

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ ARACA AİT AKS KOVANINDA YORULMA KAYNAKLI
OLUŞAN HASARIN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE TASARIMININ
İYİLEŞTİRİLMESİ VE TASARIMIN RİG TESTİ İLE DOĞRULANMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Berk GÜMÜŞ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Malzeme ve İmalat Programı

ŞUBAT 2025

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ ARACA AİT AKS KOVANINDA YORULMA KAYNAKLI
OLUŞAN HASARIN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE TASARIMININ
İYİLEŞTİRİLMESİ VE TASARIMIN RİG TESTİ İLE DOĞRULANMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Berk GÜMÜŞ
(503211321)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Malzeme ve İmalat Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Ramazan Murat TABANLI

ŞUBAT 2025

ISTANBUL TECHNICAL UNIVERSITY ★GRADUATE SCHOOL

**DESIGN OPTIMIZATION FOR FATIGUE PERFORMANCE OF AN HEAVY
COMMERCIAL VEHICLE REAR AXLE HOUSING USING FEA AND RIG
TESTING**

M.Sc. THESIS

**Berk GÜMÜŞ
(503211321)**

Department of Mechanical Engineering

Materials and Manufacturing Programme

Thesis Advisor: Assist. Prof. Ramazan Murat TABANLI

FEBRUARY 2025

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503211310 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Berk GÜMÜŞ, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "AĞIR TİCARİ ARACA AİT AKS KOVANINDA YORULMA KAYNAKLI OLUŞAN HASARIN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE TASARIMININ İYİLEŞTİRİLMESİ VE TASARIMIN RİG TESTİ İLE DOĞRULANMASI" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı: **Dr. Öğr. Üyesi Ramazan Murat TABANLI**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Turgut Gülmez**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Alperen Acar
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 10 Ocak 2025
Savunma Tarihi : 12 Şubat 2025





Kıymetli aileme,



ÖNSÖZ

Yapılan bu çalışma boyunca bilgi birikimini ve deneyimini benimle paylaşan, çalışmanın her aşamasında yol gösteren çok değerli danışmanım Dr. Ramazan Murat TABANLI'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Şubat 2025

Berk GÜMÜŞ
(Makine Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Çalışmanın Amacı	1
1.2 Literatür Araştırması	3
1.3 Arka Aks ve Gövdealtı Sistemleri.....	4
1.4 Arka Aks Kovanı İmalatı	8
2. YORULMA.....	11
2.1 Yorulmanın Makroskopik ve Mikroskopik Boyutlarda İncelenmesi.....	11
2.2 Yorulma Yaklaşımları	13
2.2.1 S-N eğrisi yaklaşımı.....	15
2.2.2 e-N eğrisi yaklaşımı	15
2.2.3 Kırılma mekaniği yaklaşımı.....	16
2.3 Gerilme Yığılması	16
2.4 Kaynaklı Bağlantılarda Yorulma	17
2.5 Değişken Genlikli Yüklemelemlerden Kaynaklı Yorulma	18
2.5.1 Palmgren-Miner doğrusal hasar kuralı.....	19
2.5.2 Çevrim sayma yöntemleri	19
2.6 Rig Testleri.....	20
2.7 Kovandaki Yorulma Hasarı.....	21
3. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ	25
3.1 Sonlu Elemanlara Giriş	28
3.1.1 Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizlerin aşamaları	26
3.1.2 Elemanlar	27
3.2 Yapılan Analiz Çalışmaları	28
3.2.1 Faz-1 tasarım çalışmaları	29
3.2.2 Faz-1 analiz çalışması	39
3.2.3 Faz-2 tasarım çalışmaları	42
4. RLD ÇALIŞMASI.....	45
4.1 RLD'ye Giriş.....	45
4.2 RLD Toplama Çalışması.....	46
4.3 Strain Gauge.....	49
4.4 Kalibrasyon Çalışması.....	50
4.5 RLD Datası İşlenmesi ve Görev Çevrimi Oluşturulması.....	51

4.6 Genleme Korelasyonu	53
5. TASARIM İYİLEŞTİRME ÇALIŞMASI	55
5.1 Kovan Tasarımına Ait Detaylar.....	55
5.2 Yorulma Ömrünü İyileştirecek Uygulamalar.....	57
5.2.1 Kovan tasarımındaki değişiklikler	57
5.2.2 Kaynaklı yapılarda yorulma hasarını gidermek için yapılabilecek uygulamalar.....	57
5.3 Aks Kovanı Tasarım İyileştirme Çalışması.....	59
5.3.1 Faz-1 Tasarım Seçenekleri	59
5.3.2 Faz-2 Tasarım Seçenekleri	61
5.4 Tasarım Seçilmesi Gerekçesi	64
6. TEST RİGİ İLE VALİDASYON.....	65
6.1 Test Rigi FEM Modeli.....	65
6.2 Test Rigi Enstrümantasyonu.....	67
6.3 Eşdeğer Yükleme Döngüsü Oluşturulması	68
6.4 Test Rigi Yorulma Sonuçları.....	68
7. SONUÇLAR	71
KAYNAKLAR.....	75
ÖZGEÇMİŞ.....	77

KISALTMALAR

CAD	: Computer Aided Design
FDR	: Final Drive Ratio
FEM	: Finite Element Method
GVM	: Gross Vehicle Mass
GF	: Gauge Factor
ITAB	: Isı Tesiri Altındaki Bölge
MAG	: Metal Aktif Gaz
OEM	: Original Equipment Manufacturer
SEY	: Sonlu Elemanlar Yöntemi
SG	: Strain Gauge
PS	: Pferdestarke (Tr. Beygir Gücü)
RPM	: Revolution Per Minute
RLD	: Road Load Data
SEM	: Scanning Electron Microscope
TIG	: Tungsten Inert Gaz



SEMBOLLER

mm	: Milimetre
mm³	: Milimetreküp
mm²	: Metrekare
min	: Minimum
max	: Maksimum
MPa	: Megapascal
GPa	: Gigapascal
σ	: Normal Gerilme
τ	: Kesme Gerilmesi
Kg	: Kilogram



ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 1.1: Araç özellikleri	8
Çizelge 3.1: Aks kovanına etki eden yüklemeler	32
Çizelge 3.2: Gerilme durumu	34
Çizelge 3.3: Yorulma faktörleri	37
Çizelge 4.1: Kullanılan sensörler	46
Çizelge 5.1: Faz-1 ömür hesabı	60
Çizelge 5.2: Faz-2 ömür hesabı	62
Çizelge 5.3: 2. Opsiyon tasarım değişiklikleri	62
Çizelge 5.4: Tasarım çalışması özeti	64
Çizelge 6.1: Malzeme kartı	66
Çizelge 7.1: Tasarım çalışması özeti	72



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: 8x4 ağır ticari bir araca ait arka aks	5
Şekil 1.2: Katı aks şeması.....	5
Şekil 1.3: Diferansiyel dişlisi.....	6
Şekil 1.4: Dönüş halinde diferansiyel dişlilerinin çalışması.....	6
Şekil 1.5: Ağır ticari kamyon tahrik hattı	7
Şekil 1.6: Aks kovanı.....	8
Şekil 1.7: Kaynaklı aks kovanı gövdesi imalatı.....	9
Şekil 2.1: Makroskopik ölçekte yorulma örnekleri	11
Şekil 2.2: Mikroskopik yorulma çatlakları ilerleyişinin aşamaları.....	12
Şekil 2.3: Sabit genlikli döngüsel yükleme için terminoloji	13
Şekil 2.4: e-N yaklaşımıyla bir malzemenin yorulma dayanımı eğrisi	16
Şekil 2.5: Gerilme yığılmasının geometri üzerinde gösterimi.....	17
Şekil 2.6: Aks kovanı için hazırlanmış dikey yorulma test rig düzeneği	20
Şekil 2.7: Kovanda oluşan çatlak	21
Şekil 2.8: Mikroskop altında çatlak	22
Şekil 2.9: Yorulma bulguları	22
Şekil 2.10: Mikroskop ve SEM incelemesinde hasar	23
Şekil 3.1: Sonlu elemanlar yönteminde kullanılan eleman tipleri sınıflandırması....	27
Şekil 3.2: Örnek bir tetrahedral eleman.....	28
Şekil 3.3: Yapılan çalışmalara ait akış şeması diyagramı.....	29
Şekil 3.4: Serbest cisim diyagramı	31
Şekil 3.5: Yükleme şartları	31
Şekil 3.6: Aks kovana ait kesit	32
Şekil 3.7: Dikey eğilme kesit tesir diyagramları	33
Şekil 3.8: Yatay eğilme kesit tesir diyagramları.....	33
Şekil 3.9: Burulma kesit tesir diyagramı	33
Şekil 3.10: Mohr çemberi	35
Şekil 3.11: Yorulma yüzey faktörü grafiği.....	38
Şekil 3.12: Faz-1 sınır şartları.....	39
Şekil 3.13: Aks kovanı modeli ve kullanılan eleman	40
Şekil 3.14: Aks kovanı kaynak dikişi modeli	40
Şekil 3.15: Aks-muylu kontak modellemesi.....	41
Şekil 3.16: Aks-diferansiyel kontak modellenmesi	41
Şekil 3.17: Arka aks kovanı kaynak modellenmesi.....	42
Şekil 3.18: Kurulan model ve etki eden yükler	43
Şekil 3.19: Çok eksenli yorulma rig testi	44
Şekil 4.1: Kovan üzerindeki strain gauge pozisyonları	46
Şekil 4.2: Süspansiyon sistemi üzerindeki strain gauge pozisyonları	47
Şekil 4.3: Maden test pisti	47
Şekil 4.4: I kol üzerinden ölçülen genleme grafiği Maden test pisti	48
Şekil 4.5: Deplasman ölçümü grafiği	48

Şekil 4.6: Strain gauge	49
Şekil 4.7: Wheatstone köprüsü devresi	50
Şekil 4.8: Strain gauge kalibrasyonu	50
Şekil 4.9: Kalibrasyon rig testi	51
Şekil 4.10: Araç üzerinde deplasman ve ivmeölçer yerleşimi	51
Şekil 4.11: Ncode çalışması	52
Şekil 4.12: Hesaplanan yükleme değerleri	52
Şekil 4.13: Ölçülen gerilme ve analizde hesaplanan gerilme ile kıyaslaması	53
Şekil 5.1: Kovan ve arka kapak	55
Şekil 5.2: Kaynaklı tasarım	56
Şekil 5.3: Kaynaklı tasarım	56
Şekil 5.4: Kaynaklı yapılarda yorulma ömrü arttırıcı işlemler	58
Şekil 5.5: Baz tasarım ve yarıçapı arttırılmış tasarım	59
Şekil 5.6: Gerilme ve hasar analizi	60
Şekil 5.7: Kaynak geometrileri tasarımları	61
Şekil 5.8: Kovan Hasarı	61
Şekil 5.9: Opsiyon 2.1 hasar analizi	62
Şekil 5.10: Opsiyon 2.1 ve 2.2 kıyaslaması	63
Şekil 5.11: Opsiyon 2.3 Destek Sacı Tasarımı	63
Şekil 5.12: Opsiyon 2.3 hasar analizi	63
Şekil 6.1: Rig test düzeneği	66
Şekil 6.2: Test rigi modeli	66
Şekil 6.3: Strain gauge konumları	67
Şekil 6.4: Test rigi düzeneği	67
Şekil 6.5: Uygulanan yükler	68
Şekil 6.6: Muylu hasarı	68
Şekil 6.7: Eski ve yeni fikstür tasarımı	69
Şekil 6.8: Hasar analizi	69
Şekil 6.9: Muyluda hesaplanan gerilme ve hasar	69
Şekil 6.10: Manyetik parça muayenesi	70

AĞIR TİCARİ ARACA AİT AKS KOVANINDA YORULMA KAYNAKLI OLUŞAN HASARIN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE TASARIM OPTİMİZASYONU YAPILARAK DÜZELTİLMESİ VE YAPILAN TASARIMIN RİG TESTİ İLE VALİDASYONU

ÖZET

Ağır ticari araçlar günümüzde yük taşımacılığında inşaat ve maden uygulamalarına kadar varan değişik sektörlerde kullanılmaktadırlar. Bu araçların performansı, güvenilirliği ve yapılan işlemin mümkün olan en yüksek verimde yapılması için araçların sahada devamlı olarak çalışması gerekmektedir. Bu sebeple araçlar bileşenlerinin belirlenen kullanım & yükleme koşullarında belirli bir ömür boyunca hasarsız çalışması beklenir. Tasarlanan parçaların validasyonu için belirlenen koşulları simüle eden testler uygulanmaktadır.

