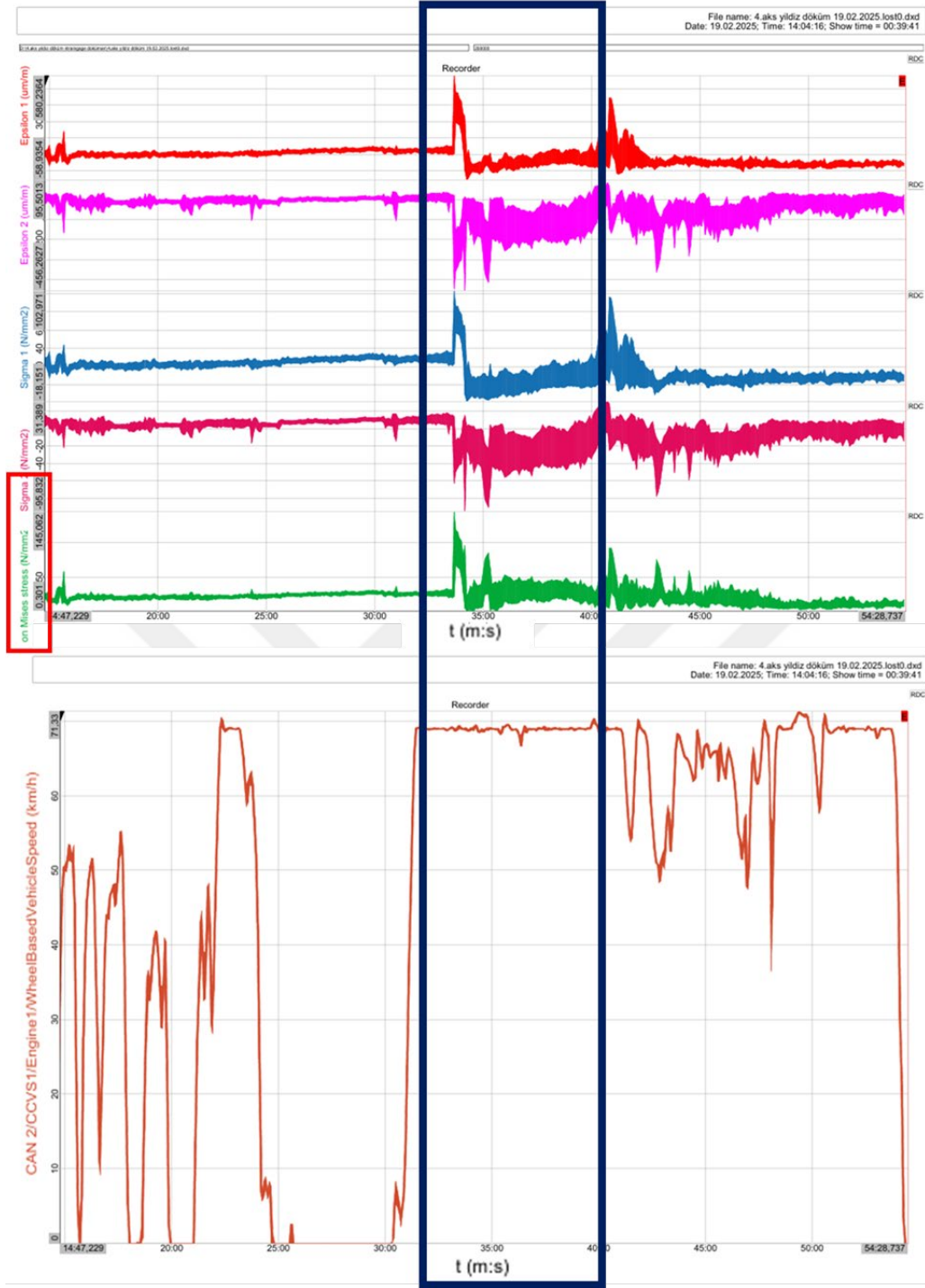
b)

Şekil 4.10. Gerinim-Ölçer ve İvme-Ölçer Yol Testi Kayıt Görüntüsü.

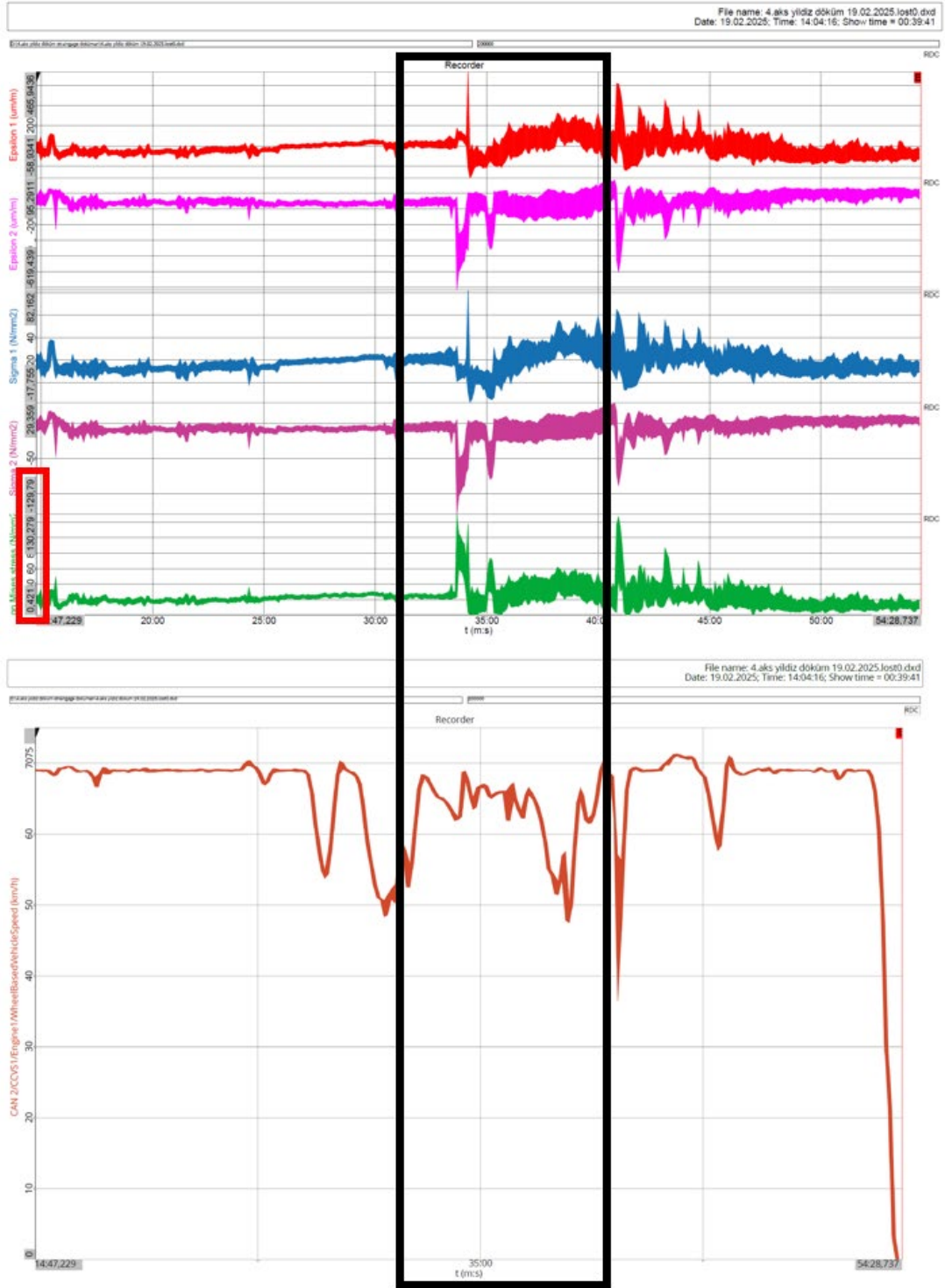
Ardından uygun şartlarda gerinim ölçer kabloları çıkarılarak ivme ölçer kablolama bağlantısı yapılmıştır. Bu işlem sonrası veri kaydı başlatılarak ortalama 60 km/sa hızla yaklaşık 45 dakikalık ivme ölçer kaydı alınmıştır. Şekil 4.10'da yol testi kayıt görüntüleri verilmektedir.

5. TEST SONUÇLARI VE YORUMLANMA SÜRECİ

Test sonuçları referans alınarak elde edilen gerinim ölçer verileri incelendiğinde, aracın seyir halinde ilgili noktada 30 MPa – 40 MPa arasında bir gerilme değişimi olmaktadır. Şekil 5.1’de aracın seyir halinde ilgili noktadaki gerilme değişimi ve anlık hız değişimi grafiği gösterilmektedir. Gerçek koşulların test esnasında denenmesi için yapılan ani frenleme sonucunda von – Mises eşdeğer gerilmenin 145 MPa ’a kadar yükseldiği görülmüştür. Şekil 5.2’de aracın ani frenleme yaptığı noktadaki gerilme değişimi ve anlık hız değişimi grafiği gösterilmektedir



Şekil 5.1. Metrobüs Seyir Halindeki Fren Kullanılmadan Gerilme Değişimi ve Anlık Hız Karşılaştırma Grafiği

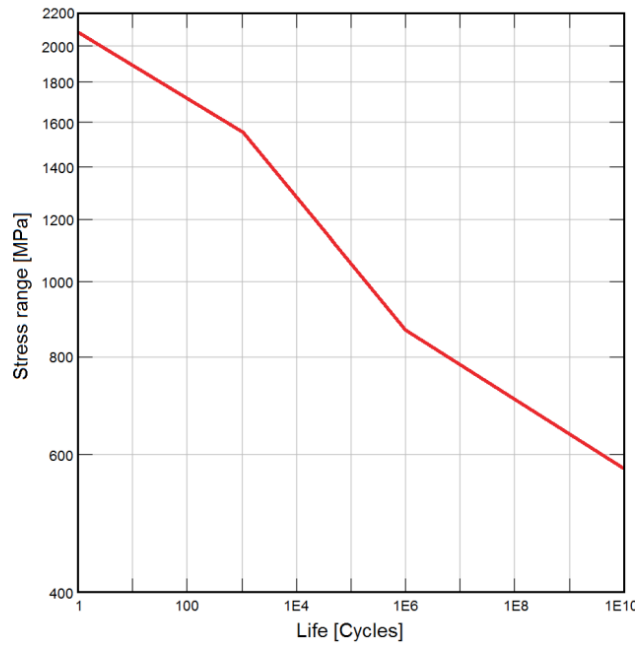


Şekil 5.2. Metrobüs Seyir Halindeki Ani Frenleme Anında Gerilme Değişimi ve Anlık Hız Karşılaştırma Grafiği.

Alınan değerler içerisinde en yüksek hız 68 km/sa olarak ölçülmüştür. Yol profilinden gelen tepkimelere göre alınan gerilme değişimi Şekil 5.1’de gösterilmektedir. Aynı güzergâh kullanılarak 68 km/sa hızla giderken ani frenleme esnasında araç tepkisi ve yol profilinden gelen tepkimelere göre alınan gerilme değişimi Şekil 5.2’de

gösterilmektedir. Ani frenleme noktalarında işaretlenen bölge aralığında 48 km/sa hızlarına düşmektedir. Arada bazı pik değerler görülmektedir. Bunlar ortalamaya eklenmemiştir.

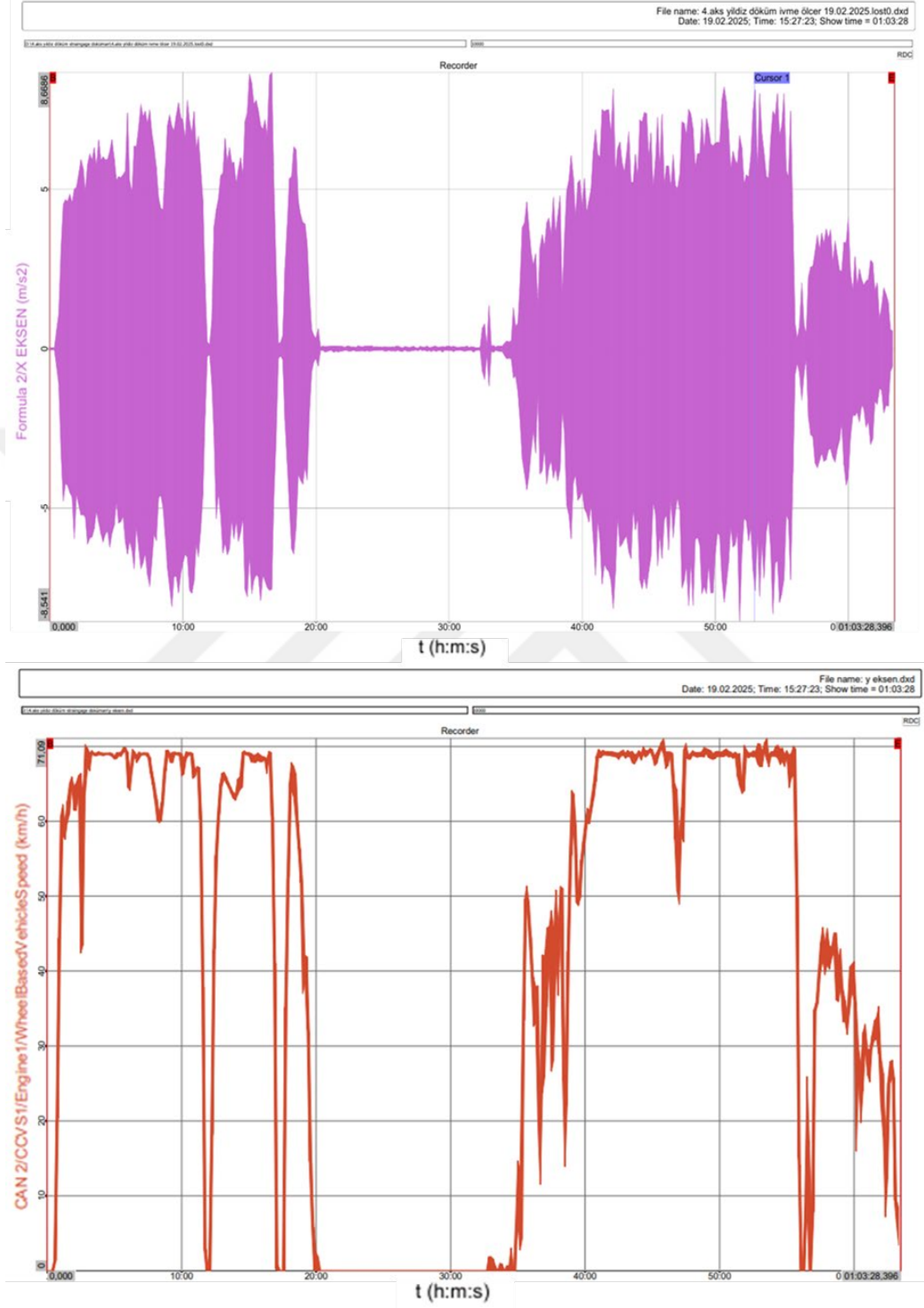
Gerilme-çevrim sayısı diyagramı, literatürde yaygın olarak Wöhler diyagramı olarak da adlandırılır. Bu grafik, bir malzemenin sabit bir gerilme düzeyine maruz kaldığında kaç çevrim sonunda çatlama ya da kırılma yaşayacağını ortaya koyar. Diyagram, metal malzemelerin farklı gerilme seviyelerinde ne kadar süre dayanabileceğini, yani ömürlerinin gerilme ile nasıl değiştiğini görselleştirir. S-N eğrisinin oluşturulması sürecinde, tüm deneylerde ortalama gerilme sabit tutulur. Her bir test numunesine farklı genlikte periyodik gerilmeler uygulanır ve numunenin çatladığı ya da kırıldığı çevrim sayısı ölçülür. Bu çevrim sayısı "N" sembolüyle ifade edilir ve her gerilme seviyesi için karşılık gelen N değeri grafik üzerine işlenerek S-N eğrisi elde edilir.[28]. Test sonuçlarından elde edilen veriler, literatürden elde edilen AISI 4140 çeliği S-N eğrisi ile kıyaslandığında güncel olarak kullanılan braketin gerilme değerlerinin ilgili S-N eğrisine göre sonsuz ömür bölgesinde yer aldığı ve optimizasyonlara uygun olacağı sonucuna ulaşılmaktadır. Şekil 5.3'te AISI 4140 S-N eğrisi gösterilmektedir.