Ağır ticari araçlarda dayanımın önemli olduğu sistemlerden birisi de arka canlı aks sistemidir. Arka aks sistemi aks kovani, diferansiyel, tekerlek poyraları ve süspansiyon ve şasi sistemi ile bağlantılı aks kovanından oluşur. Bu parçalar sayesinde motor ve şanzımandan gelen torku tekerleklerle aktarılır. Aks kovani da diferansiyel bu görevi yaparken yol ve yükleme kaynaklı değişken kuvvetlere maruz kalan yapısal elemandır. Bu sebeple arka aks sistemindeki aks kovani yorulmaya sebep olabilecek yüklere maruz kalmaktadır ve çeşitli yorulma kaynaklı hata formları gözlemlenebilir. Dolayısıyla aks kovani devreye alınmadan önce bahsedilen validasyonların yapılması gerekmektedir.

Arka aks kovani yorulması, parça bazında rig testleri ve sistem bazında araç testleri vasıtasıyla değerlendirilebilir. Temel olarak aks kovani için yapılan testler şunlardır. Parça bazlı test için aks kovani dikey ekseninde uygulanan kuvvet ile yorulma davranışı incelenir. Araç testinde ise yol şartlarında test edilir. Parçanın test edileceği yükler ve kaç tekrara maruz kalacağı test öncesinde belirlenmektedir. Arka aks kovanının başarılı şekilde devreye alınması için bu iki testin başarılı şekilde tamamlanması gerekmektedir.

Yapılan çalışmada, parça testini başarıyla geçen ancak araç testi sırasında yorulma kaynaklı hasara uğrayan aks kovanının incelenmesi yapılmıştır. Çalışmanın amacı, devreye alınacak aks kovanının geçmesi beklendiği testleri geçecek şekilde tasarımının optimize edilmesidir. Bunun için ilk önce analitik hesaplarla FEM ortamında analiz yapılmış ve yapılan analizin gerçek durumla uyuşmadığı görülmüştür.

Strain Gauge'ler, parçalar üzerinde deformasyonun ölçümüne mümkün kılan ölçüm cihazlarıdır. Yapısal parçalar üzerine bağlanarak parçanın deformasyonu ölçülür ve bu sayede parçaya gelen kuvvetler hesaplanabilir. Strain gauge üzerinde ölçülen genleme değerlerinin gerçekçi olup olmadığı ise strain gauge'in kontrollü bir ortamda uygulanan kuvvetlere verdiği cevap ölçülerek yapılmaktadır. Bu çalışmada analitik hesaplara uygun yapılan analiz gerçekçi bir sonuç vermediği için, Test aracı üzerinde strain gauge bağlanarak aks kovani ve ona bağlı olan süspansiyon parçalarına gelen genlemeler ölçülmüştür. Strain gauge üzerinden ölçülen veriler kalibrasyon testleri ile

kalibre edilerek üzerine gelen kuvvetler hesaplanmıştır. Araç üzerinden toplanan veriler ile FEM ortamındaki modellerde korelasyon sağlanmıştır. Toplanan veriler işlenerek kovana gelen yükleme döngüsü hesaplanmış ve FEM ortamında yapılan analizler tekrarlanmıştır. Bu analizlerde baz tasarımda araçta karşılaşılan hasar tipiyle çakışan bölge yorulma açısından kritik çıkmıştır. Sonrasında aks kovanı, imal edilebilirlik ve maliyet açısından da değerlendirilerek tasarım opsiyonları baz seviye ile kıyaslamalı olacak şekilde FEM ortamında değerlendirilmiştir. Yapılan FEM modelinde, aks kovanı ve süspansiyon sistemi elemanları ABAQUS programı kullanılarak modellenmiştir, aks kovanı üzerindeki kaynak dikişleri FEMFAT ile modellenmiştir. Toplanan verilerden elde edilen görev döngüsü Ncode yazılımı ile oluşturulup, ABAQUS'te doğrusal olmayan süperpozisyon prensibi ile kuvvet olarak tanımlanmıştır. Yapılan analiz aks kovanında plastik deformasyon görülmediği için elastik bölgede kaldığı varsayımıyla yapılmıştır.

Yapılan analizler sonucunda en iyi yorulma performansını gösteren tasarımın, araç şartlarını temsil edecek bir rig testi ile beraber denenmesi kararı alınmıştır. Bu rig testi, aks kovanını birden fazla eksenle kuvvet uygulayacak şekilde tasarlanmıştır. FEM modeli ile benzer sınır şartları ve önceki çalışmada ortaya çıkartılan görev döngüsü bu rig testinde kullanılmıştır. Rig üzerinde strain-gauge çalışması yapılmış, uygulanacak kuvvetler bilgisayar kontrollü eyleyiciler sayesinde verilmiştir. Fikstür tasarımlarının yapılması ile FEM Modeli bütün rig testi için kurulmuştur ve testler başlanmıştır. Çok eksenli yorulma rig testi sırasında, fikstür tasarımı kaynaklı olarak farklı bir bölgede yorulma hasarı oluşmuştur. Prototip araç testleri sırasında yaşanılmayan bir hasar olduğu için fikstürde tasarım değişikliğine gidilip teste devam edilmiştir. Test yorulma hasarı tekrar etmeden hedef ömre ulaşmıştır, sonrasında test yapılan tesisin kiralanma süresi dolduğu için hasar oluşana kadar test yapılması mümkün olmamıştır. Yapılan strain gauge ölçümleri ile FEM modeli arasında korelasyon yakalanmıştır.

Çalışmanın sonunda, aks kovanı için tasarım optimizasyonu yapılmış ve bu aks kovanı seri üretime girmek için gerekli şartların sağlanmasıyla seri üretime girmiştir. Aks kovanı validasyonu için çok eksenli bir rig testi tasarlanmış ve sunulan şartlar altında gerçek durumla benzer bir sonuç elde edilmiştir.

DESIGN OPTIMIZATION FOR FATIGUE PERFORMANCE OF AN HEAVY COMMERCIAL VEHICLE REAR AXLE USING FEA AND RIG TESTING

SUMMARY

Heavy commercial vehicles are used in various sectors today, ranging from freight transportation to construction and mining applications. To ensure the performance, reliability, and maximum efficiency of these vehicles, they must be able to operate continuously in the field, without any delaying failures. To guarantee the durability of these vehicles, the working conditions are determined during the design phase of new components and performance of the components are tested. Those tests include part level and vehicle level tests. Mainly tests are conducted in order to see whether a part will fail, impact, fatigue corrosion and environmental effects. For fatigue testing, part level tests are performed on specialized test setups called rigs, and for vehicle level tests are performed on prototype vehicles on test track.

One of the systems where durability is critical in heavy commercial vehicles is the rear live axle system. Rear axle is the system that drives the vehicle, allows rotation of the vehicle and bears vehicle load. The rear axle system consists of the axle housing, differential, wheel hubs, and an axle housing that connects to the suspension and chassis system. Axle as a whole, transfers torque from the engine and transmission to the wheels. During operation axle housing is subject to dynamic forces. Acting forces are due to loading / gross weight of the vehicle, acceleration, deceleration, cornering etc. All these forces affect the axle housing, which is connected to driveline, chassis and suspension subsystems. Consequently, the rear axle housing is a critical component exposed to dynamic loads and is prone to various failure modes, which includes fatigue failures. Thus, axle housings require validation before being put into operation.

Fatigue in rear axle housings can be assessed through rig tests at the component level and vehicle tests at the system level. These tests are conducted under predefined loading and road conditions repeated a specified number of times for components intended to be put into service. For rear axle housing is subjected to vertical loads which are applied on a vertical fatigue test setup.

In rear axle design there are primarily two types of manufacturing methods. Which are welding ('fabricated') and casting. Casting axle housings are heavier, and they could bear heavier loads compared to the fabricated axle types. Fabricated axle housings are initially formed from sheet metal and form into its shape using stretch forming, and then welded together. Fabricated axle housing basically consists of two half housings, a dome shaped structure called backcover is welded to these housings, which allows for rotation of differential gears within the axle housing, also containing the axle oil which lubricates gears. Additional brackets, plugs are welded or bolted on the axle housing, and the part assembly is finished as it goes into painting.

Scope of this study is focusing on a new type of rear axle housing that will be utilized in lightweight construction vehicle application. Primary design feature of this axle housing is it is a fabricated type of axle housing, which in comparison lighter than its predecessors casting housings, yet it has welding seams that were not present before and it is susceptible to fatigue. In our case new axle housing that successfully passed component-level tests but suffered fatigue-related damage during vehicle testing. A series of material laboratory tests and investigation under microscope revealed that this failure is indeed fatigue related, as it exhibits clear fatigue mechanism signs, such as beachmarks, ratchet marks and sudden failure. This failure occurred at the back of the rear axle housing, where housing semi-cases welded with backcover. This type of failure only occurred on vehicle and it appeared that part level vertical fatigue test was not reliable method to evaluate fatigue performance of the rear axle housing. The objective of the study was to optimize the design of the axle housing so that it can pass all the required tests before being deployed.

In initial steps of the study, using analytical calculations to determine the loading a FEM (Finite Element Method) model was created. Model was created in ABAQUS software using non-linear static analysis, and weld geometry was modeled using FEMFAT SolidWeld. Elastic material properties were used, as the part did not go under plastic deformation. Proper boundary conditions were created, where forces are applied from suspension parts to axle housing and spindles were fixed. A generic duty cycle was applied and FEA analyses were performed, but it was observed that the analysis did not match the actual test results.

Investigating further, realizing there is no correlation between this analysis and actual situation, instrumentation of a test vehicle was carried out. Strain gauges were mounted on the test vehicle to measure the forces acting on the axle housing and related suspension components during track testing. Accelerometers and displacement sensors were attached so that effect of vehicle weight and suspension loads could be calculated. The data collected from strain gauges were calibrated using tension-compression test for suspension parts. No calibration was made for strain gauges on the axle housing, as a rig was not available at this phase. Using Ncode software, by utilizing time-offset and filtering forces acting on the axle housing were calculated and a duty cycle was generated

The gathered strain data was compared with FEM models and evaluation was made that strain from analysis and actual tests are correlating to each other. Then the FEM analyses were repeated. These analyses identified fatigue-critical areas on the baseline design, consistent with the damage observed in vehicle tests.

In the next phase of the study, using generated and available FEM models, an effort to design a better performing axle housing was performed. Available means and methods to improve axle housing was investigated alongside with axle manufacturer. Several of the design options are, increased thickness of sheet metals parts used in the manufacturing, change of welding geometry, addition of reinforcement plates to axle housing, change of backcover radius and methods like heat treatment of weld, hammering/shot peening of weld seams that would theoretically improve fatigue performance. Considering for manufacturability and cost for these design options, several of them evaluated. It appeared most cost effective and applicable design choice to increase thickness of the sheet metal parts that are used for manufacturing of the housing parts along with slight modifications to weld geometry.

Other limitation for application of these fatigue life improvement methods are cost and part manufacturing time. Part costs and manufacturing method should be similar, in order for the new axle housing to be feasible.

All of these design options were compared back to back with base level design and best performing option was the one which has a 4 mm thickness increase of housing casing (from 12 mm to 16 mm) and 2 mm backcover thickness increase (from 10 mm to 12 mm). Any design with thickness less than 16 mm led the hotspot in terms of fatigue move towards the axle housings body. Resulting in the comment that increased thickness increasing stiffness and decreasing acting stresses meanwhile slight geometry change in welding decreasing the stress intensity factor, helping to get rid of the hotspot in terms of fatigue, resulting in a life improvement from %35 to %163 according to results of this study.

Based on the analysis results, the best-performing design in terms of fatigue was tested using a rig test designed to simulate vehicle conditions. The rig test was engineered to apply forces to the axle housing across multiple axes which is an improvement to the vertical fatigue test rig which only accounts for acting forces on vertical axis. The same boundary conditions and duty cycle identified in the FEM model were replicated in this rig test. Strain gauge studies were conducted on the rig, and the forces were applied using computer-controlled actuators. The entire rig test setup, including fixture designs, was modeled in FEM, and the tests commenced.