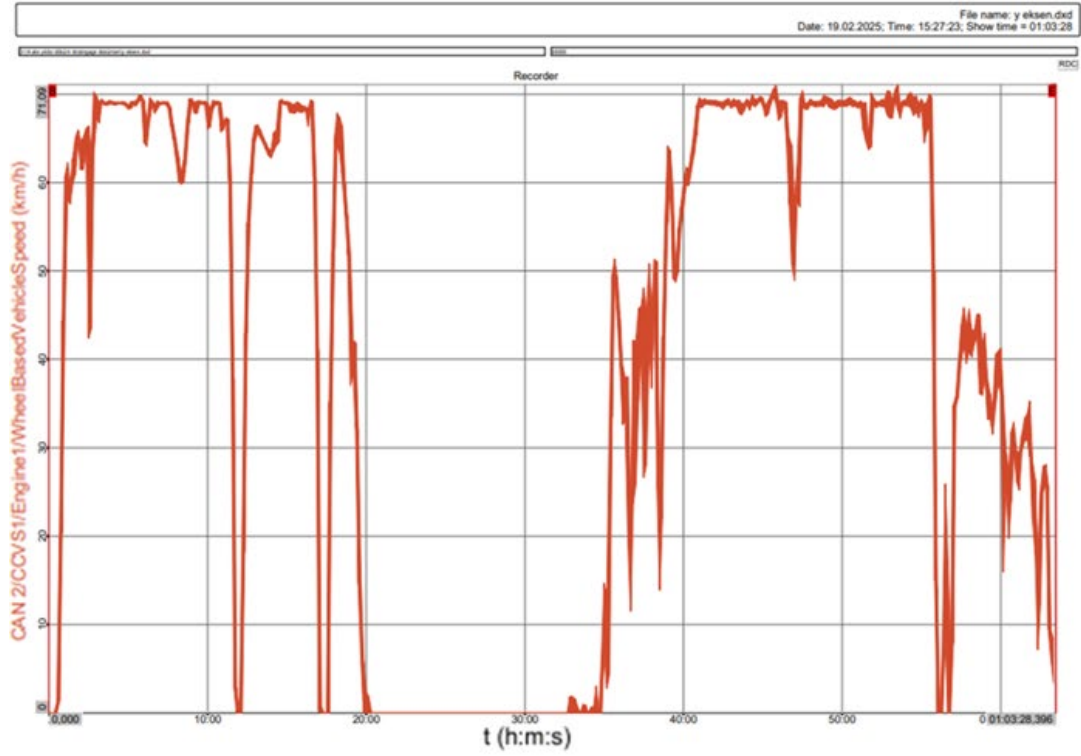
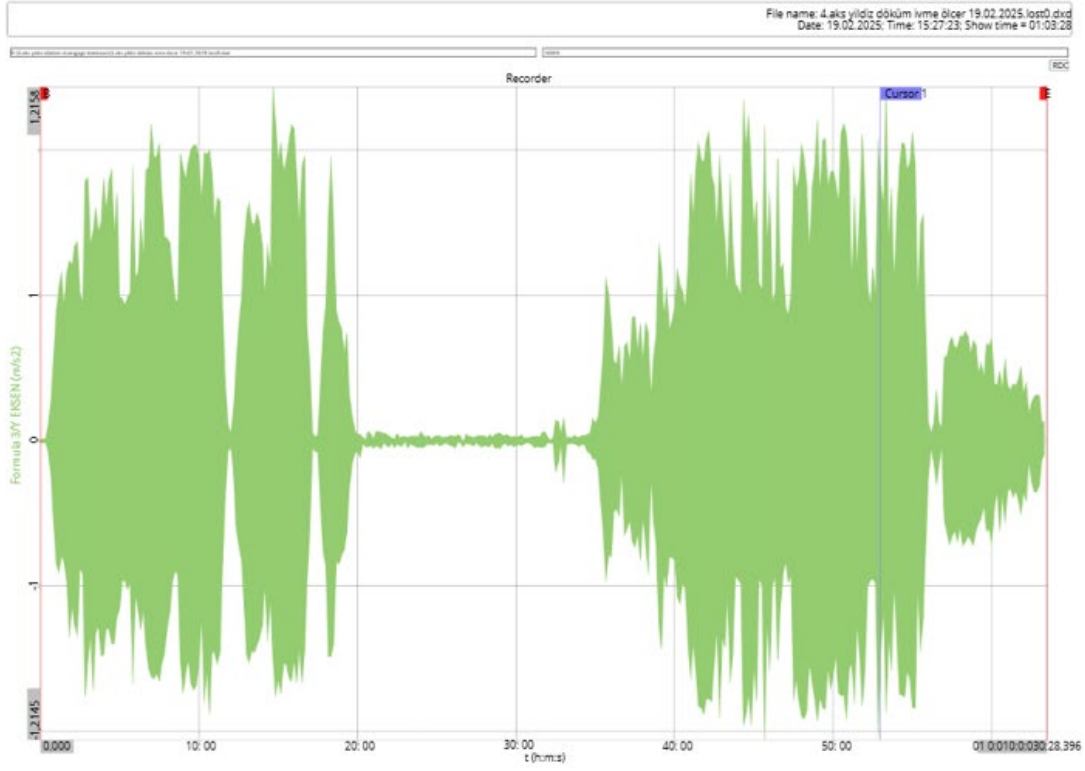
Şekil 5.3. AISI 4140 S-N Eğrisi [27].

Test sonuçlarından elde edilen üç eksenli ivme verileri incelendiğinde ise, yıldız döküm bağlantı parçası üzerinde en yüksek ivme değerleri x, y ve z eksenleri için sırası

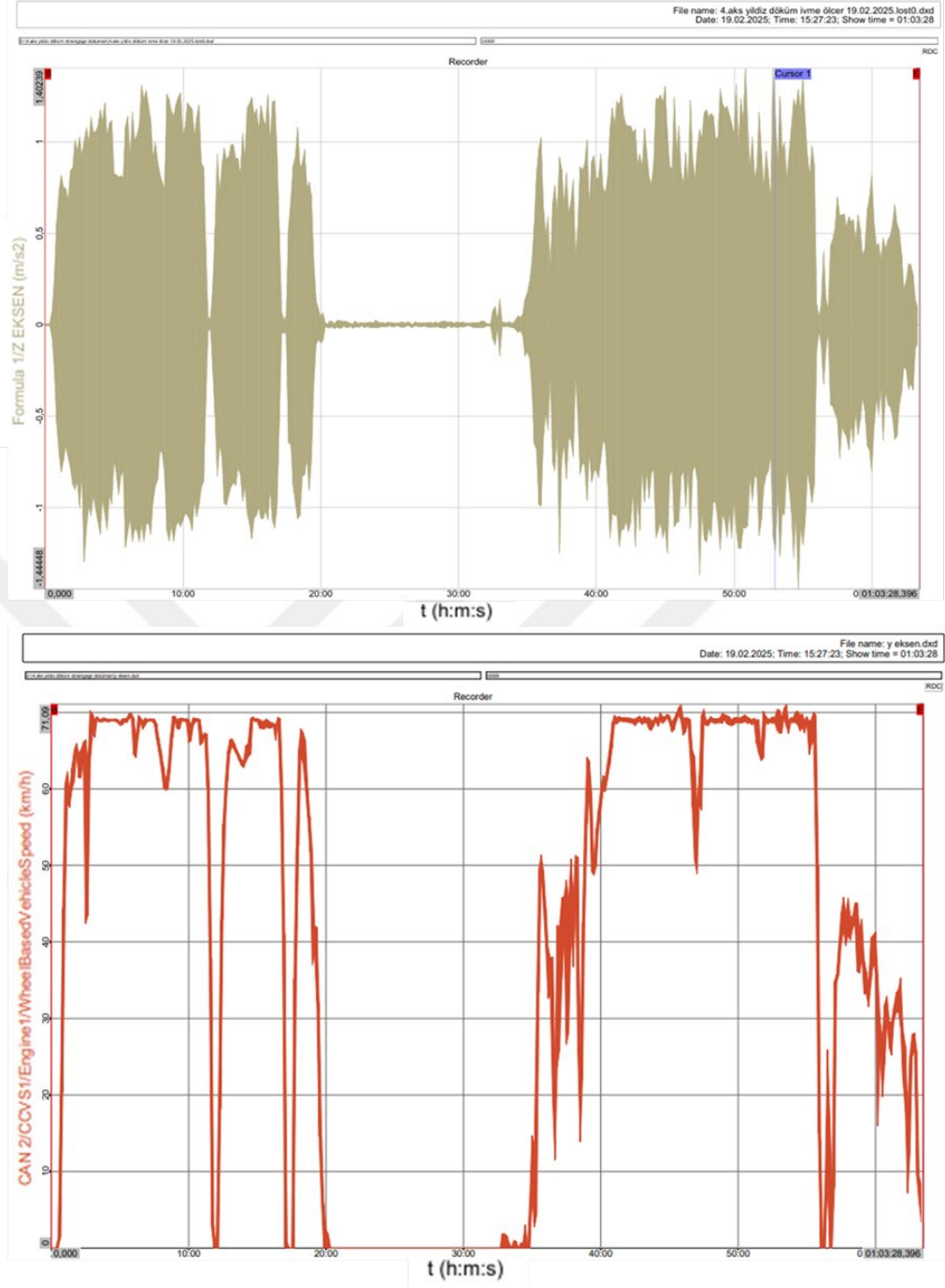
ile $8,66 \text{ m/s}^2$, $1,21 \text{ m/s}^2$ ve $1,4 \text{ m/s}^2$ olarak elde edilmiş olup elde edilen veriler ve anlık hız değişim grafiği Şekil 5.4, Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'da gösterilmektedir.



Şekil 5.4. X-ekseni için İvme Değerleri ve Anlık Hız Grafiği.



Şekil 5.5. Y-ekseni için İvme Değerleri ve Anlık Hız Grafiği.

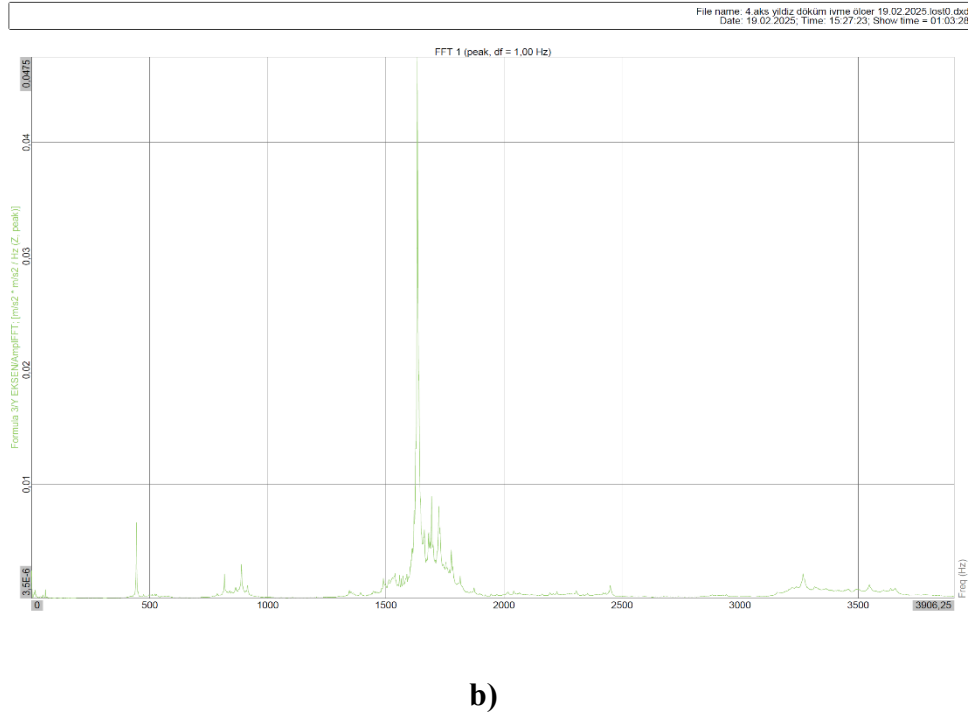
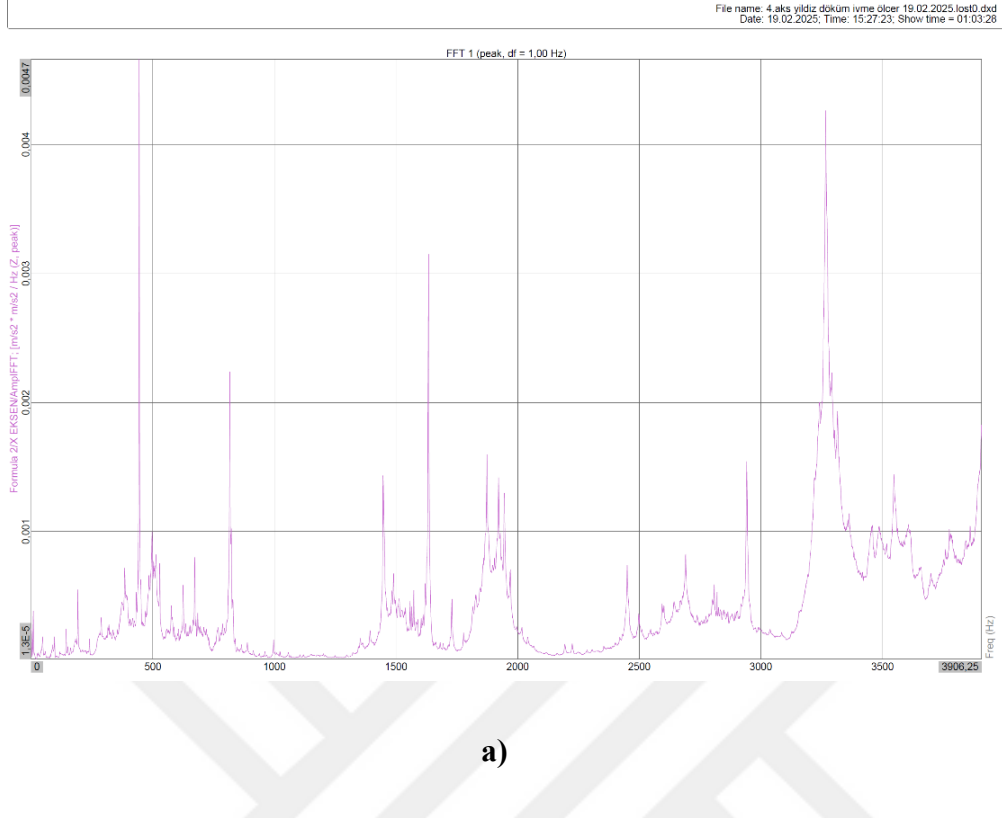


Şekil 5.6. Z-ekseni için İvme Değerleri ve Anlık Hız Grafiği.

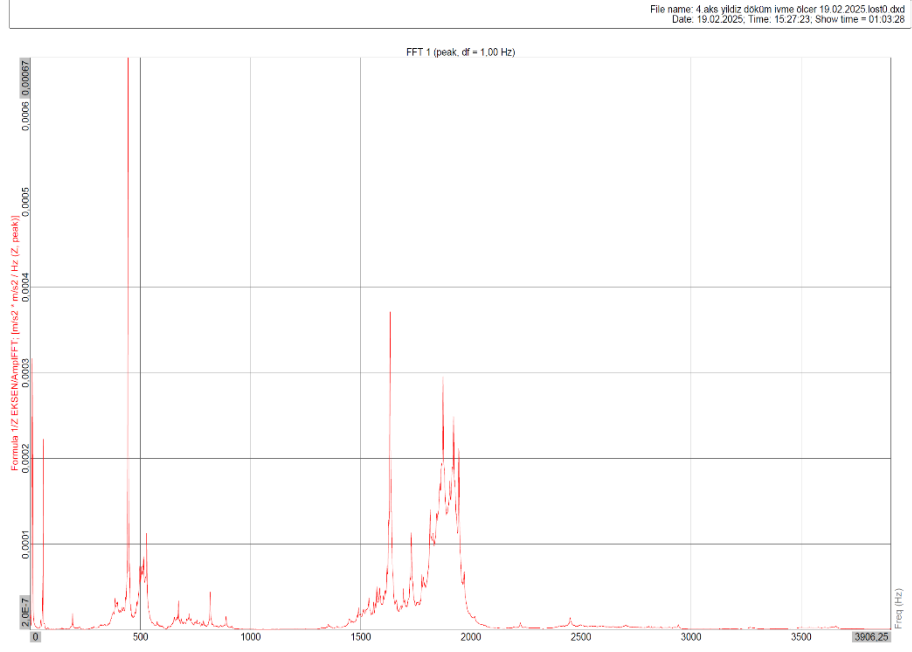


6. GÜÇ SPEKTRAL YOĞUNLUĞU (PSD)

Güç Spektral Yoğunluğu (PSD), sinyalin güç içeriğinin frekansa göre ölçüsüdür. Bir frekans aralığında ne kadar titreşim enerjisi vardır sorusuna cevap verir. Frekans aralıklarındaki titreşim yoğunluğu tespit edilerek tasarım yapılacak parçanın rezonansa girmemesi için optimize çalışmalarında kullanılır. Dinamik yükler altında yapılacak tasarımların optimize çalışması PSD çıktısı sayesinde rastlantısal titreşim analizlerinde kullanılarak kolaylık sağlar. Bir PSD genellikle geniş bantlı rastgele sinyalleri karakterize etmek için kullanılır. PSD'nin genliği, sinyali sayısallaştırmak için kullanılan spektral çözünürlükle normalleştirilir. Titreşim verileri için PSD, g^2/Hz genlik birimine sahip olup bunun anlamı yer çekimi biriminde ivmedir. Bu birim ilk başta sezgisel görünmese de rastgele verilerin, verileri ölçmek için kullanılan spektral çözünürlükten bağımsız olarak üst üste bindirilebilmesini ve karşılaştırılabilmesini sağlamaya yardımcı olur [29]. Fiziksel sistemlerin, özellikle de mühendislik uygulamalarında, titreşim analizlerinde önemli bir rol oynar. Genellikle, bir sinyalin enerjisinin farklı frekans bileşenlerine nasıl dağıldığını anlamak için kullanılır. Yani, bir sinyalin enerjisi, frekans spektrumuna göre dağıtıldığında, her bir frekans bileşeninin katkısı gösterilir. PSD çevrimlerinde Fourier denklemlerinden faydalanılarak sinüs eğrileri uygun forma getirilir. Test sonuçları doğrultusunda üç eksen de elde edilen ivme değerleri, Ansys rastlantısal titreşim analizlerinde kullanılmak üzere Power Spectral Density (PSD) formuna getirilmiştir. Bu doğrultuda üç eksen için elde edilen ve rastlantısal titreşim analizleri için kullanılacak olan PSD grafikleri Şekil 6.1'de verilmektedir.



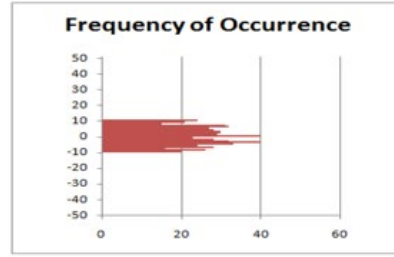
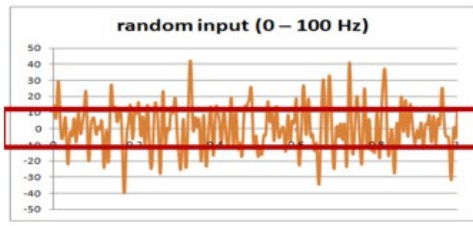
Şekil 6.1. Aks-Gövde Arası Yıldız Döküm Bağlantı Parçasının X, Y, Z Eksen PSD Grafikleri.



c)

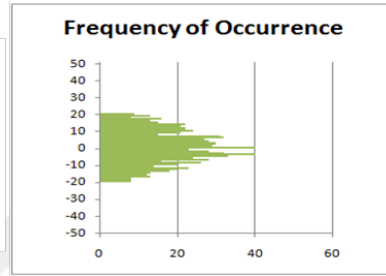
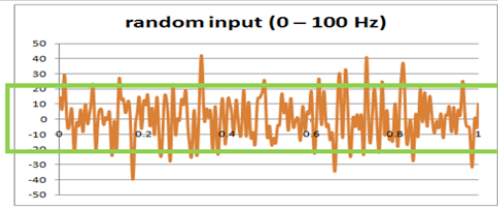
Şekil 6.1. (Devamı): Aks-Gövde Arası Yıldız Döküm Bağlantı Parçasının X, Y, Z Eksenli PSD Grafikleri.

Fourier denklemleri ile elde edilen PSD grafikleri kullanılarak gerçekleştirilen rastlantısal titreşim analizlerinde 3 sigma kuralı uygulanmış olup bu bağlamda sonuçların %99,73 oranında belirlenen aralıklarda çıkması beklenmektedir. Şekil 6.2’de sigma gösterim grafikleri gösterilmektedir.



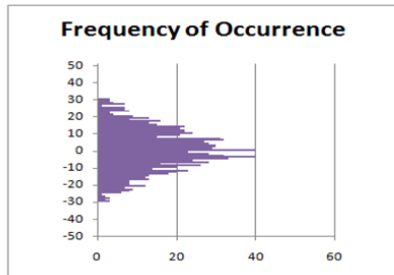
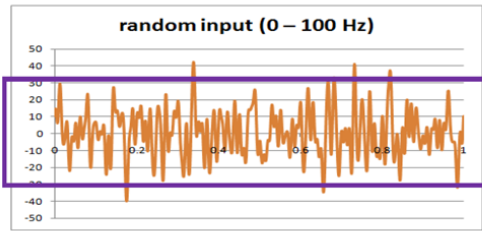
± 1 sigma:
~ 68.27 %

a)



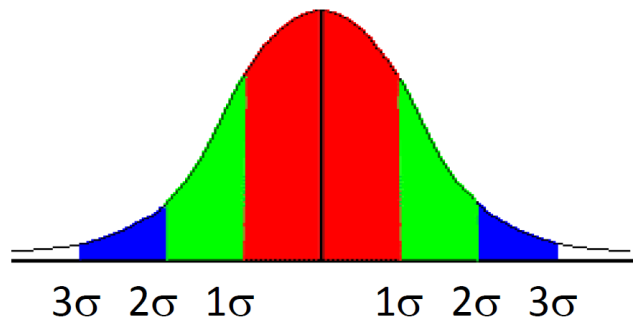
± 2 sigma:
~ 95.45 %

b)



± 3 sigma:
~ 99.73 %

c)



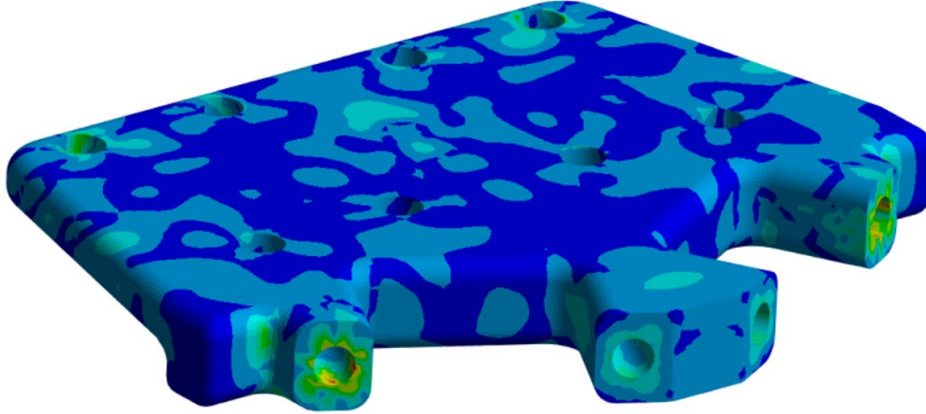
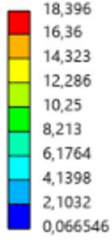
d)

Şekil 6.2. Sigma Gösterim Grafikleri.