During the multiaxial fatigue rig test, fatigue damage occurred in a different region due to fixture design limitations, which had not been observed during vehicle testing. After revising the fixture design, the test continued, reaching the target lifespan without further fatigue damage. However, due to the expiration of the test facility's rental period, testing until failure was not feasible. Nonetheless, correlation was achieved between strain gauge measurements and the FEM model according to compared results. In order to support this claim a prototype vehicle was assembled and durability of the axle housing was evaluated. Part did not fail under both multi-axis rig and vehicle test. Parts from rig and vehicle was disassembled and checked using Magnetic Particle Inspection method, and as there were no micro-crack observed, part declared okay in terms of fatigue performance

At the end of the study, the axle housing design was improved as proved by successfully completing rig and vehicle level tests, and the new design met the necessary criteria for mass production. A multiaxial rig test was developed for axle housing validation, replacing previous fatigue test method and the test demonstrated outcomes consistent with real-world conditions under the provided parameters. For multiaxial fatigue tests, study is ongoing in order to improve the reliability of this test method. This work highlights the importance of integrating experimental testing with computational analysis for reliable component validation, ensuring robust design and operational safety for heavy commercial vehicle that is subject to this study.



1. GİRİŞ

1.1 Çalışmanın Amacı

Ağır ticari araçlar, lojistik, inşaat, belediye hizmetleri, madencilik vb. pek çok sektörde kullanılan ve pek çok sektörde hayati nitelikte işlerin yapılabilmesi açısından kritik olan bir araçlardır. Kullanım alanlarına göre ağır ticari kamyonlar inşaat, çekici ve yol kamyonu olarak ayrılırlar. Her kamyon uygulaması için farklı koşullar mevcuttur ve kamyon tasarımı, uygulamanın performans taleplerine göre değişir. İnşaat kamyonları, inşaat sahaları ve madenlerde hafriyat & yük taşıyan damperli araçlar, beton mikseri aplikasyonu ve full trailer adı verilen araca ek bir yapının taşındığı versiyonlara sahiptir.

Dolayısıyla inşaat tipi ağır ticari araçlar ve onlara ait fren, süspansiyon, tahrik hattı vb. alt sistemlerinin hem bu uygulama alanlarından ortaya çıkan yüklenme şartlarına dayanacak şekilde tasarlanmış olması gerekmektedir.

Fakat inşaat tipi araç kamyon tasarımında da beklenti, otomotiv sektöründeki diğer araç sınıflarında da olduğu gibi yakıt verimliliğinin artırılması, emisyonların azaltılması ve daha sıkı düzenleyici standartlara uyum sağlanması gibi talepler nedeniyle pazarda önemli bir değişim yaşanmaktadır. Sürdürülebilirliğe yönelik artan talep, otomotiv endüstrisi üzerinde daha hafif ancak sağlam kamyonlar tasarlama ve üretme baskısı yaratmıştır. Araç ağırlığının, yapısal bütünlükten ödün vermeden azaltılması, yakıt ekonomisini iyileştirmeyi ve araç filolarının çevresel etkilerini azaltmayı hedefleyen üreticiler için birincil hedef haline gelmiştir.

Özellikle gelişmiş ülkelerde daha hafif ve daha az yakıt tüketen inşaat kamyonu talebinin olması üzerine, eski tip kamyonlarda aktarma organları, süspansiyon ve şaseyi kapsayan bir ağırlık hafifletme çalışması devreye alınmıştır.

Aktarma organı, bir aracın motoru tarafından üretilen gücün tekerleklere iletilmesini sağlayan sistemlerin tümünü ifade eder. Bu sistem, aracın verimli bir şekilde hareket etmesini ve gerekli çekişin sağlanmasını mümkün kılar. Ağır ticari kamyonlarda, aktarma organları temel olarak aşağıdaki elemanlardan oluşmaktadır.

Motorun ürettiği torku tekerleklere aktaran ve aracın hem hızını hem torkunu kontrol eden şanzıman, şanzımandan çıkan torku arka akslara aktaran tahrik şaftı, şafta bağlanan ve gücü tekerleklere aktaran diferansiyel, diferansiyeldeki torku tekerlere aktaran aks milleri, aks miline ve tekerleğe bağlanan poyralar, diferansiyeli , aks mili ve poyraları taşıyan aynı zamanda şasi ve süspansiyon sistemlerini ile bağlantısını sağlayan yapısal bir eleman olan aks kovanı tahrik hattındaki temel aktarma organlarıdır.

Ek olarak inşaat tipi kamyonlarda, poyradan önce yer alan bir planet dişli grubu ile tekerlek torku arttırılmaktadır. Böylece 'off-road' koşullarda daha küçük bir diferansiyel dişlisi ile poyrada ek bir çevrim oranı sağlayan planet dişli grubuyla istenilen tekerlek torku seviyelerine ulaşılmaktadır.

Aktarma organlarında özellikle aks kovanı, yükleme ve yol koşullarından doğan yüklere maruz kalmaktadır. Çevre ve kullanım koşulları dolayısıyla bu parça çeşitli yorulma, kırılma gibi hasar tiplerine maruz kalmaktadır.

Bu kapsamda, yeni devreye alınacak bir inşaat tipi ağır ticari kamyonunda, pazarda rekabetçi olacak şekilde arka aks sisteminde tasarımsal bir değişikliğe gidilmiştir. Döküm yöntemiyle imal edilen aks kovanı ve planet dişli grubu içeren arka aks sistemi yerine, parça ağırlığı hafifletilebilmesi için kaynaklı aks kovanına sahip olan ve planet dişli grubu içermeyen benzer FDR'ye sahip bir tasarımın devreye alma çalışmaları yapılmıştır. FDR (Final drive ratio) tekerlek çıkış torku ile arka aksa giren tork arasındaki orana verilen isimdir.

Yeni bir aks tasarımının devreye alınması çalışması sırasında, aks organları rig testlerinde ve sonrasında araç üzerinde yapılan ömür testlerinin başarılı şekilde tamamlanması sonucunda üretime girmektedir. Ancak değişen aks kovanı tasarımı ile birlikte yapılan araç testlerinde, kaynaklı tip aks kovanında rig testlerinde görülmeyen bir hasar tipi ortaya çıkmıştır.

Yapılan çalışmada, arka aks kovanında ortaya çıkan hasarın sebebi yorulma olarak belirlenmiştir. Analitik hesaplarla aks kovanına gelen yükler hesaplanarak sonlu elemanlar yöntemi ile analiz yapılmıştır ve yeni bir tasarım önerisi getirilmiştir. Çıkan sonucun gerçekçi olmadığı ortaya çıkmış ve test aracı üzerinde veri toplama ve toplanan verilerin işlenmesi çalışması yapılmıştır. Elde edilen verilere göre istenen

ömrü sağlayabilecek aks kovanı tasarımı optimizasyonları yapılarak analiz sonuçları rig testi ile valide edilmiştir.

1.2 Literatür Araştırması

Literatürde çeşitli ticari araçların aks kovanlarının ömür belirlenmesinin yapıldığı, hasar tipine göre tasarımın modifiye edildiği ve rig testleri ile doğrulandığı çalışmalar mevcuttur. Ek olarak kaynaklı yapılarda yorulma hasarı oluşumu ve bu yapıların dayanımının artırılması konusunda çalışmalar da vardır.

Mehmet Fırat'ın 2011 yılında yaptığı çalışmada arka aks kovanının 4 noktadan eğilmeye zorlandığı bir rig testinin sonlu elemanlar yöntemi ile modellenmiştir. Malzemeler doğrusal elastik kabul edilip lokal gerilme-genleme tepkisi incelenerek yorulma başlangıcı olabilecek noktalar tahmin edilmeye çalışılmıştır [1].

Mehmet Topaç ve arkadaşlarının 2008 yılında yaptığı çalışmada ise bir aks kovanında dikey ekseninde yorulma testi sırasında oluşan hasarın sebebi incelenmiştir. Aks kovanı modellenmiş ve malzeme özellikleri yapılan testlerle belirlenmiştir. Bu veriler kullanılarak, yorulma çatlak başlangıçları ve hasar oluşması için gereken minimum döngü sayısı belirlenmiştir. Tasarım iyileştirme önerileri getirilmiştir [2].

Prabhakar ve arkadaşlarının 2020 yılında yaptığı çalışmada MIG kaynaklı, orta – ağır ticari sınıf bir araca ait aks kovanının üzerinde aks kovanı gövdesi ve arka kapak arasında rig testi ve müşteri araçlarında kaynakta yorulma hasarı görülmüştür. Kritik kaynak dikişlerinin analizi sonlu elemanlar yöntemi ile yapılmıştır. IIW'nın MIG tipi kaynak için verdiği gerilme yığılma faktörleri kullanılarak çentik- gerilme yaklaşımıyla ömür hesabı yapılmıştır. Kovan gövdesinde tasarım değişikliği önerisi getirilerek kaynak ömrünü %44 arttırılmıştır [3].

Shao ve arkadaşları analiz güvenilirliğini artırmak için gerçek maden yolu koşullarından elde edilen dinamik genleme ölçümlerini SEY ile entegre eden yeni bir yöntem sunmaktadır. Bu yöntem, kamyon çalışırken tahrik aks kovanı üzerindeki dinamik gerinim ve gerilimi ölçülmüş, gerilme döngülerini değerlendirmek için yağmur akışı (sayım yöntemini uygular, ortalama gerilme etkilerini hesaba katılır ve Palmgren-Miner hasar birikim hipotezi ile yorulma ömrünü tahmin edilmiştir[4].

Kepka'nın yaptığı çalışmada bir trolleybüse ait kaynaklı aks kovanında karşılaşılan yorulma çatlaklarının kritik kesitindeki gerilme-zaman grafiği çıkarılması için araç

dolu ve boş haldeyken ölçümler yapılmıştır. Kritik kesite ait yorulma karakteristiği tahmine dayalı bir yöntemle yapılmıştır. Bu bilgiler kullanılarak yorulmanın parametrik hesaplaması yapılmaya çalışılmıştır [5].

Qinghua ve arkadaşlarının 2011 yılında yaptıkları çalışmada, bir kamyonun arkasına ait arka aks kovanının dikey eksenli bir yorulma testinde yapılan yorulma testinde beklenenden erken oluşan hasarla ilgili çalışmışlardır. Araca ait 7 serbestlik dereceli dinamik bir model kurulmuş ve yol şartları sonucu oluşan yüklemeler hesaplanarak kovan ömrü hesaplanmıştır. Yorulma açısından kritik bölgeler belirlenmiş ve tasarım iyileştirilmeleri önerilmiştir [6].

Zeren'in 2018'de yaptığı çalışmada ise, değişen yükleme şartı ile hasar görülen arka aks kovanının kırılma sebebini, saha ve test ortamında toplanan veriler ile bulmak ve bu iki senaryo arasında korelasyon sağlamaktır [7].

Kumar'ın 2020'de yaptığı çalışmada test sırasında hasar gören aks kovanı yapıya kaynak eklenerek yapıda görülen gerilme yığılması faktörü azaltılmıştır. Yapılan değişiklik ile hasar konumunun kaydığı görülmüştür [8].

Lippardt'ın 2022'de yaptığı çalışmada ise haç şeklindeki bir numune üzerinde kaynak geometrisinin (metal kalınlığı, kaynak kalınlığı ve kaynak nüfuziyet derinliği) kaynaklı bağlantının yorulma dayanımıyla olan ilişkisi incelenmiştir. Bağlantının boyutlandırılması için nominal gerilme yaklaşımıyla bir FAT sınıfı belirlemek üzere etkin çentik gerilmesi yaklaşımının kullanılabileceği varsayılmıştır [9].

Deshmukh ve arkadaşlarının yaptıkları bu çalışmada kaynaklı bağlantılarda kaynak nüfuziyetinin kaynaklı yapıdaki gerilmelere ve yapının yorulma ömrüne etkisi incelenmiştir. Farklı nüfuziyet seviyelerindeki kaynaklı bağlantıların eğilme ve çekme altındaki performansı sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmiştir. Kaynak nüfuziyetinin yapının ömrüne etkisi olan bir parametre olduğu bulgusuna ulaşılmıştır [10].

1.3 Arka Aks ve Gövdealtı Sistemleri

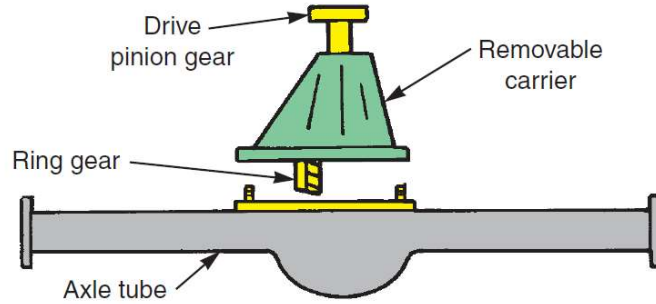
Aks, otomotivde aracın ağırlığını taşıma ve tekerleğe tork aktarma işlevini yerine getiren bileşendir. Ağır ticari araçlarda aracın ağırlığının çoğu arka akslar tarafından taşınmaktadır.

Şekil 1.1'de örnek bir damperli inşaat kamyonu görülebilir.



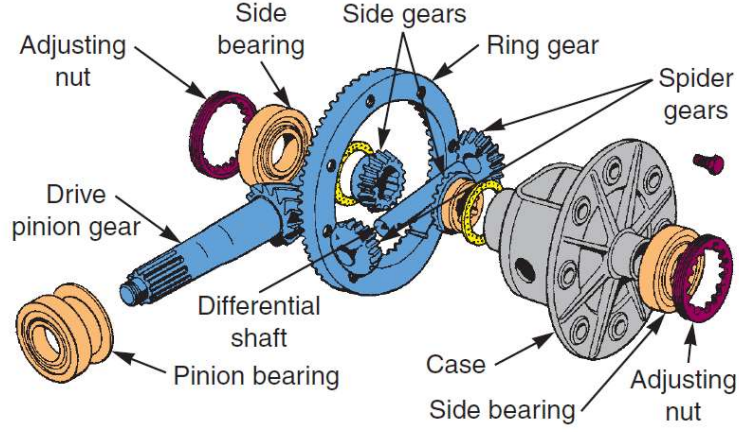
Şekil 1.1: 8x4 ağır ticari bir araca ait arka aks.

Akslar işlevlerine göre aşağıdaki özellikleriyle sınıflandırılabilir. Tork taşıyıp taşımama durumuna göre canlı veya cansız aks olarak, tekerlekleri birbirine bağlayan aks şaftının yekpare mi ayrı mı olduğuna göre katı aks (solid axle) veya ayırık aks (split axle), araç yükünün aks şaft ve aks kovanına yüklenip yüklenmemesine göre tam-yüzer veya yarı-yüzer olarak, araçta bulunduğu konuma göre ön veya arka aks olarak sınıflandırılabilir. Şekil 1.2’de katı aksa ait çizim şeması bulunmaktadır.



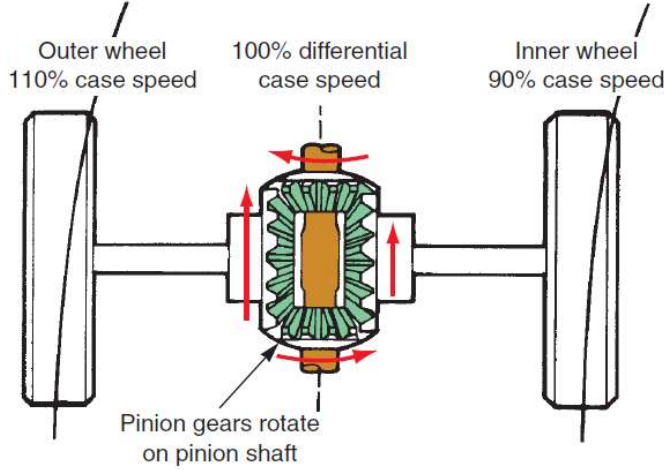
Şekil 1.2: Katı aks şeması.

Diferansiyelin bir aracın aktarma organındaki işlevi, tahrik edilen tekerleklere güç dağıtımını yapmak ve gerekli durumlarda bu tekerleklerin farklı hızlarda dönmesine olanak sağlamaktır. Motor torku, debriyaj, şanzıman ve tahrik mili üzerinden aks kovanı üzerinde bulunan bir pinyon dişlisine iletilir. Pinyon dişlisi, diferansiyel kutusuna cıvatarla bağlanmış olan bir halka dişlisini döndürür. Diferansiyel kutusu üzerine gelen torku içinde bulunan istavroz ve istavroza bağlı diferansiyel dişlileri sayesinde tekerleklere aktarır. Diferansiyel deneni bu yapı sayesinde tekerleklere farklı oranda tork aktarılabilir. Genellikle diferansiyel dişlileri iki, üç veya dört adet konik dişliden oluşur arasında eşit olarak bölünür. Bu dişlilerden tork aks millerine oradan da tekerlek poyralarına aktarılır. Bazı durumlarda aks milleri yarım mil (half-shaft) olarak adlandırılmaktadır. Şekil 1.3’te örnek bir diferansiyel dişlisi görülmektedir.



Şekil 1.3: Diferansiyel dişlisi.

Bu şekilde diferansiyel, tekerleklerin birbirinden farklı hızlarda dönmeye izin verirken, her iki tekerleğe de gerekli torku aktarır. Özellikle virajlarda, iç ve dış tekerleklerin farklı mesafeler kat etmesi gerektiğinden, bu işlev güvenli ve dengeli bir sürüş sağlar. Şekil 1.4 bir diferansiyelin aracın dönmesindeki görevini göstermektedir.



Şekil 1.4: Dönüş halinde diferansiyel dişlilerinin çalışması.

Aks mili, tekerlek ve diferansiyel sistemi arasında tork taşıyarak hareketi mümkün kılan elemandır. Bazı aks konfigürasyonlarında araç ağırlığını taşımaya yardımcı olur.

Muylu, aks üzerinde tekerlek poyrasını rulmanın yatakladığı ve tekerleğin dönmeye izin veren ve aracın ağırlığını taşıyan, aks kovanının kenarlarında bulunan yapıya verilen addır.

Poyra, aksa ve tekerleğe bağlanan ve tekerleğin aks üzerinde serbestçe dönmeye izin veren yapıdır. Muyluya yataklanan rulmanlar, fren sistemi bileşenleri, sızdırmazlık elemanları jant saplamalarını da içerir.

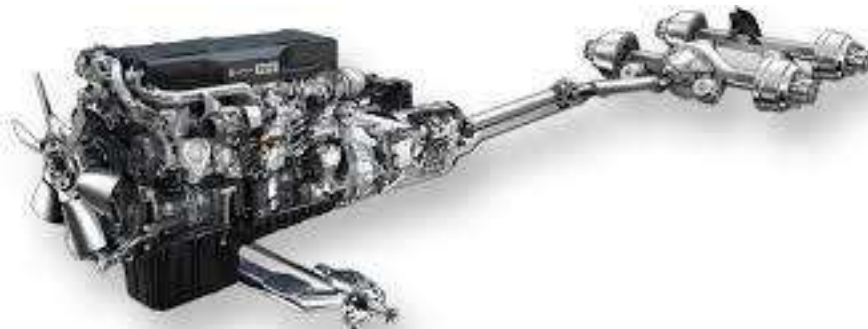
Aks Kovanı, aracın ağırlığını, dönme yüklemeye frenleme ve hızlanma kaynaklı yükleri taşıyan ve diferansiyel, poyra, fren ve sistem bileşenlerini barındıran yapısal elemandır. Dişlilerin yağlanması için içerisinde yağ bulunur ve çamur, su, toz vb. gibi aşınma ve korozyona sebep olabilecek dış faktörleri dışarıda tutar. Stabil bir sürüş için tekerleklerin doğru hizalanmasını sağlar.

I ve V kol, V-Kol ve I-Kol'lar aks kovanının şasiye bağlamak için kullanılan bir süspansiyon bileşenleridir. Aksa gelen yan hareketlerde aksın konumunu sabitleme işlevini görür. Aracın yol tutuş özelliklerini iyileştirmeye yardımcı olur ve yol kaynaklı bozukluklardan oluşan, frenleme ve hızlanma sırasında oluşan kuvvetlerden kaynaklanan kontrolsüz hareketlerin bir kısmını absorbe eder.

Amortisör, bir aracın süspansiyon sisteminde bulunan, titreşimleri söndüren ve yayların hareketini kontrol eden hidrolik veya mekanik bir cihazdır. Araç çukurlara veya engebeli arazilere girdiğinde, amortisörler süspansiyon hareketlerinden kaynaklanan kinetik enerjiyi hidrolik sıvı aracılığıyla termal enerjiye dönüştürerek dağıtır. Amortisörler, lastiklerin yol ile temasını koruyarak güvenliği, sürüş konforunu ve yol tutuşunu iyileştirir ve salınımları azaltır.

Süspansiyon Makasları, Genellikle çelikten yapılmış birden fazla metal tabakasından (yaprak) oluşur ve bu yapraklar üst üste istiflenerek esnek, dayanıklı bir yay yapısı oluşturur. Yaprak yaylar aracın yükünü destekler, darbeleri emer ve aks hareketini kontrol eder.

Özetlemek gerekirse bir tahrik hattına ait bileşenler, şanzımana bağlanan kardan şaft, kardan şafta bağlanan ön diferansiyel, diferansiyeli, poyrayı ve çıkış şaftını taşıyan aks kovanı, tandem akslar arasında güç transferini sağlayan çıkış şaftı ve ona bağlı ara şaft ve arka diferansiyel, kovan ve poyralardır. Şekil 1.5'te tahrik hattı görülebilir.



Şekil 1.5: Ağır ticari kamyon tahrik hattı.

Yeni devreye alınacak olan ağır ticari kamyonu ait teknik özellikler ve yorulma hasarına uğrayan arka aks kovanına ait bilgiler Çizelge 1.1'deki gibidir.

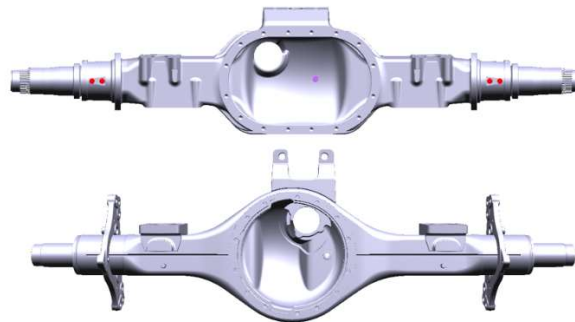
Çizelge 1.1: Araç özellikleri.

GVM	37.000 Kg
FDR	4,111
Şanzıman Çevrim Oranı	14,11-0,82
Motor Gücü	450 PS, @ 2100 Rpm
Aks Tipi	Tandem, Tek Redüksiyon

1.4 Arka Aks Kovanı İmalatı

Çalışmanın konusu olan arka aks kovanlarının imalat yöntemlerinin bahsedilmesine de gereklilik vardır. Aks kovanları imal usullerine göre temelde iki farklı yöntemle imal edilebilir. Bu imalat yöntemleri döküm aks ve kaynaklı aks olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Döküm yöntemi ile imal edilen akslarda kovanın gövdesi yekpare olarak dökülür ve ısıl işlem görür, muylu adı verilen ve poyra rulmanının yatakladığı parçalar sonrasında kovana sıkı geçme veya sürtünme kaynağıyla birleştirilir. Hassas toleransa sahip yüzeyler, bağlantı yüzeyleri CNC tezgahlarda işlenir. Temizleme, boyama işlemleri sonucu aks imalatı tamamlanmış olur.

Kaynaklı aksta ise kovan alt ve üst iki yarı sac mamulden şekillendirilerek kaynakla birleştirilir. Aks kovanı üzerindeki braket vb. parçalar kaynaklı yapıya kaynak ile birleştirilir. Muylular gövdeye friksiyon kaynağı yöntemiyle birleştirilir. Sonrasında parça CNC tezgahlarda işlenir ve sonrasında temizleme & boyama gibi işlemlerin yapılması ile aks imalatı tamamlanır. Şekil 1.6'da döküm ve kaynaklı aks kovan tasarımları görülebilir. Şekil 1.7'de ise kaynaklı aksın imalatına ait görsel verilmiştir.