7. RASTLANTISAL TİTREŞİM ANALİZİ

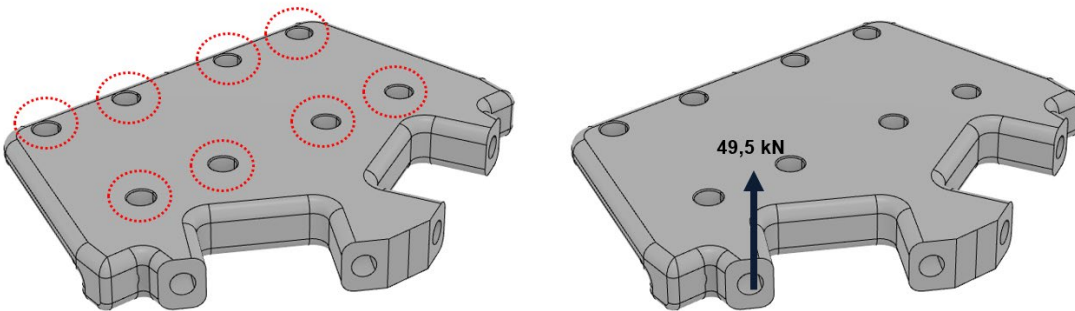
Rastlantısal titreşim analizi, ürünlerin dinamik olarak maruz kaldıkları titreşim altındaki davranışlarını, yorulmalarını ve bununla birlikte ağırlık azaltma çalışmalarında yeni tasarımı yapılan ürünün rezonans durumunu gösteren bir analiz türüdür. Statik analizlere göre yapılan ilk tasarımda parça oldukça emniyetlidir. Dinamik yükler altında ilk tasarımın rezonansa uğramadığını ve 3 sigma kuralına göre 18,39 MPa sınır şartını aştığını teyit etmek amacıyla rastlantısal titreşim analizi yapılmıştır. Yol testleri sonucunda aks-gövde yıldız döküm bağlantı parçası için elde edilen ivme ölçer verileri PSD grafiklerine program yardımıyla dönüştürülmektedir. Rastlantısal titreşim analizinde uygulanan sınır şartları üç ekseninde yol testlerinden toplanan ivme değerleri kullanılarak oluşturulan PSD grafikleridir. 3 Sigma kuralı uygulanarak gerçekleştirilen rastlantısal titreşim analizleri incelendiğinde, gerilme değerlerinin %99,73 olasılıkla 18,39 Mpa seviyesini aştığı ve bu seviyenin elastik sınırlar içerisinde kalarak herhangi bir rezonans durumunun meydana gelmediği gözlemlenmektedir. Bu bulgular doğrultusunda, yapısal bütünlüğün korunmuş olduğu sonucuna varılmaktadır. Bu bulgular Şekil 7.1’de gösterilmektedir.

N: Random Vibration
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent Stress
 Scale Factor Value: 3 Sigma
 Probability: 99,73 %
 Unit: MPa
 Time: 0 s
 Max: 18,396
 Min: 0,066546
 22.04.2025 09:32:53



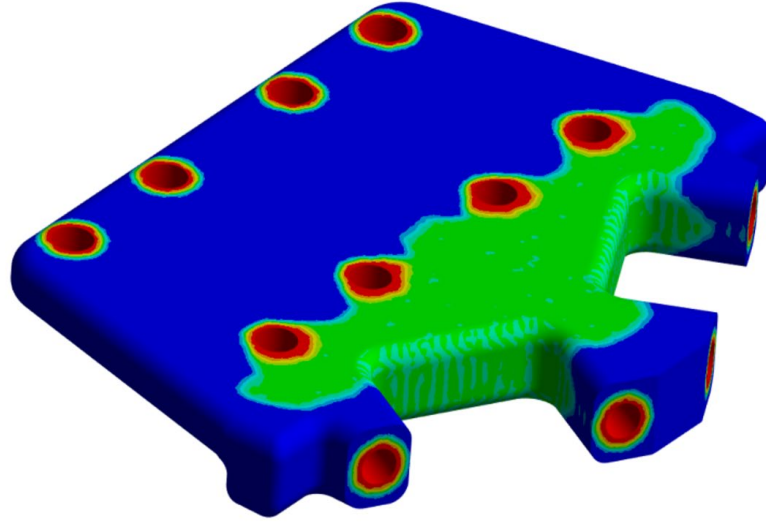
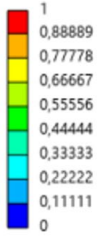
Şekil 7.1. Rastlantısal Titreşim Analiz Sonuçları.

Elde edilen bu veriler ışığında mevcut tasarım üzerinden topoloji ile ağırlık optimizasyonu çalışmaları gerçekleştirilebilmektedir. Sonuç olarak taslak seviyede bir topoloji optimizasyonu çalışması yapılarak braketin %50 oranında hafif bir tasarıma ulaşılabileceği görülmüştür. Bundan sonraki aşamalar optimum tasarımın geliştirilmesi üzerinde olacaktır. Topoloji optimizasyonu çalışmalarında uygulanacak mesnet ve yükleme çalışmaları Şekil 7.2’de gösterilmektedir. Aks-Gövde yıldız döküm bağlantı parçasının topoloji optimizasyon başlangıcı Şekil 7.3’te gösterilmektedir.



Şekil 7.2. Yeni Tasarım Mesnet ve Yükleme Noktaları.

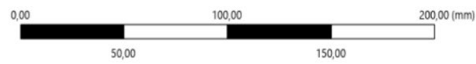
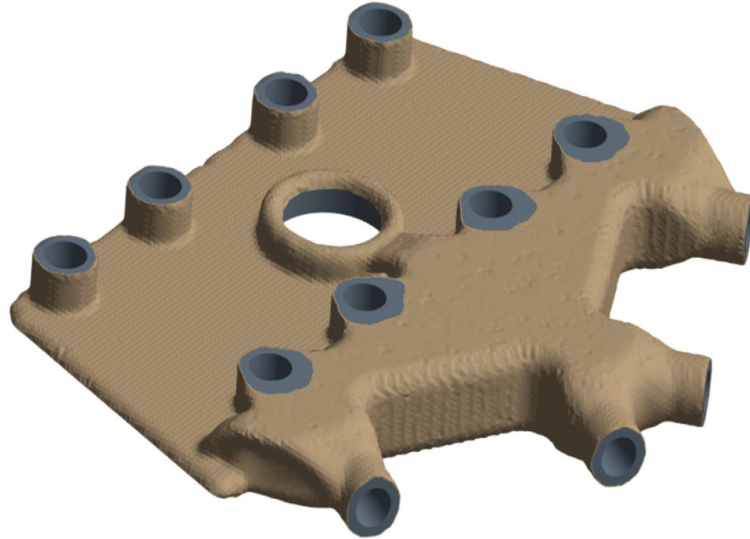
F: Structural Optimization
User Defined Result
Expression: topo
Iteration Number: 14
Max: 1
Min: 0
22.04.2025 09:35:42



a)

F: Structural Optimization
Topology Density
Type: Topology Density
Iteration Number: 14
22.04.2025 09:35:10

Remove (0.0 to 0.4)
Marginal (0.4 to 0.6)
Keep (0.6 to 1.0)



b)

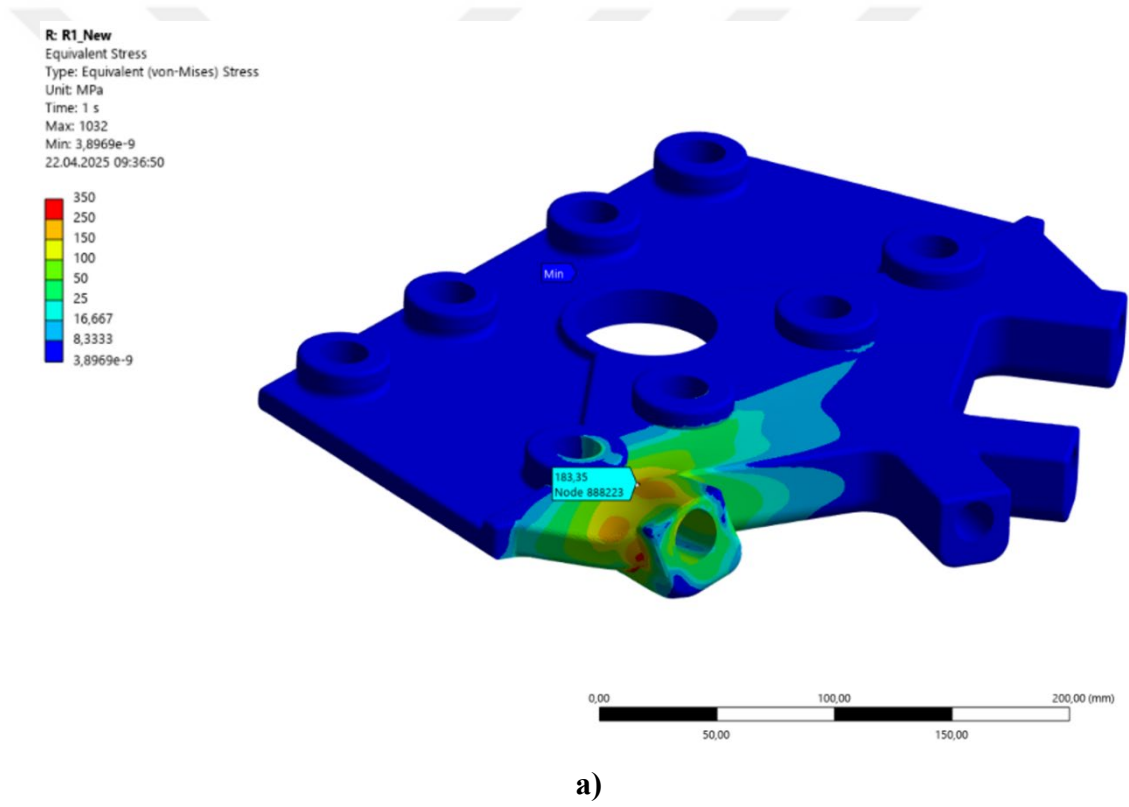
Şekil 7.3. Aks-Gövde YıldıZ Döküm Bağlantı Parçasının Topoloji Optimizasyon Başlangıcı.

Yapılan rastgele titreşim analizleri sonucunda taslak ağırlık azaltma çalışması göz önünde bulundurularak tasarım iyileştirmeleri gerçekleştirilmiştir. Her tasarım çalışmasının ardından analizler tekrar edilerek en uygun olan tasarıma kadar ilerlenmiştir. Tasarım denemeleri 5 tekrar sonrası sonlandırılarak nihai tasarım elde edilmiştir. Bu denemeler EK B’de gösterilmektedir. Her deneme sonrası yapısal analizler tekrar edilerek nihai tasarıma ulaşılmıştır. Tekrar edilen yapısal analizler EK C’de gösterilmektedir.



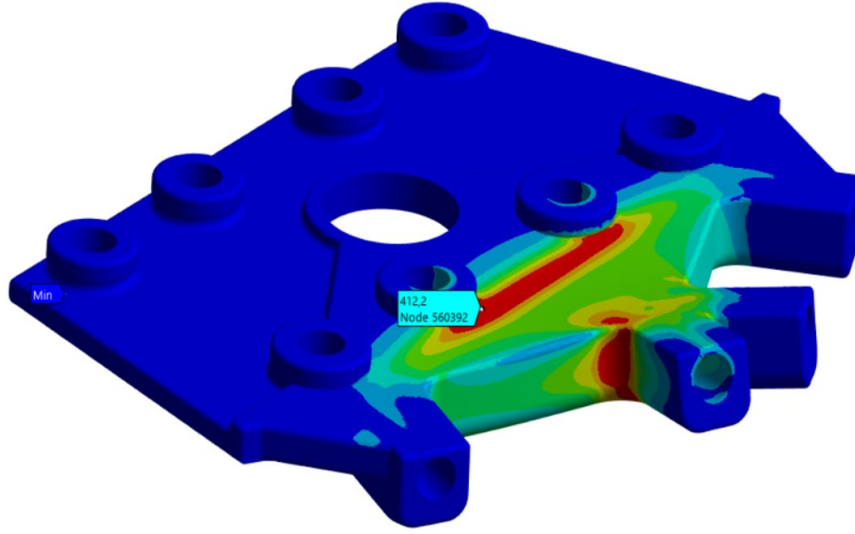
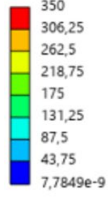
8. SON TASARIM YAPISAL VE DİNAMİK ANALİZLERİ

Yapısal analizler Şekil 7.2’de yeni tasarım mesnet ve yükleme noktalarında gösterildiği gibi 49,5 kN sınır şartlarında gerilme değerlerinin bazı noktalarda artış göstererek 400 MPa seviyelerine ulaşmaktadır. Gerilme değerlerinin akma sınırını aşmayarak güvenli bölgede kaldığı görülmektedir. Şekil 8.1’de son tasarım yapısal analizleri gösterilmektedir. Bundan sonraki aşama yeni tasarım için rastlantısal titreşim analizi olacaktır.



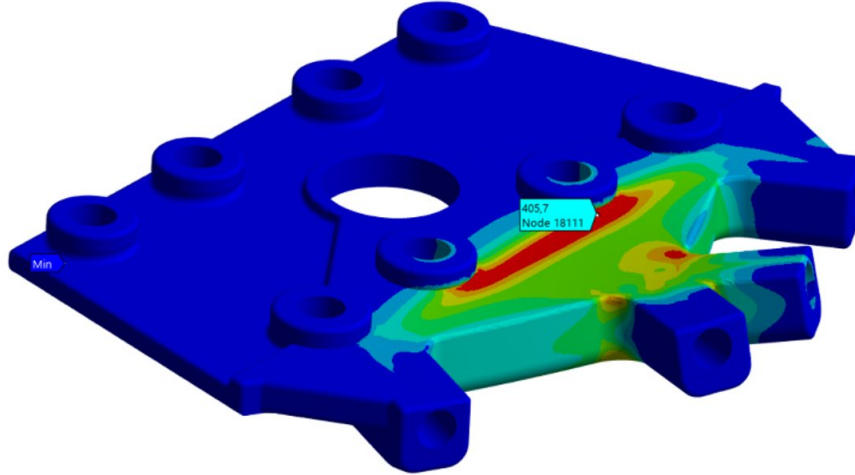
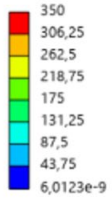
Şekil 8.1. Son Tasarımın Yapısal Analizleri.