Şekil 1.6: Aks kovanı.



Şekil 1.7: Kaynaklı aks kovani gövdesi imalatı.

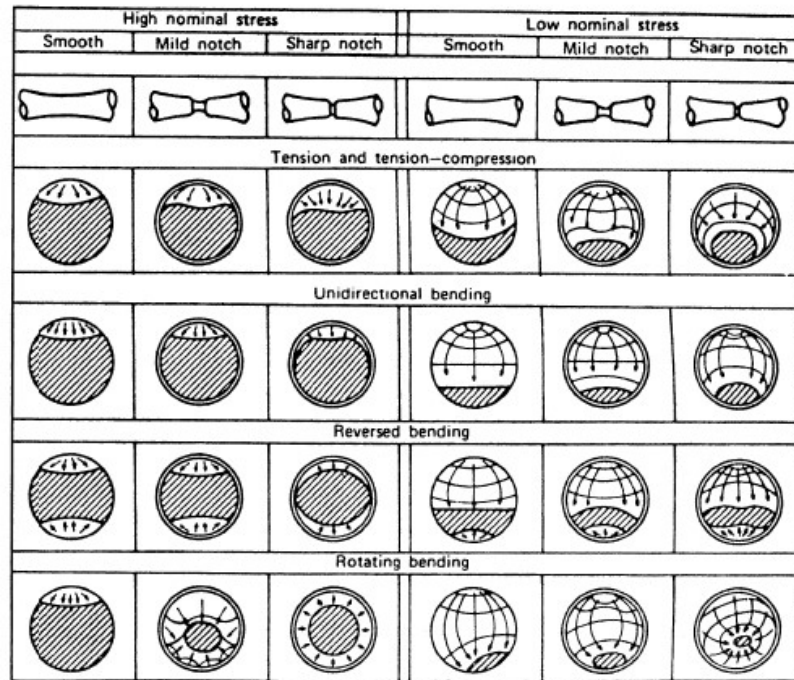


2. YORULMA

ASTM'ye göre yorulma, bir malzemede değişken gerilme ve genlemeler oluşturan şartlar altında ilerleyen, lokal ve kalıcı olan yapısal değişikliklerdir, gerilme ve genlemelerin yeteri kadar tekrarında parçada hasarın oluşması mekanizmasına verilen addır. Tekrar eden gerilme ve genlemeler altında büyüyen ve ilerleyen çatlakların, parçanın dayanamayacağı boyutlara gelmesi ile yorulma hasarı oluşur. [11]

2.1 Yorulmanın Makroskopik ve Mikroskopik Boyutlarda İncelenmesi

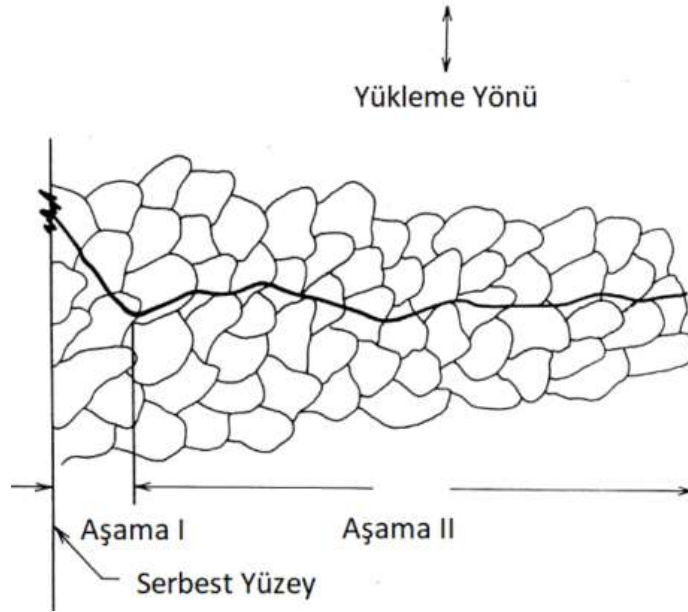
Yorulma hasarı oluşan parçalar incelendiğinde, bu hasara uğrayan parçalarda benzer karakteristik özellikler gözlemlenebilir. Bu karakteristik özellikler tekrar eden yüklemelerle hasar yüzeyinde yorulma izi (beachmark, striation) olarak adlandırılan izler, yorulma hasarına sebep olan yükleme nedeniyle oluşan çatlak çekirdeklenme bölgesi, tekrar eden yüklemeler sonucunda parçada oluşan ani kırılma bölgeleridir. Şekil 2.1'de yorulmanın makroskopik ölçekte görüntüsü verilmiştir.



Şekil 2.1: Makroskopik ölçekte yorulma örnekleri [11].

Genel olarak, tüm yorulma süreci, bir veya daha fazla çatlakın başlaması, ilerlemesi ve nihai kırılmaya kadar yayılmasını içerir. Çatlaklar, maksimum kayma düzlemlerine hizalanmış kayma çizgileri boyunca oluşma eğilimindedir. Ayrıca, tane sınırları, inklüzyonlar, boşluklar ve diğer mikro yapısal özellikler veya süreksizliklerde de başlama gösterebilir. Çatlak büyümesi genellikle maksimum kayma düzlemleri boyunca mikro çatlak büyümesinden ve ardından maksimum çekme gerilme düzlemi boyunca makro çatlak büyümesinden oluşur. Ancak, makro çatlak büyümesinin maksimum kayma düzlemlerinde de gerçekleşebileceği koşullar mevcuttur. Malzemeye ve yorulma sürecinin aşamasına bağlı olarak, çatlak büyümesi çizgi oluşumu, mikro boşluk birleşmesi ve yarıma gibi çeşitli mekanizmalarla ilerleyebilir. Kama izleri (Ratchet marks), kumsal izleri (beachmarks) ve nehir desenleri (river patterns) gibi yüzey özellikleri, bir arızanın yorulma kaynaklı bir arıza olduğunu belirlemeye yardımcı olur.

Yorulma sürecinin her aşamasında ömüre etkili eden malzeme özellikleri farklıdır ve söz konusu malzemeye göre değişmektedir. Bu nedenle, belirli bir uygulama için bir malzemenin seçimi, yorulma sürecinin çeşitli aşamalarının önemine bağlıdır. Bu yüzden, yorulma tasarımında, çatlak başlatma, mikro çatlak büyümesi ve makro çatlak büyümesini içeren yorulma hasar sürecinin ayrıntılı bir şekilde anlaşılması oldukça önemlidir. Şekil 2.2’de yorulma çatlaklarının ilerlemesini ifade eder.



Şekil 2.2: Mikroskopik yorulma çatlaklarının ilerleyişinin aşamaları.

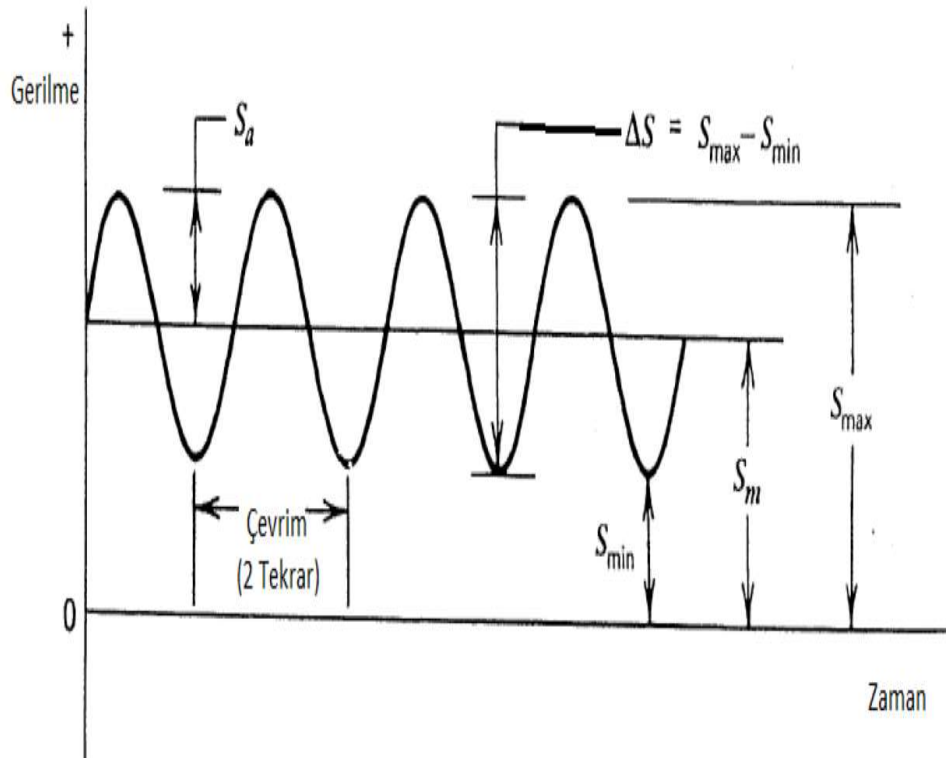
2.2 Yorulma Yaklaşımları

Yorulma analizinde, malzemelerin yorulma dayanımını ve yorulma ömrünü tahmin etmek için üç temel yaklaşım kullanılır: Bunlar S-N eğrisi yaklaşımı, e-N eğrisi yaklaşımı ve kırılma mekaniği yaklaşımlarıdır.

2.2.1 S-N eğrisi yaklaşımı

Bu yaklaşım, malzemenin belirli bir gerilme seviyesinde kaç döngü (N) boyunca hasar almadan çalışabileceğini ifade eder. Gerilme (S) ve çevrim sayısı (N) arasındaki ilişkiyi gösteren S-N eğrileri, yüksek döngü yorulması (high-cycle fatigue) durumlarında yaygın olarak kullanılır. S-N eğrisi, yükleme altında malzemenin ömrünü tahmin eder ve yorulma dayanım sınırını belirler. Bu yaklaşım genellikle nominal gerilme kullanılarak uygulanır ve basit yükleme durumunda kullanılır.

S-N yöntemine göre ömür hesabını ve yorulma ömrünü etkileyen faktörleri anlamak için bazı kavramların tanımlanması gerekmektedir [11,12]. Bunlar ortalama gerilme, gerilme genliği, ve gerilme oranıdır. Şekil 2.3'te yorulmada hesabındaki temel kavramlar, tam değişken bir yükleme durumu üzerinden gösterilmektedir. Bu tanımlar özellikle gerilme-çevrim hesabı için önemlidir.



Şekil 2.3: Sabit genlikli dögüsel yükleme için terminoloji.

Burada S_a , gerilme genliği,

$$S_a = \frac{\Delta S}{2} = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{2} \quad (2.1)$$

S_m , ortalama gerilme,

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} \quad (2.2)$$

S_{\min} , minimum gerilme,

$$S_{\min} = S_m - S_a \quad (2.3)$$

S_{\max} , maksimum gerilme,

$$S_{\max} = S_m + S_a \quad (2.4)$$

Gerilme aralığı, değişken gerilmenin iki katına eşittir. Çekme ve basma kuvvetleri sırasıyla pozitif ve negatif olarak adlandırılır. R, gerilme oranı olarak adlandırılır ve aşığıdaki gibi tanımlanmaktadır. A değişken gerilme oranı ise aşığıdaki gibi tanımlanır.

$$R = \frac{S_{\min}}{S_{\max}} \quad A = \frac{S_a}{S_m} \quad (2.5)$$

En yaygın kullanılan test şartları $R=0$ ve $R=-1$ şartlarıdır. $R = -1$ durumu tam değişken çevrim olarak adlandırılır. $R=0$ ise ‘pulsating tension’ olarak adlandırılır. Döngü, gerilme zaman grafiğinde periyodik olarak tekrar eden en küçük kısım olarak tanımlanır.

Değişken genlikli gerilme durumu altında, bir döngünün tanımlanması net olarak yapılamaz. Ancak sabit genlikli gerilme bir döngü iki çevrime eşit sayılır.

S-N (gerilme-çevrim sayısı) eğrisi üzerinde malzemelerin yorulma dayanımını etkileyen başlıca faktörler şu şekilde özetlenebilir ve malzemenin mikro yapısından, yüzey kalitesine, yükleme koşullarından çevresel etkiler ve tasarım detaylarına kadar uzanan geniş bir yelpazeye sahiptir.

Yükleme koşulları, malzemenin yorulma dayanımını belirleyen önemli bir diğer faktördür. Yüksek gerilme genlikleri çatlak oluşum sürecini hızlandırarak yorulma ömrünü kısaltırken, ortalama gerilmenin tipi de yorulma davranışını etkiler. Çekme gerilmeleri çatlak ilerlemesini kolaylaştırırken, basma gerilmeleri çatlak uçlarında gerilme yoğunluğunu azaltarak çatlak ilerlemesini yavaşlatabilir.

Yüksek mukavemetli metallere, genellikle daha uzun ömürlü olurken, sünek metallere düşük döngü yorulmasında daha avantajlıdır çünkü yüksek plastik deformasyon kapasiteleri çatlak oluşumunu geciktirebilir. Malzemenin mikroyapısı da yorulma davranışını doğrudan etkiler; ince taneli yapılar, çatlak ilerlemesini yavaşlatan daha homojen bir gerilme dağılımı sağlar ve bu nedenle yorulma dayanımını artırır. Yüzey kalitesi ise çatlak oluşumu açısından kritik öneme sahiptir. Pürüzsüz yüzeyler çatlak oluşum riskini azaltırken, yüzeydeki çizikler veya pürüzler çatlak başlangıcını kolaylaştırır ve yorulma ömrünü önemli ölçüde kısaltabilir. Bu sebeple parçanın imalat yöntemi ve serbest yüzey durumu yorulma ömrünü etkiler. Yorulma ömrünü artırma amaçlı yüzey işlemleri uygulamaları literatürde mevcuttur.

Çevresel etkiler, yorulma üzerinde önemli bir rol oynar. Korozyon, çatlak uçlarında kimyasal bozunmayı hızlandırarak çatlak ilerleme hızını artırır ve genel yorulma ömrünü kısaltır. Yüksek sıcaklıklar, malzeme mukavemetini ve elastikiyetini düşürerek yorulma dayanımını olumsuz etkileyebilir. Aynı şekilde, kimyasal maddelere veya yüksek nem oranına maruz kalan metallere kırılma artışı gözlemlenebilir.

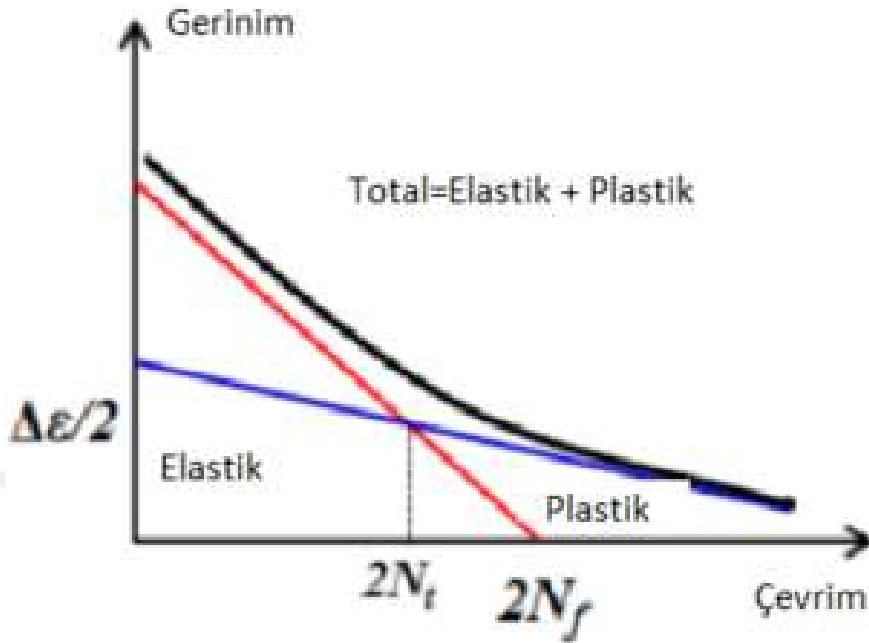
Tasarım ve geometri, faktörleri de yorulma açısından kritik öneme sahiptir. Gerilme yığılımları, delikler, keskin köşeler veya geometrik düzensizlikler gibi noktalarda yoğunlaşır ve bu bölgelerde çatlak başlangıcı riskini artırır. Kaynak veya soğuk şekillendirme işlemleri sırasında oluşan artık gerilmeler, yorulma dayanımı üzerinde hem olumlu hem de olumsuz etkilere sahip olabilir. Özellikle sıkıştırıcı artık gerilmeler çatlak ilerlemesini engelleyebilirken, çekme türündeki artık gerilmeler çatlak oluşumunu hızlandırabilir.

Tüm bu faktörler, metallere yorulma altındaki davranışını belirler ve bu nedenle mühendislik tasarımlarında yorulma dayanımını iyileştirmek için dikkatlice değerlendirilmektedir.

2.2.2 e-N eğrisi yaklaşımı

Düşük döngü yorulması (low-cycle fatigue) durumlarında ise, gerilme yerine malzemenin deformasyonu (e) dikkate alınır. Bu yöntem, malzemenin plastik deformasyona uğradığı durumları daha doğru analiz eder ve düşük döngü sayılarında daha doğru sonuçlar verir. e-N yaklaşımı, malzemelerde çatlak oluşmadan önceki plastik deformasyonu inceler ve yerel deformasyon bölgelerinde yorulma ömrünü

tahmin etmekte kullanılır. Şekil 2.4 bir malzemenin yorulmasını düşük ve yüksek çevrim bileşenlerinden oluştuğunu göstermektedir.



Şekil 2.4: e-N yaklaşımıyla bir malzemenin yorulma dayanımı eğrisi.

2.2.3 Kırılma mekaniği yaklaşımı

Bu yaklaşım, mevcut çatlakların büyüme hızını ve kırılmaya ulaşma sürecini tahmin eder. Kırılma mekaniği, özellikle çatlak ilerlemesi üzerine odaklanır ve gerilme yoğunluğu faktörü (ΔK) ile çatlak ilerleme hızı (da/dN) arasındaki ilişkiyi kullanarak yorulma ömrünü hesaplar. Bu yöntem, yorulma sürecinin son aşamalarında çatlak büyümesini inceleyerek malzemenin sonlu ömrünü değerlendirmeye olanak sağlar.

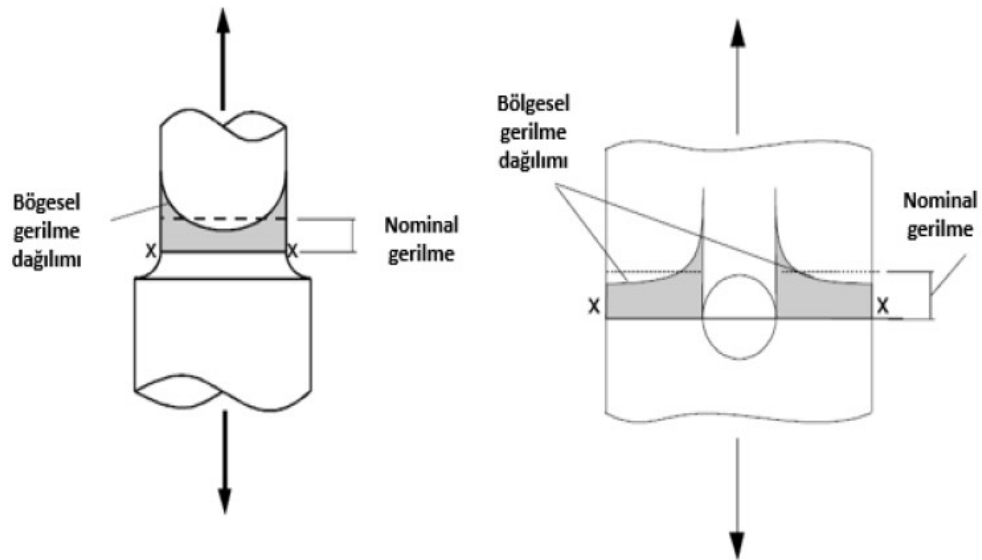
2.3 Gerilme Yığılması

Gerilme yığılması (gerilme konsantrasyonu), malzeme üzerinde belirli bölgelerde, genellikle ani geometrik değişiklikler, delikler, keskin köşeler veya yüzey kusurları gibi nedenlerle oluşan yerel gerilme artışlarını ifade eder. Bu bölgelerde gerilme, malzemenin nominal gerilme değerinin çok üzerine çıkar ve yorulma çatlakları genellikle bu noktalarda başlar.

Gerilme yığılmasının olduğu bölgeler, mikro çatlakların başlaması için kritik yerlerdir. Yüksek yerel gerilme nedeniyle malzemenin bu bölgeleri, tekrarlayan yüklemeler

altında yorulma çatlaklarına daha hızlı maruz kalır. Bu nedenle, çatlak başlangıç noktaları genellikle gerilme yığılmasının yoğun olduğu bölgelerde meydana gelir.

Gerilme yığılması çatlaklar bir kez başladıktan sonra da, gerilme yığılması bunların ilerlemesini hızlandırır. Gerilme yoğunluğu arttıkça çatlak büyüme hızı artar ve malzemenin yorulma ömrü kısalmır. Özellikle kaynaklı bağlantılar veya yüzeydeki kusurlar gibi bölgeler, bu duruma daha hassastır. Gerilme yığılmalarını azaltmak için, tasarım aşamasında geometrik değişikliklerin optimize edilmesi, yüzey kusurlarının giderilmesi gibi yöntemler kullanılır. Ayrıca, bazı yüzey işleme teknikleri ve kaplamalar, gerilme yığılmalarını azaltarak yorulma dayanımını artırabilir. Şekil 2.5'te gerilme yığılması gösterilmiştir.



Şekil 2.5: Gerilme yığılmasının geometri üzerinde gösterimi [7].

2.4 Kaynaklı Bağlantılarda Yorulma

Kaynaklı bağlantılar, metal yapılar için hem dayanıklılık hem de güvenlik açısından kritik öneme sahiptir, ancak aynı zamanda yorulma çatlaklarının oluşumu ve ilerlemesi açısından son derece hassastır. Kaynak işlemi sırasında meydana gelen termal etkiler, malzemenin metalurjik yapısında değişikliklere ve geometrik düzensizliklere neden olur. Bu durum, yorulma dayanımını olumsuz etkileyerek özellikle ağır yükleme koşullarında kaynaklı bölgelerde yorulma hasarını tetikleyebilir.

Kaynak sırasında oluşan artık gerilmeler, malzemenin yorulma performansını doğrudan etkiler. Kaynak işlemi sırasında yüksek sıcaklık nedeniyle genişleyen metal,

soğuma aşamasında daralır ve bu da kaynak bölgesinde büyük gerilme gradyanlarına neden olur. Özellikle bu gerilmeler, yorulma altında çalışan yapılar için risk oluşturur, çünkü malzeme üzerinde çatlak başlatma eğilimini artırır. Özellikle yüksek çekme yönlü artık gerilmeler, yorulma çatlaklarının başlamasını hızlandırabilir.

Kaynak geometrisi ve kaynak sırasında oluşan kusurlar, bağlantının yorulma dayanımını etkileyen önemli diğer faktörlerdir. Kaynaklı bölgelerdeki keskin köşeler, kaynak çentikleri ve yüzey düzensizlikleri gerilme yığılmasına neden olarak yorulma çatlaklarının başlama ihtimalini artırır. Bunun yanında, porozite, metal içindeki inklüzyonlar veya hatalı kaynak işlemi sonucu oluşan kusurlar, çatlak ilerlemesini kolaylaştırır. Bu tür kusurlar, yorulma çatlaklarının tekrar eden yükleme koşulları altında hızla büyümesine yol açar.

Kaynak bölgelerindeki mikroyapısal değişiklikler, özellikle ısı tesiri altındaki bölgede (ITAB) belirgin hale gelir. Isı tesiri altındaki bölgede (ITAB), kaynak sırasında hızlı soğuma nedeniyle martenzitik veya kırılğan yapıların oluşumu gözlemlenebilir. Bu tür yapılar, malzemenin yorulma dayanımını düşürerek çatlak oluşumunu kolaylaştırır. Ayrıca, bu bölgedeki mikroyapısal homojenlik eksikliği yorulma çatlaklarının ilerlemesine neden olabilir.