S: R2_New
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s
 Max: 698,43
 Min: 7,7849e-9
 22.04.2025 09:37:32



b)

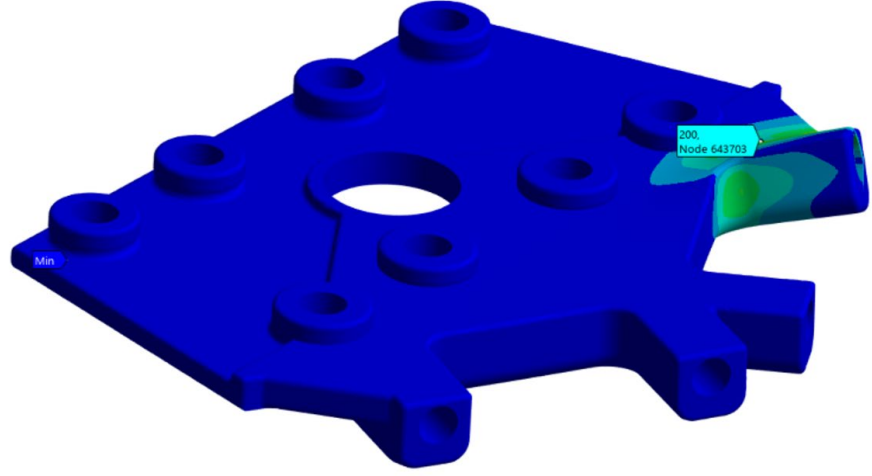
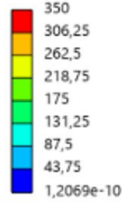
T: R3_New
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s
 Max: 883,15
 Min: 6,0123e-9
 22.04.2025 09:38:00



c)

Şekil 8.1. (Devamı): Son Tasarımın Yapısal Analizleri.

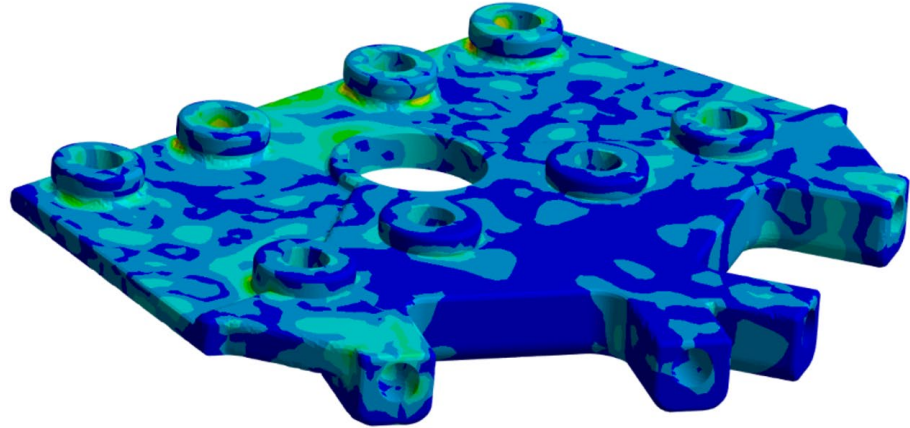
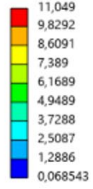
U: R4_New
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s
Max: 1398,5
Min: 1,2069e-10
22.04.2025 09:38:25



d)

Şekil 8.1. (Devamı): Son Tasarımın Yapısal Analizleri.

X: Random Vibration
Equivalent Stress
Type: Equivalent Stress
Scale Factor Value: 3 Sigma
Probability: 99,73 %
Unit: MPa
Time: 0 s
Max: 11,049
Min: 0,068543
22.04.2025 09:39:30



Şekil 8.2. Topoloji Optimizasyonu Sonrası Nihai Tasarım Rastlantısal Titreşim Analizi.

İlk tasarım için toplanan üç eksenli ivme verileri, Power Spectral Density (PSD) grafikleri ve 3-sigma kuralı uygulanarak topoloji optimizasyonu sonucunda elde edilen yeni tasarım için kullanılıp rastlantısal titreşim analizleri yapıldığında ise %99,73 oranla yeni tasarım üzerindeki gerilme değerlerinin 11 MPa seviyesini aşmayacağı

sonucuna ulaşılmaktadır. Şekil 8.2’de gösterilmektedir. Tablo 8.1’de tasarımlar arası parametre farkı karşılaştırılmaktadır.

Tablo 8.1. Tasarımlar Arası Parametre Farkı.

Parametre	Maksimum Gerilme Statik (MPa)	Ağırlık (Kg)	Gerilme Artma Farkı	Emniyet Katsayısı	Hafifletme Oranı	Raslantısal Titreşim Analizi (MPa)
İlk Tasarım	200	17.50	-	3.25	-	<18.39
Son Tasarım	400	10.40	%100	1.63	%41	<11.00

9. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışma kapsamında, İstanbul Büyükşehir Belediyesi Metrobüs hattında aktif olarak kullanılan AKIA marka çok eklemlili otobüs kategorisinde bulunan LF25 metrobüs aracının dördüncü aks-gövde arası bağlantı noktalarında yer alan yıldız döküm parçasının yapısal ve dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın doğrulanması amacıyla, gerinim ölçer ve ivme ölçer kullanılarak yol testleri yapılmıştır. Yapılan analizler ve doğrulama çalışmaları sonucunda, ilk tasarımı 17,5 kg olan yıldız döküm bağlantı parçası, elde edilen veriler ışığında ANSYS analiz programında rastlantısal titreşim metoduyla incelenerek topoloji optimizasyonu simülasyonu gerçekleştirilmiştir. İlk tasarım sonrasında beş adım revizyon yapılarak nihai tasarıma ulaşılmıştır. Nihai tasarım aşamalarından sonra Tablo 3'te görüleceği üzere parça ağırlığı 10,4 kg'a indirilmiş ve %41 oranında hafifletilmiştir. Nihai tasarım sonrası yapısal ve dinamik analizler tekrarlanarak aks-gövde yıldız döküm bağlantı parçasının emniyeti test edilmiştir.

İlk durumda, referans olarak alınan 49,5 kN statik kuvvet, ilk tasarım üzerinde gerinim ölçer ve ivme ölçer bağlantı noktalarını belirlemek amacıyla statik analizi yapılarak yıldız döküm üzerinde 200 MPa değerinde maksimum gerilme gözlemlenirken, emniyet katsayısı 3,25 olarak hesaplanmıştır. Statik kuvvetler altında ilk tasarım durumunda parça oldukça emniyetli fakat ağırlığı fazladır. Sensör bağlantı noktaları belirlenerek ivme ölçer ve gerinim ölçer verilerini almak için yol testine çıkılmıştır. Elde edilen üç eksenli gerinim ölçer verilerinin işlenmesi ve 3 sigma kuralına dayalı gerçekleştirilen rastlantısal titreşim analizleri sonucunda, %99,73 doğrulukla 18,39 MPa'lık gerilme değeri elde edilmiştir. Bu bulgular, topoloji optimizasyonu çalışmalarına referans oluşturmuştur.

Topoloji optimizasyonu sonrasında, maksimum gerilme değerlerinin referans kuvvet çerçevesinde 400 MPa'a yükseldiği ve emniyet katsayısının 1,63'e düştüğü gözlemlenmiştir. Ancak akma sınırının aşılması nedeniyle emniyetli olduğu belirlenmiştir. Ayrıca toplanan üç eksenli ivme verilerinin 3 sigma kuralı ile işlenmesi

sonucunda, %99,73 doğrulukla 11 MPa'lık gerilme elde edilmiş ve her iki tasarımda da herhangi bir rezonans durumu gözlemlenmemiştir.



KAYNAKLAR

- [1] B.H. Yiğit and M. İ. Karamangil, "Selection powertrain for 25 m bi-articulated series hybrid, electric or fuel cell vehicle operating on Istanbul Bus Rapid Transit Line," *Engineering Science and Technology, an International Journal*, vol. 54, Jun. 2024, doi: 10.1016/j.jestch.2024.101719.
- [2] A. Yılmaz, "OTEKON'16 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi 23-24 Mayıs," 2016.
- [3] A.Kara, H. E. Çubuklusu, Ö. Y. Topçuoğlu, Ö. B. Çe, U. Aybarç, ve C.Kalender, "Alüminyum Alaşımli Jantların Tasarım ve Ağırlık Optimizasyonu", *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, c.23, sy. 8, ss.957–962, 2017. doi: 10.5505/pajes.2017.34356
- [4] R. Kara, V. Taşkın ve P. A. Demirhan, "Direksiyon Mafsal Parçasının Statik Analizi ve Topoloji Optimizasyonu", *TUJES*, c. 23, sy. 2, ss. 109–119, 2022.
- [5] E. İ. Albak, "Formula Sae Aracında Ağırlığın Azaltılmasına Yönelik Fren Pedalının Topoloji Optimizasyon Yöntemiyle Optimum Tasarımı" *Uluslararası Mühendislik Araştırma ve Geliştirme Dergisi*, vol. 11, no. 1, pp. 328–334, 2019. doi: 10.29137/umagd.467057.
- [6] İ.Gülyüz ve B.Yılmaz, "Ağır Hizmet Araçlarında Kullanılan Z-Kam Kampanalı Fren Tork Ağırlığı Miktarı" *Akademik Perspektif Prosedürü*, vol. 2, no. 3, pp. 466–475, 2019. doi: 10.33793/acperpro.02.03.34
- [7] A. Çelik ve A. R. Yıldız, "Otomobil Salıncak Kolunun Yapısal Analiz ve optimizasyon Teknikleri ile Ağırlık Azaltılması", *UUJFE*, c. 27, sy. 2, ss. 817–830, 2022, doi: 10.17482/uumfd.1055392.
- [8] E. Savran, S. Vargelci, L. Catenaro and F. Karpat, "Otomobil Ön Tampon Braketinde Tasarım İyileştirmesi" *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, no.45, pp. 120–125, 2022. doi: 10.31590/ejosat.1219759
- [9] E. Mete ve H. Başak, "Topoloji Optimizasyonu Kullanılarak Rot Baş Tasarımı, Analizi ve Doğrulanması", *Politeknik Dergisi*, c. 27, sy. 3, ss.1055–1068, 2024, doi: 10.2339/politeknik.1198353.
- [10] O. Koçar, "Dorse Tasarımında Stres Dağılım Analizi ve Topoloji Optimizasyonu", *Karaelmas Fen ve Mühendislik Dergisi*, c. 8, sy. 1, ss. 309–316, 2018.
- [11] H. Acar, Biyel kolu analizi, optimizasyonu ve yorulma davranışının incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Bursa Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa, Türkiye, Haz. 2016.
- [12] U. E. Öztürk, "Döküm Braketlerin Bilgisayar Destekli Tasarım Eniyilemesi İçin Yeni Bir Yaklaşım", *DEUFMD*, c. 18, sy. 54, ss. 521–534, 2016.
- [13] A.Çoban, Paletli Araçlarda Süspansiyon Sisteminin Modellenmesi Ve Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Makina Tasarımı ve İmalat Bilim Dalı,
- [14] M. Aksoy, Ticari Yarı Römork Tanker Şasi Yorulma Dayanımının Gerçek Yol Sinyalleri ile Bilgisayar Ortamında İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Tasarım ve İmalat Bilim Dalı, Sakarya, Türkiye, Kas. 2014.

- [15] N. O. Sertsöz, TÜVASAŞ N13 Tip Lüks Yolcu Vagonu Süspansiyon Sistemi Titreşim Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Tasarım ve İmalat Bilim Dalı, Sakarya, Türkiye, Eki. 2019.
- [16] M. Çoban, Kamyon Hidrolik Silindir Bağlantı Braketinin Optimum Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Gebze, Türkiye, 2009.
- [17] M. P. Bendsoe and O. Sigmund, Topology Optimization, Berlin, Heidelberg: Springer, 2004. doi: 10.1007/978-3-662-05086-6.
- [18] F. Kahraman and M. Küçük, "Otomotiv Endüstrisinde Topoloji Optimizasyonu ile Ağırlık Azaltma Uygulaması Üzerine Bir Araştırma," European Journal of Science and Technology, Nov. 2020, doi:
- [19] Steelorbis (5 Mayıs 2025), 4140 Çelik Özellikleri, Kimyasal ve Mekanik Nitelikleri. <https://tr.steelorbis.com/pazaryeri/celik-hakkinda/4140-celik-ozellikleri-kimyasal-ve-mekanik-nitelikleri-1339380.html> adresinden [5 Mayıs 2025] tarihinde alınmıştır.
- [20] M. Subaşı and Ç. Karataş, "AISI 4140 Çeliğinde Elde Edilen Farklı Sertliklerin Kalıntı Gerilmeler Üzerindeki Etkisinin Araştırılması," Politeknik Dergisi, vol. 14, no. 4, pp. 289–295, Apr. 2011, doi: 10.2339/2011.14.4.
- [21] M. S. Güler and S. Şen, "Sonlu Elemanlar Yöntemi Hakkında Bilgiler," Ordu Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi, vol. 5, no. 1, pp. 56–66, 2015.
- [22] RMC Teknoloji (25 Nisan 2025), IEPE İvmeölçer Teknolojisi ve Çözümlerimiz, <https://rmc.com.tr/iepe-ivmeolcer-teknolojisi-ve-cozumlerimiz/> adresinden 25 Nisan 2025 tarihinde alınmıştır.
- [23] RMC Teknoloji (27 Nisan 2025), Strain Gauge (Gerinim Ölçer) ile Gerinim Ve Basınç Ölçümü, <https://rmc.com.tr/strain-gage-gerinim-olcer-ile-gerinim-ve-basinc-olcumu/> adresinden 27 Nisan 2025 tarihinde alınmıştır.
- [24] Load Cell Central (8 Mayıs 2025), Types of Strain Gauges, <https://www.800loadcel.com/blog/types-of-strain-gauges.html> adresinden 8 Mayıs 2025 tarihinde alınmıştır.
- [25] Encardio (10 Eylül 2025), Strain Gauge: Principle, Types, Features and Applications, <https://www.encardio.com/blog/strain-gauge-principle-types-features-and-applications> adresinden 10 Mayıs 2025 tarihinde alınmıştır.
- [26] M. Z. Okur and D. A. Bircan, "Design And Simulation Of A Heavy-Duty Vehicle Steering Component By Analytic And Fea Method", (EJSET), vol. 2, no. 1, pp. 1–9, 2021.
- [27] E. Okur and K. Yaman, "Captive Carriage Analysis Of A DMS Missile Carried By F-16 Aircraft," Proc. 18th Int. Symp. Aeroelasticity Struct. Dyn., 2017, pp. 1–8.
- [28] M. Aksoy, "Ticari Yarı Römork Tanker Şasi Yorulma Dayanımının Gerçek Yol Sinyalleri ile Bilgisayar Ortamında İncelenmesi," Yüksek Lisans Tezi, 2014.
- [29] Siemens Community (9 Mayıs 2025), Güç Spektral Yoğunluğu (PSD) Nedir? <https://community.sw.siemens.com/s/article/what-is-a-power-spectral-density-psd> adresinden 9 Mayıs 2025 tarihinde alınmıştır.
- [30] W. He, S. Wang, C. Zhang, X. Wang, and D. Liu, "Lubrication and Wear Characteristics of Mechanical Face Seals under Random Vibration Loading," Materials, vol. 13, no. 6, p. 1285, Mar. 2020, doi: 10.3390/ma13061285.