Yorulma çatlakları genellikle yüksek gerilme yığılmasının olduğu kaynak ayağı veya çentik bölgelerinde başlar. Çatlak ilerlemesi, malzemenin yorulma altındaki yükleme durumuna ve kaynak geometrisine bağlı olarak değişiklik gösterir. Özellikle çok eksenli yüklemeler veya karmaşık gerilme durumları çatlak ilerleme hızını artırır ve yapının dayanıklılığını daha hızlı bir şekilde azaltır.

Kaynaklı bağlantıların yorulma dayanımını artırmak için çeşitli yöntemler uygulanabilir. Kaynak sonrası ısı işlemler artık gerilmeleri azaltarak kaynaklı yapının yorulma ömrünü uzatabilir. Ayrıca, kaynak ayağı taşlama veya çekiçleme işlemleri, yüzeydeki keskin geçişleri düzeltir ve gerilme yığılmasını azaltır. Uygun kaynak tekniklerinin kullanılması ve kaliteli bir kaynak işlemi, mikroyapısal değişiklikleri ve kaynak hatalarını en aza indirerek yorulma dayanımını iyileştirebilir.

2.5 Değişken Genlikli Yüklemelerden Kaynaklı Yorulma

Servis yük geçmişleri genellikle değişken genliklidir ve bu yük geçmişlerinin gerçekçi bir şekilde temsil edilmesi, başarılı yorulma tasarımının ana bileşenlerinden biridir.

Değişken genlikli yüklerle yorulma davranışını karşılaştırmak için, sabit genlikli yükleme ile yorulma davranışını kıyaslayabilmek amacıyla döngü sayma yöntemlerine ihtiyaç vardır. En yaygın döngü sayma yöntemi yağmur akışıdır. Ancak, yağmur akışı yöntemi dışında başka sayma yöntemleri de kullanılmaktadır.

Değişken genlikli yük veya gerilme geçmişindeki her döngüden hasarı değerlendirmek için bir ölçüm yapılması gereklidir.

Gerilme-ömür yaklaşımı, yük sırası etkilerini göz ardı eder. Ancak, bu yaklaşım basit olup, yorulma tahminlerinde birçok karmaşık faktörü dahil edebilir. Genleme-ömür yaklaşımı, sıralama ve etkileşim etkilerini hesaba katar ve düğüm elemanlarının kümülatif yorulma hasarı analizi için avantaj sağlar. Bu yöntem, yorulma tahminleri için kullanılacak çentik gerilmelerini elde etmek üzere malzeme döngü gerilme eğrisi ve çentik gerilme analiz yöntemini kullanır.

2.5.1 Palmgren-Miner doğrusal hasar kuralı

Yorulma hasarını hesaplamak için kullanılan bir doğrusal kümülatif hasar teorisi. Bu hipotez, bir malzemenin yorulma ömrü boyunca maruz kaldığı her bir yük döngüsünde oluşan hasarı toplar. Her yük seviyesinin, o seviyede bir çatlakın oluşmasına kadar geçen toplam döngü sayısına oranı alınarak bir hasar oranı elde edilir. Bu oranlar bir araya getirildiğinde, toplam hasar 1'e (ya da %100'e) ulaştığında, malzemenin yorulma nedeniyle kırılacağı varsayılır.

$$\sum \frac{n_i}{N_{fi}} = \frac{n_1}{N_{f1}} + \frac{n_2}{N_{f2}} + \dots = 1 \quad (2.6)$$

2.5.2 Çevrim sayma yöntemleri.

Tüm döngü sayma yöntemlerinin amacı, değişken genlikli yük geçmişlerinin etkisini, sabit genlikli yük döngüleriyle elde edilen yorulma verileri ve eğrileri ile karşılaştırmaktır. Farklı sayma yöntemleri yapılacak ömür hesabının sonuçlarını etkileyebilir.

En yaygın methodlardan birisi Yağmur Akışı (Rainflow) yöntemidir. Bu yöntem, düzensiz yükleme desenlerini daha basit döngülere ayırarak yorulma ömrünü doğru şekilde tahmin etmeye yardımcı olur.

Döngü çıkartma: Yük geçmişinde yer alan zirve ve vadiler belirlenerek her döngü ayrı bir yük olayı olarak sayılır.

Hasar değerlendirmesi: Her döngünün aralığı (maksimum ve minimum değer farkı) ve ortalama gerilmesi değerlendirilir, bu da yorulma hasarının hesaplanmasında kritik rol oynar.

Tam ve yarım döngüler: Yöntem, tam döngüler (zirveden vadiye ve geri dönüş) ile yarım döngüleri (kısmen tamamlanan döngüler) ayırır.

2.6 Rig Testleri

Yeni devreye alınan tasarıma sahip parçalar, parça kullanıma girmeden önce çeşitli testler yapılarak görev ömrü boyunca karşılaşılabileceği sorunları erkenden tespit edilebilmesidir. Bu testler, otomotivde araç testi, alt sistem seviyesinde testler veya parça testi şeklinde yapılabilir.

Servo-kontrollü hidrolik eyleyiciler ile kurulan test rigleri sayesinde gereken istenilen yk, genleme, deplasman verilebilmekte değişken ve sabit genlikli yükleme koşulları uygulanabilmektedir.

Laboratuvarda yapılan rig testi ile gerçek araç üzerinde toplanan verilerden faydalanılarak daha hızlı ve daha ucuz bir şekilde parçanın testi tamamlanabilir. Şekil 2.6'da imalatıda kurulmuş dikey yorulma test rigi bulunmaktadır.



Şekil 2.6: Aks kovanı için hazırlanmış dikey yorulma test rig dzeneneği.

Laboratuvarında testleri basitçe şu şekillerde yapılabilir. Sabit Genlikli Yükleme ile yapılan testlerde parça eşdeğer bir gerilme durumunda sabit genlikli olarak test edilebilir. Bu tip testlerde seçilen genlik haricindeki gerilmeler ihmal edilir. Blok Testi, yükleme geçmişi, yükleme geçmişindeki yüklemeleri temsil eden bloklara dönüştürülür. Blokların içeriği ve tekrar adedi gerçek yükleme geçmişindeki tepe ve zirve noktaları temsil eder. Sıkıştırılmış Testler, bu tip testlerde yapılan yükleme gerçek yüklemekten seçilen tepe ve vadileri içerir, geri kalanları testte kullanılmaz. Kırılmış Testler, bu yöntemle belirli bir eşiğin altındaki tüm gerilme aralıkları ihmal edilerek yapılır. Kırılan aralığın büyüklüğü ve tekrar sıklığına göre yorulmadaki etkisi değişebilmektedir. Tam Yükleme Geçmişi, teste ait yükleme geçmişi, hiçbir değişiklik veya ihmal yapmadan olduğu şekilde yapılır. İstatiksel olarak Simüle Edilen Yükleme Geçmişi ile Yapılan Testler, yükleme geçmişini tekrar tekrar kullanmak, parçaları test etmek için en iyi yöntem olmayabilir. Bu yöntem, bazı sekans etkilerini göz ardı edebilir.

Bu sorunu aşmak için, test riginde zirve ve diplerin veya genlik ve ortalamaların dağılımı gibi belirli parametrelere sahip rastgele bir giriş uygulanabilir.

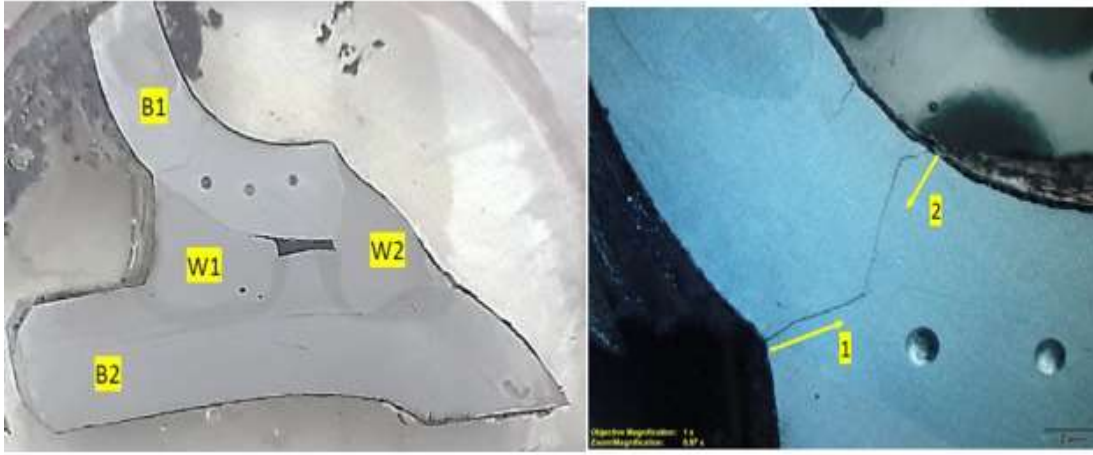
2.7 Kovandaki Yorulma Hasarı

Yeni arka aksın devreye alma çalışmaları sırasında yapılan testlerde, ön arka aks kovanında birden fazla test aracında kovan gövdesinin arka tarafından yağ kaçağı olduğu görülmüştür. Aracın durdurulması sonrasında yapılan incelemede kovan yüzeyinde aşağıdaki çatlaklar gözlemlenmiştir.

Hasara uğrayan parçanın sökülmesi ve laboratuvarında incelenmesi sonucunda, hasar tipi hakkında aşağıdaki bulgulara ulaşılmıştır. Laboratuvarında mikroskop altında yapının incelenmesi sonucunda parçada oluşan hasar tipinin yorulma kaynaklı olduğuna karar verilmiştir. Şekil 2.7 ve Şekil 2.8 kovandaki hasarın mikro ve makro ölçekteki görselleri içerir.

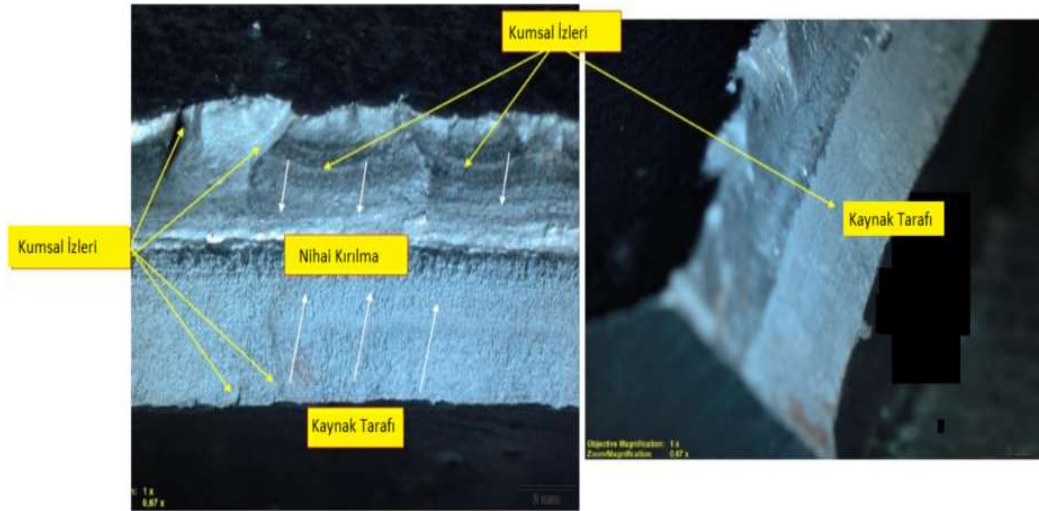


Şekil 2.7: Kovanda oluşan çatlak.