- [31] E. Gülsevinçler, "Random Vibration Fatigue Analysis of Car Roof Luggage Carrier," *European Journal of Science and Technology*, Dec. 2021, doi: 10.31590/ejosat.911120.
- [32] H. Jeong, K. Seo, J. Bae, and G. Jang, "Effect of boundary conditions on fatigue life of board-level BGA solder joints under random vibration," *Microsystem Technologies*, vol. 29, no. 11, pp. 1651–1658, Nov. 2023, doi: 10.1007/s00542-023-05532-8.
- [33] Ş. Şen, M. Yaşar, and O. Koçar, "Dorse Tasarımında Stres Dağılım Analizi ve Topoloji Optimizasyonu," *Karaelmas Fen ve Mühendislik Dergisi*, no. 1, pp. 309–316, 2018, doi: 10.7212%2Fzkufbd.v8i1.1073.
- [34] R. Şener, "Elektrikli Taşıtlar İçin Lineer Jeneratör Tasarımı Ve Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi," *Yüksek Lisans Tezi, Sakarya*, 2015.
- [35] M. Yıldızhan, "Otomotiv Sektöründe İç Trim Parçalarındaki Çarpışma Sönümleyicilerin Optimizasyonu," *Doktora Tezi*, 2017.
- [36] F. Kahraman and M. Küçük, "Finite Elements Analysis and Topology Optimization of Parking Brake Lever and Ratchet," *Politeknik Dergisi*, vol.27, no. 6, pp. 2279–2288, Dec. 2024, doi: 10.2339/politeknik.1325468.
- [37] H. Araz, "Hava Süspansiyon Darbe Sönümleyicinin Çarpışma Davranışının Optimizasyonu," *Yüksek Lisans Tezi, Bursa*, 2020

EKLER

EK A. Yıldız Döküm Bağlantı Braketinin Mod Doğal Frekans Analizi

EK B. Aks-Gövde Arası Yıldız Döküm Bağlantı Elemanı

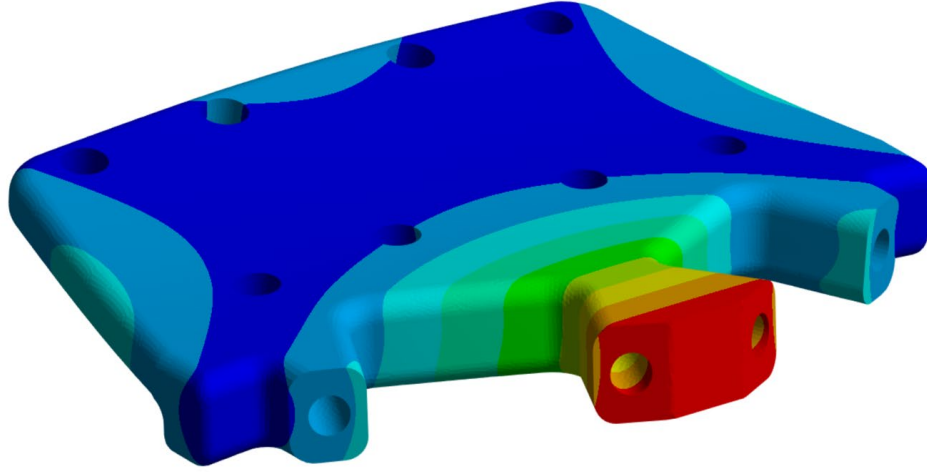
EK C. Aks-Gövde Arası Yıldız Döküm Bağlantı Elemanı 5 Adım Revizyon Sırasıyla Yapısal Analiz Sonuçları



EK A

M: Modal

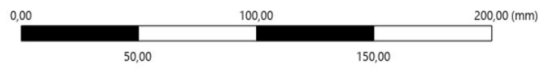
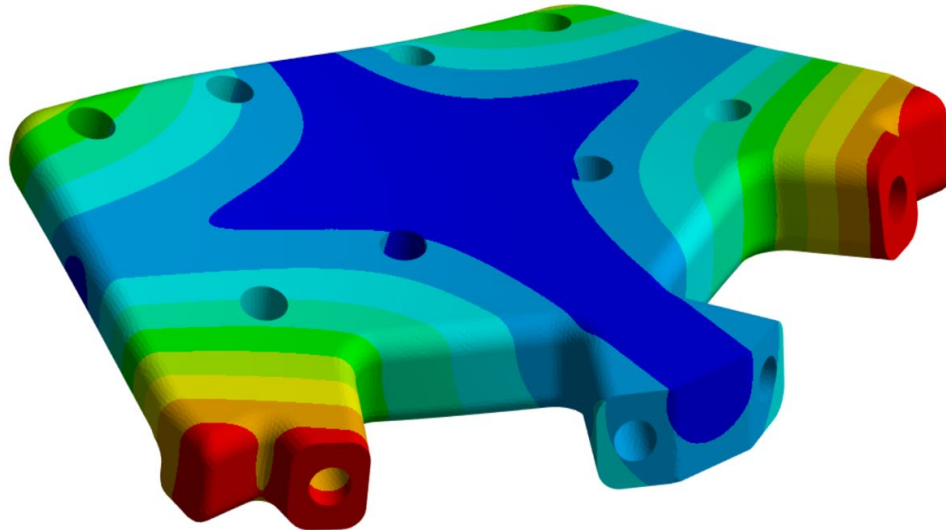
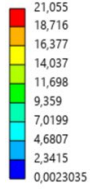
Total Deformation
Type: Total Deformation
Frequency: 749,38 Hz
Unit: mm
Max: 27,298
Min: 0,027104
22.04.2025 09:27:54



a)

M: Modal

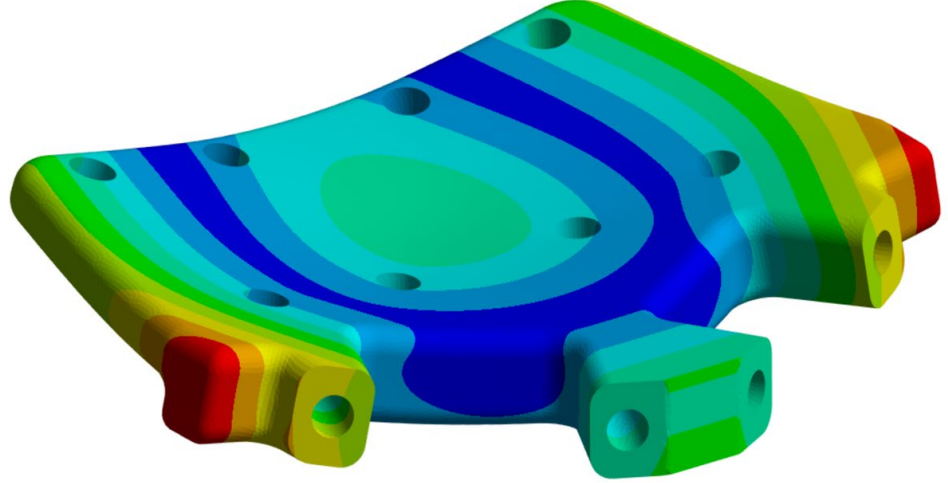
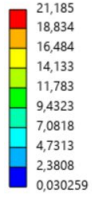
Total Deformation 2
Type: Total Deformation
Frequency: 849,95 Hz
Unit: mm
Max: 21,055
Min: 0,0023035
22.04.2025 09:28:22



b)

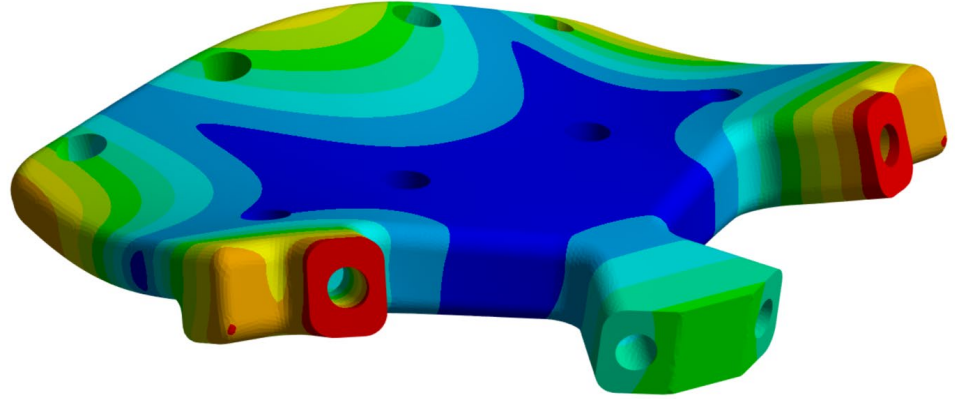
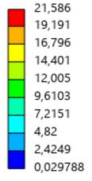
EK A.1. Yıldız Döküm Bağlantı Braketinin Mod Doğal Frekans Analizi.

M: Modal
Total Deformation 3
Type: Total Deformation
Frequency: 1234,6 Hz
Unit: mm
Max: 21,185
Min: 0,030259
22.04.2025 09:28:58



c)

M: Modal
Total Deformation 4
Type: Total Deformation
Frequency: 1919,1 Hz
Unit: mm
Max: 21,586
Min: 0,029788
22.04.2025 09:29:22

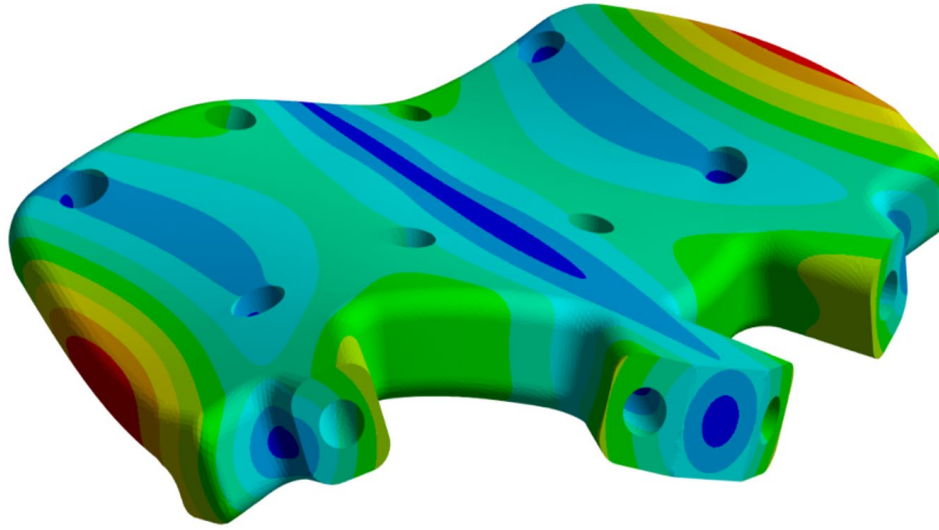


d)

EK A.1. (Devamı): Yıldız Döküm Bağlantı Braketinin Mod Doğal Frekans Analizi.

M: Modal
Total Deformation 5
Type: Total Deformation
Frequency: 2717,3 Hz
Unit: mm
Max: 20,736
Min: 0,0067867
22.04.2025 09:30:13

20,736
18,433
16,13
13,826
11,523
9,2198
6,9165
4,6133
2,31
0,0067867

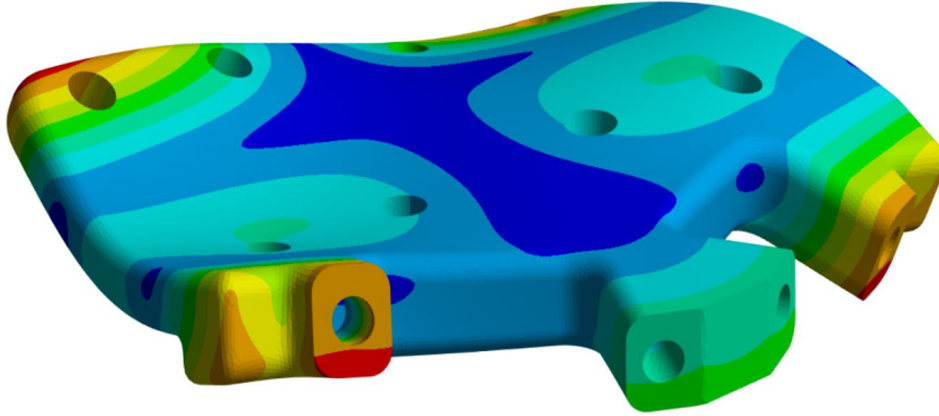


0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)

e)

M: Modal
Total Deformation 6
Type: Total Deformation
Frequency: 2933,4 Hz
Unit: mm
Max: 23,765
Min: 0,0055616
22.04.2025 09:30:40

23,765
21,125
18,485
15,845
13,205
10,565
7,9252
5,2853
2,6454
0,0055616

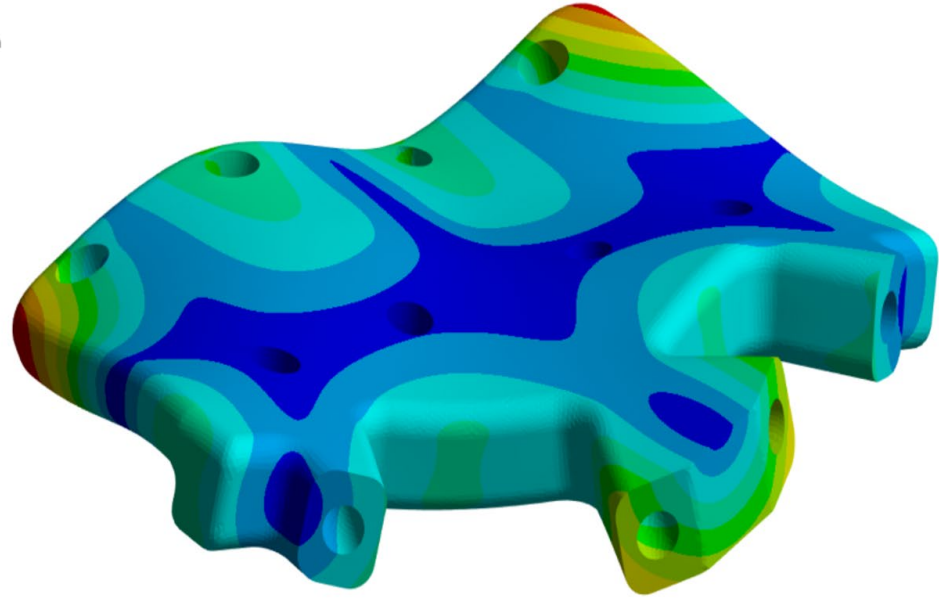
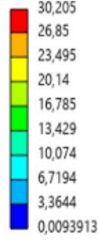


0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)

f)

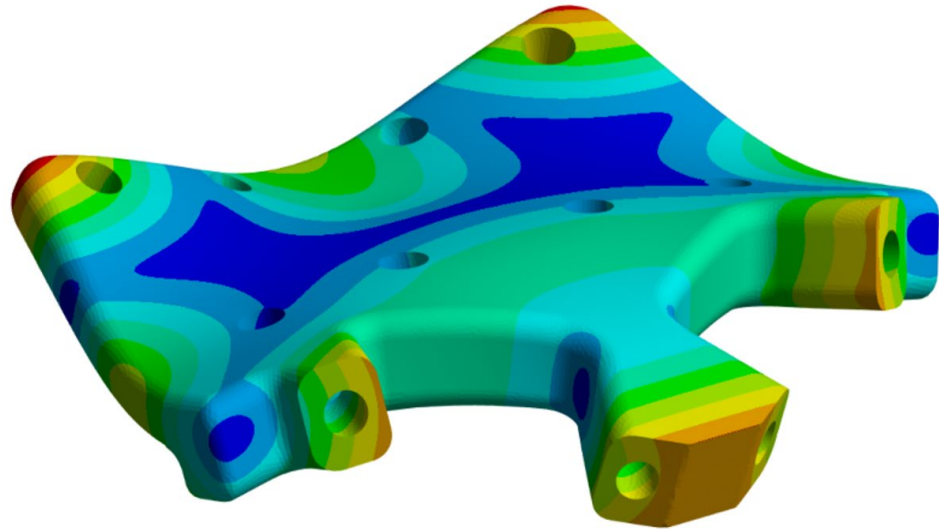
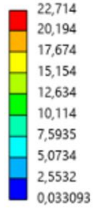
EK A.1. (Devamı): Yıldız Döküm Bağlantı Braketinin Mod Doğal Frekans Analizi.

M: Modal
Total Deformation 10
Type: Total Deformation
Frequency: 4169,8 Hz
Unit: mm
Max: 30,205
Min: 0,0093913
22.04.2025 09:32:22



g)

M: Modal
Total Deformation 7
Type: Total Deformation
Frequency: 3311,9 Hz
Unit: mm
Max: 22,714
Min: 0,033093
22.04.2025 09:31:03

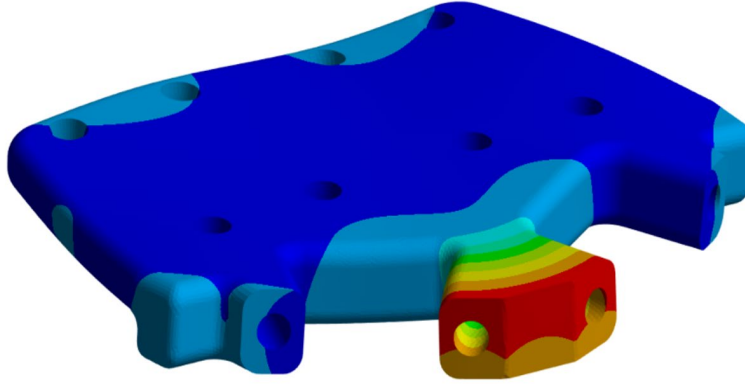


h)

EK A.1. (Devamı): Yıldız Döküm Bağlantı Braketinin Mod Doğal Frekans Analizi.

M: Modal
Total Deformation 8
Type: Total Deformation
Frequency: 3403,2 Hz
Unit: mm
Max: 39,233
Min: 0,0011305
22.04.2025 09:31:29

39,233
34,874
30,514
26,155
21,796
17,437
13,078
8,7192
4,3602
0,0011305

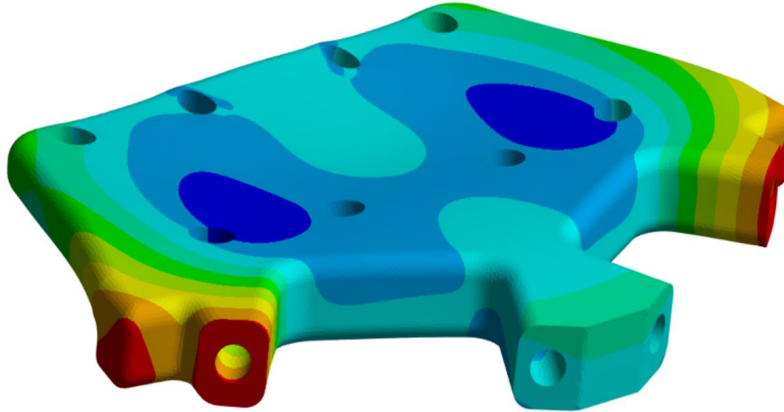


0.00 50.00 100.00 150.00 200.00 (mm)

i)

M: Modal
Total Deformation 9
Type: Total Deformation
Frequency: 4157,5 Hz
Unit: mm
Max: 20,858
Min: 0,74373
22.04.2025 09:32:02

20,858
18,623
16,388
14,153
11,919
9,6836
7,4486
5,2136
2,9787
0,74373

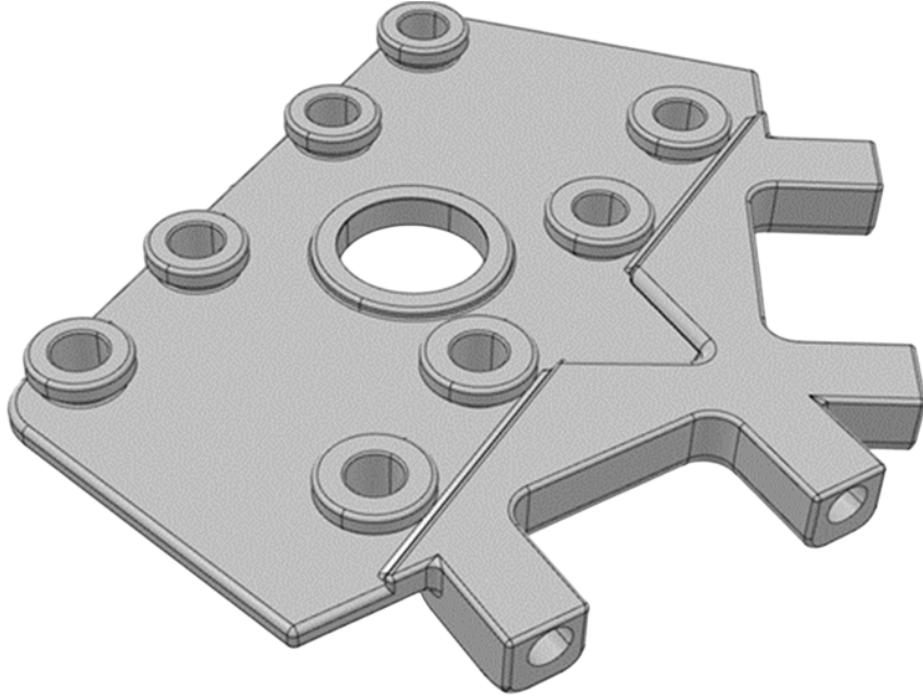


0.00 50.00 100.00 150.00 200.00 (mm)

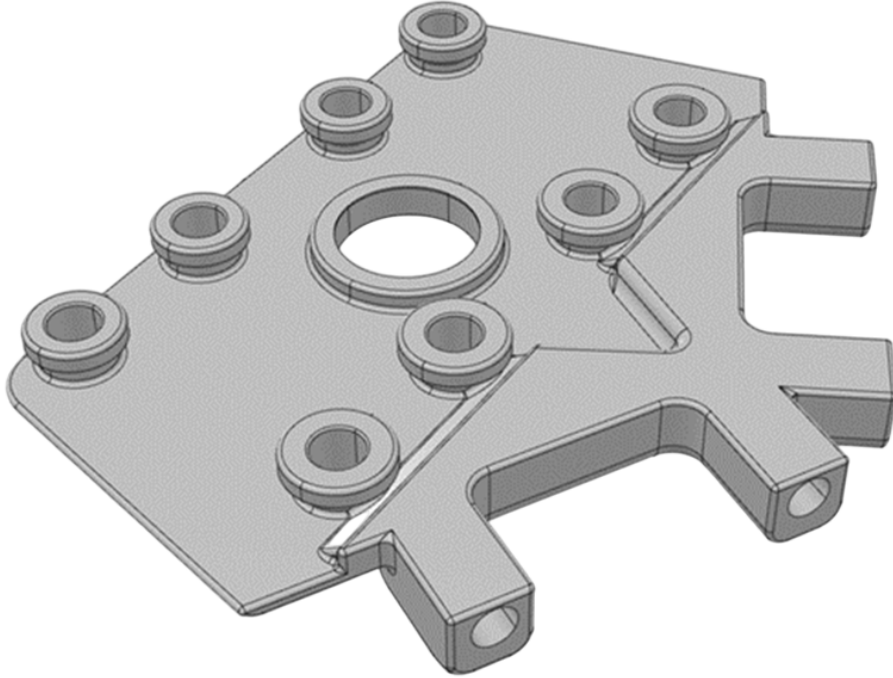
i)

EK A.1. (Devamı): Yıldız Döküm Bağlantı Braketinin Mod Doğal Frekans Analizi.

EK B

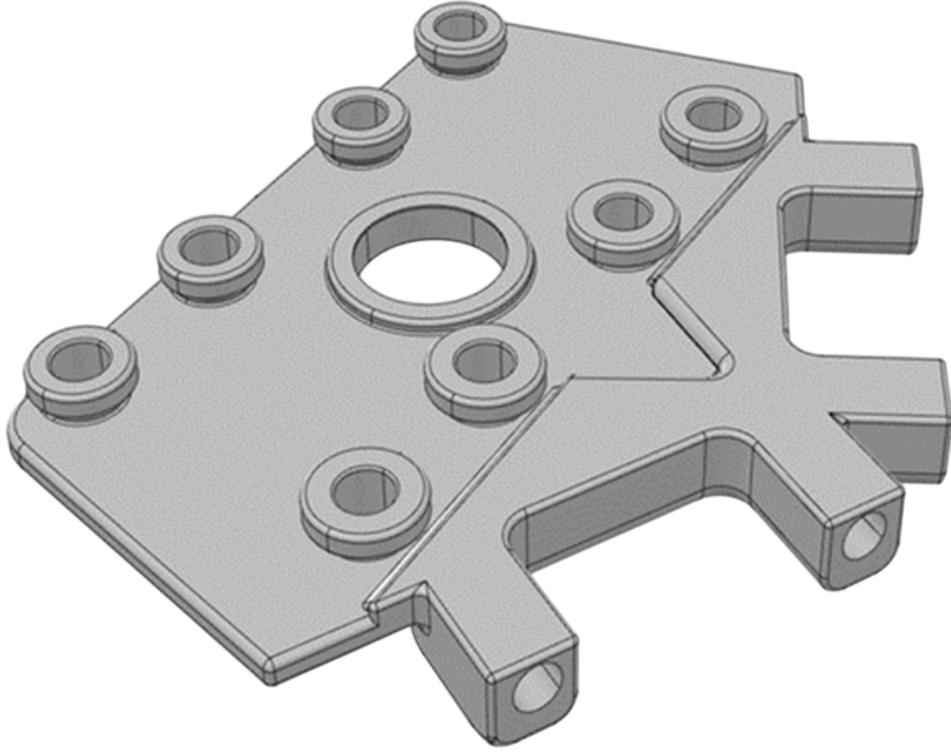


a)

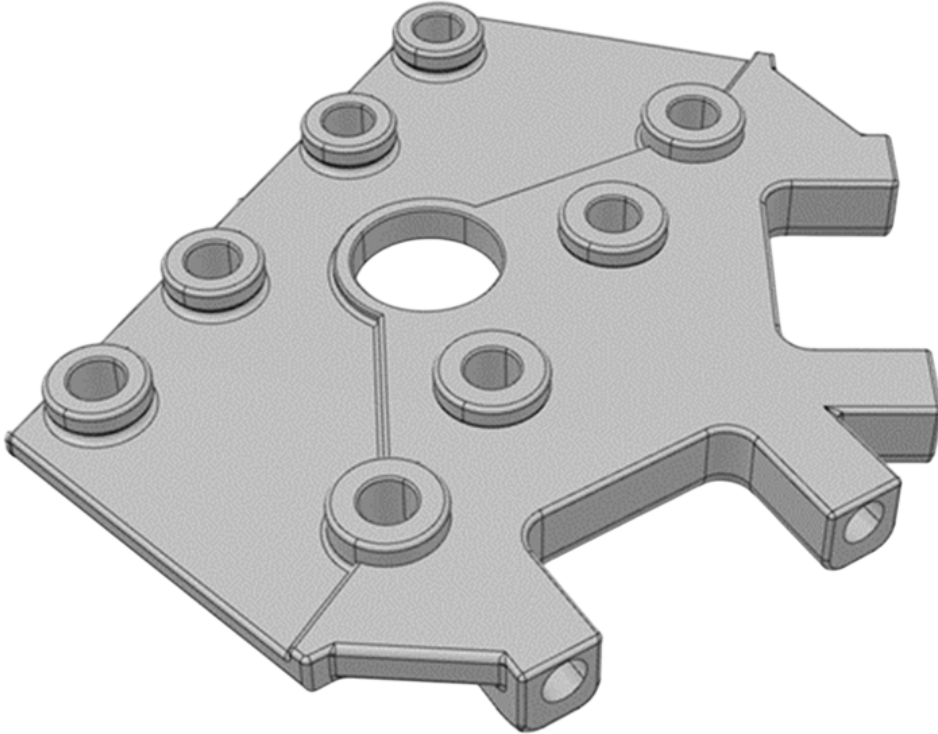


b)

EK B.1. Aks-Gövde Arası Yıldız Döküm Bağlantı Elemanı Tasarım Aşamaları.

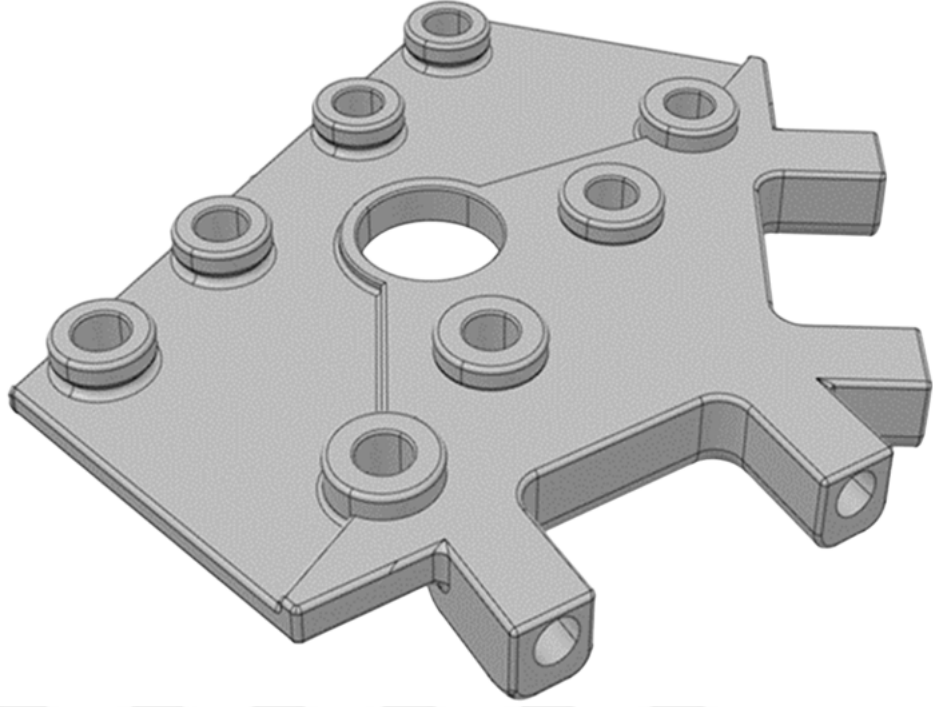


c)



d)

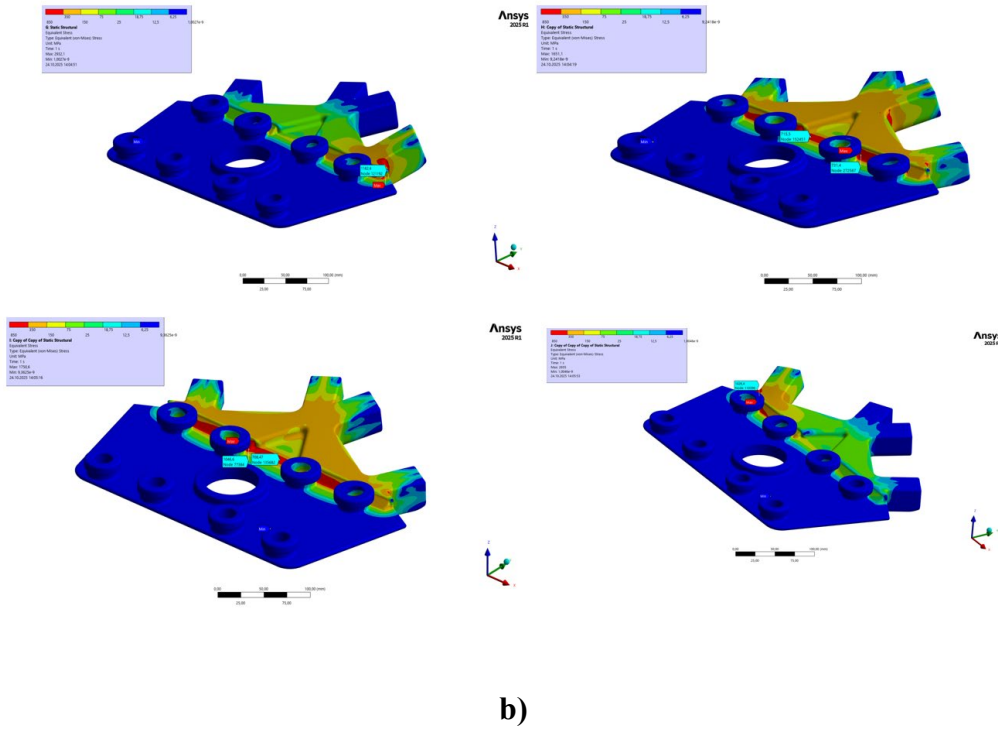
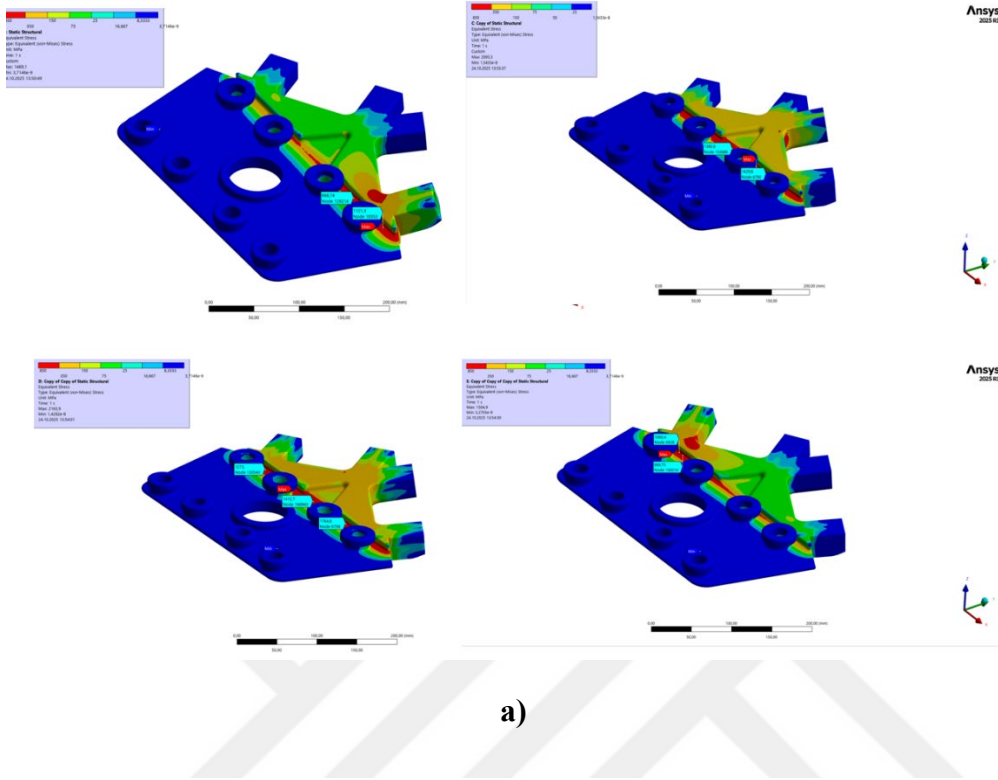
EK B.1. (Devamı): Aks-Gövde Arası Yıldız Döküm Bağlantı Elemanı Tasarım Aşamaları.



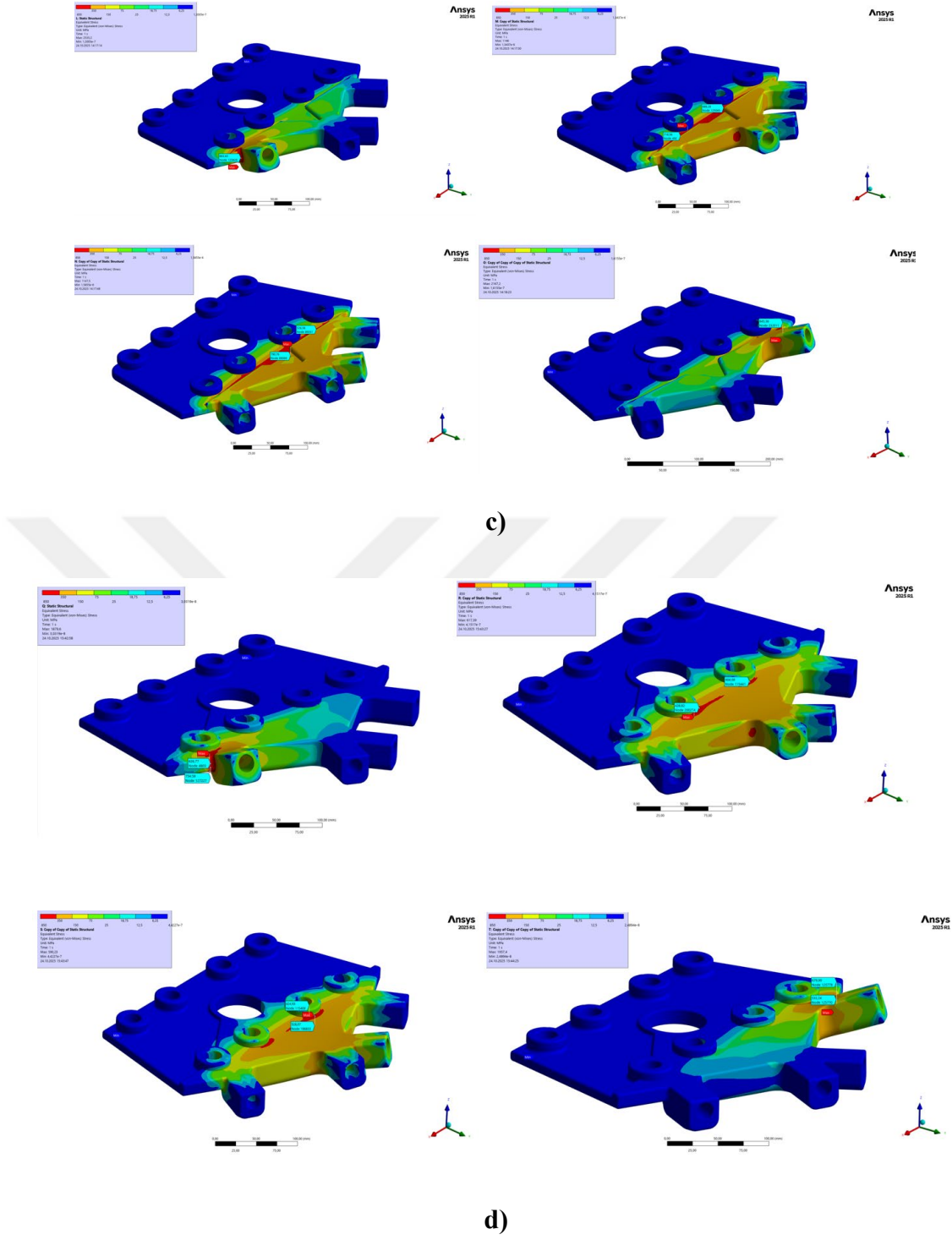
e)

EK B.1. (Devamı): Aks-Gövde Arası Yıldız Döküm Bağlantı Elemanı Tasarım Aşamaları.

EK C



EK C.1. Aks-Gövde Arası Yıldız Döküm Bağlantı Elemanı 5 Adım Revizyon Sırasıyla Yapısal Analiz Sonuçları.



EK C.1. (Devamı): Aks-Gövde Arası Yıldız Döküm Bağlantı Elemanı 5 Adım Revizyon Sırasıyla Yapısal Analiz Sonuçları.



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Ömer GİLAN

ÖĞRENİM DURUMU:

- Lisans** : 2020, Uludağ Üniversitesi, Mimarlık ve Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği
- Yüksek Lisans** : 2025, Sakarya Üniversitesi, Makine Mühendisliği, Makine İmalat ve Tasarım

MESLEKİ DENEYİM:

- 2022 yılından itibaren ULAŞIM İÇ ve DIŞ TİC. A.Ş. Firmasında Ar-Ge Mekanik Mühendisi olarak çalışmaktadır.

PATENT ve FAYDALI MODEL:

- 2023/004760 OTOBÜSLERDE DURAK FRENİNİN SÜRÜCÜ KOLTUĞU AĞIRLIK SENSÖRÜNE ENTEGRASYONU
- 2023/005750 HAVA KURUTUCU TAHLİYE BRAKETİ
- 2023/007705 ÇOKLU BAĞLANTI PARÇASI
- 2023/014091 SİBER SALDIRI TESPİTİ VE GÜVENLİ SÜRÜŞ
- 2024/004107 ENGELLİ RAMPASINA SAHİP TAŞITLAR İÇİN BİR GÜVENLİK SİSTEM