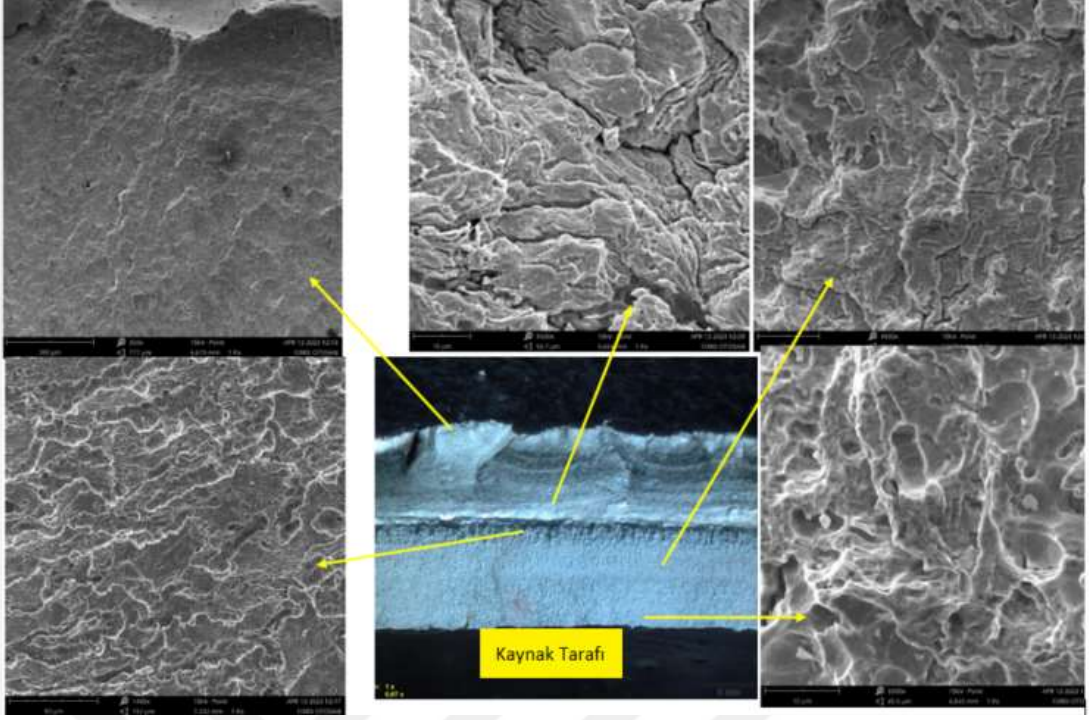
Şekil 2.8: Kovanda oluşan çatlak.

Hasarın yorulma kaynaklı olduğunu hasar oluşan kesitte beliren yorulma hasarlarında görülen karakteristik yorulma izleri ve daralan kesidin ani kopması ile oluşan kaba taneli yüzey ile açıklanabilir. Laboratuvar raporlamasına göre ani kırılma bölgesi “ductile-cleavage” kırılma karakteristiğini içermektedir. Şekil 2.9’te mikroskop yorulmaya ait karakteristik özellikleri göstermektedir.



Şekil 2.9: Kovanda oluşan çatlak.

Ek olarak incelenen kesitte kaynak iç ve dış kaynak arasında kaynak kusuru olduğu görülmüştür. Aks imalatçısı ile yapılan incelemede bu kaynak kusurunun benzer aks kovani tiplerinde de mevcut olduğu bulgusuna erişilmiştir. Ancak gözlemlenen yorulma hasarında bu kusurdan kaynaklı olmadığı bulgusuna varılmıştır. Bu kaynak kusurunun giderilmesi yapılan çalışma kapsamında değildir. Laboratuvar incelemesinde görüldüğü çatlak başlangıcı bu kusur kaynaklı olarak oluşmamıştır. Aşağıda Şekil 2.10’da mikroskop ve SEM incelemesinde hasar yüzeyi görülmektedir.



Şekil 2.10: Mikroskop ve SEM incelemesinde hasar yüzeyi.



3. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

3.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi'ne (SEY) Giriş

Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY), mühendislikte karmaşık geometriye sahip yapıların mekanik, termal, akışkanlar dinamiği vb. çeşitli analizlerini gerçekleştirmek için kullanılan bir yöntemdir. Geometrik açıdan karmaşık ve büyük yapılar, sonlu elemanlar adı verilen küçük bölümlere ayrılır. Her bir eleman, süreklilik fonksiyonlarına uygun şekilde tanımlanır. Bu elemanlar için elde edilen çözümler birleştirilerek tüm yapının problemini çözmek mümkün hale gelir. Sonlu elemanlar analizi kullanılarak, parçaların tasarım aşamasında çevresel koşullara bağlı olarak nasıl davranışlar sergileyeceği önceden tahmin edilebilir.

Yeni bir ürünün devreye alınmasında, sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizler sayesinde maliyetli ve zaman alan Fiziksel prototip üretimi ve test süreçleri azalmaktadır. Otomotiv gibi sektörlerde araç bileşenleri ve sistemleri sanal ortamda test edilebilmekte, böylece fiziksel prototip ihtiyacı azalmakta ve ürün geliştirme süreci hızlanmaktadır.

Bu çalışmada da sonlu elemanlar analizi desteğiyle tasarım optimizasyonu çalışması yapılmış, sonrasında ortaya çıkan tasarım rig testleri ve araç testleri ile valide edilerek ürün müşterilerin kullanımına sunulmuştur.

Sonlu elemanlar analizinin önemli avantajları arasında, karmaşık geometrilere sahip yapıların küçük alt elemanlara ayrılarak incelenebilmesi yer alır. Bu yöntem, analiz edilmesi zor yapıların dahi ayrıntılı bir şekilde incelenmesine olanak tanır. Elemanlarda yapılan bu ayrıştırma, yüksek çözünürlüklü sonuçlar elde edilmesini ve detaylı analiz yapılmasını sağlamaktadır. Ayrıca, farklı malzeme türlerinin değerlendirilmesine imkan tanır; lineer, nonlineer ve anizotropik gibi çeşitli malzeme davranışları analiz edilebilir ve bu da malzeme özelliklerinin etkilerinin kapsamlı bir şekilde incelenmesini mümkün kılar. Fiziksel koşulların kolayca tanımlanabilmesi, yükleme durumlarının ve sınır koşullarının basit bir şekilde modele entegre edilmesi ile simülasyon süreci kolaylaşır.

Ek olarak, farklı modellerin çözümünde geliştirilmiş yöntemlerin kullanılabilmesi, analiz sürecinin verimliliğini artırır. Bununla birlikte, sonlu elemanlar analizinde bazı sınırlamalar da bulunmaktadır. Analiz sırasında problemlerin çözümü için belirli kabuller yapılması gerekebilir ve bu durum, sonuçların doğruluğunu etkileyebilir. Malzeme özellikleri, kuvvet değerleri ve sınır koşullarının doğru bir şekilde tanımlanması gereklidir; çünkü küçük parametre hataları bile analiz sonuçlarını ciddi şekilde değiştirebilir. Detaylı modellerin çözümü için gereken süre oldukça uzayabilir ve bu durum, özellikle karmaşık modellerde yüksek işlem gücüne sahip bilgisayarların kullanımını gerektirir. Bu faktörler, sonlu elemanlar analizinin dikkatle planlanmasını ve parametrelerin doğru bir şekilde belirlenmesini zorunlu kılar.

3.1.1 Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizlerin aşamaları

Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY) ile yapılan çalışmalar, genellikle üç temel aşamada gerçekleştirilir [13].

Ön işlem aşamasında, analiz modelinin geometrisi oluşturulur. Geometri, CAD araçları kullanılarak modellenir ve sonlu elemanlara bölünerek (meshleme) küçük, analiz edilebilir parçalara ayrılır. Meshleme, analizin doğruluğunu doğrudan etkileyen bir adımdır ve özellikle gerilme konsantrasyonları gibi etkileri yakalamak için kritik bölgelere daha yoğun bir mesh uygulanabilir. Malzeme özellikleri de bu aşamada tanımlanır; elastikiyet, yoğunluk ve termal özellikler gibi mekanik parametreler analizin doğruluğunu etkileyen önemli faktörlerdir. Sınır koşulları ve yükler, modelin çevresel etkiler altında nasıl davranacağını belirlemek için tanımlanır. Yükler; basınç, ivme veya sıcaklık farkı gibi farklı kuvvet ve etkilere dayanır.

Çözüm aşamasında, sonlu elemanlar yönteminin temel matematiksel denklemleri çözülerek model üzerinde tanımlı yükler altında oluşan fiziksel davranışlar hesaplanır. Yük ve sınır koşullarına bağlı olarak her elemanın tepkisi matris cebiri kullanılarak belirlenir. Doğrusal analiz, küçük deformasyonlar için tercih edilirken; büyük deformasyonlar, temas etkileri veya doğrusal olmayan malzeme davranışlarının olduğu durumlarda doğrusal olmayan analiz kullanılır. Bu karmaşık analiz türü, daha fazla hesaplama gücü gerektirir ancak daha doğru sonuçlar sağlar.

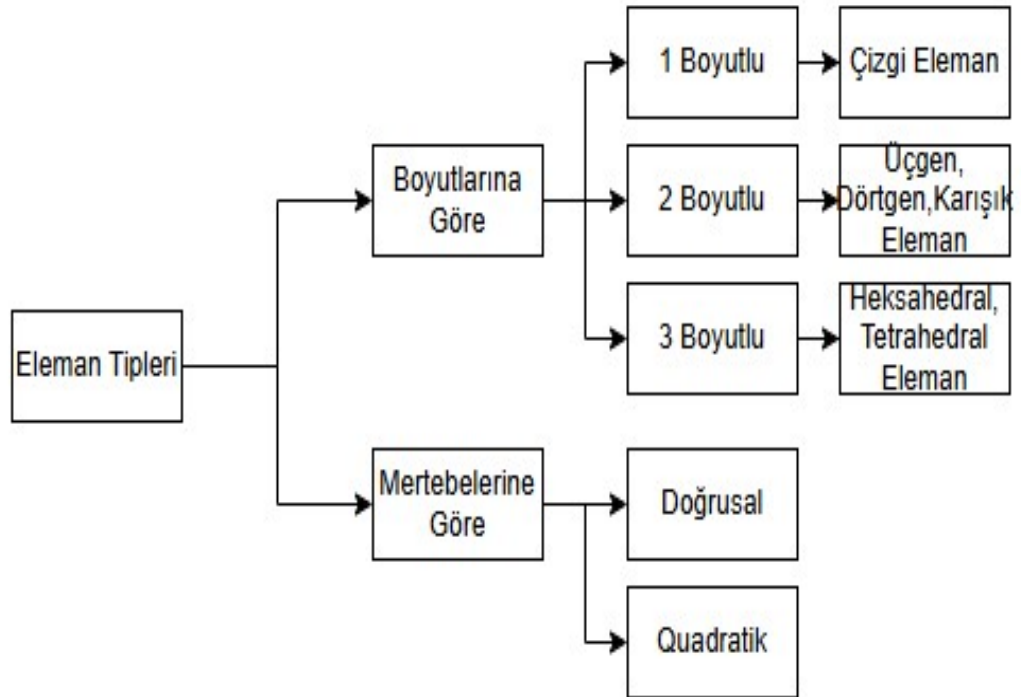
Son işlem aşamasında, analiz sonuçları görselleştirilir ve yorumlanabilir hale getirilir. Sonuçlar genellikle gerilme dağılımları, şekil değiştirme ve sıcaklık profilleri gibi görsel çıktılarla sunulur. Renk kodlu konturlar, kritik alanların kolayca tanımlanmasını

sağlar. Bu aşamada, modelin beklenen davranışa uygunluğu analiz edilir ve aşırı şekil değişimleri ya da gerilme yığılmaları gibi önemli bölgeler incelenir. Sonuçların güvenilirliği, genellikle deneysel verilerle karşılaştırılarak doğrulanır. Ayrıca, mühendisler iteratif bir iyileştirme süreciyle mesh yoğunluğunu, sınır koşullarını veya yük varsayımlarını ayarlayarak daha doğru sonuçlar elde etmeye çalışır. Bu süreç, analiz döngüsünün tekrarlanması içerir.

Sonuç olarak, sonlu elemanlar analizinin üç ana aşaması birbiriyle uyumlu bir şekilde çalışarak karmaşık mühendislik tasarımlarının gerçek dünya koşulları altında nasıl performans göstereceğine dair kapsamlı bir bakış açısı sunar. Bu analiz süreci, mühendislerin güvenilirlik ve performansı optimize etmesine olanak tanır.

3.1.2 Elemanlar

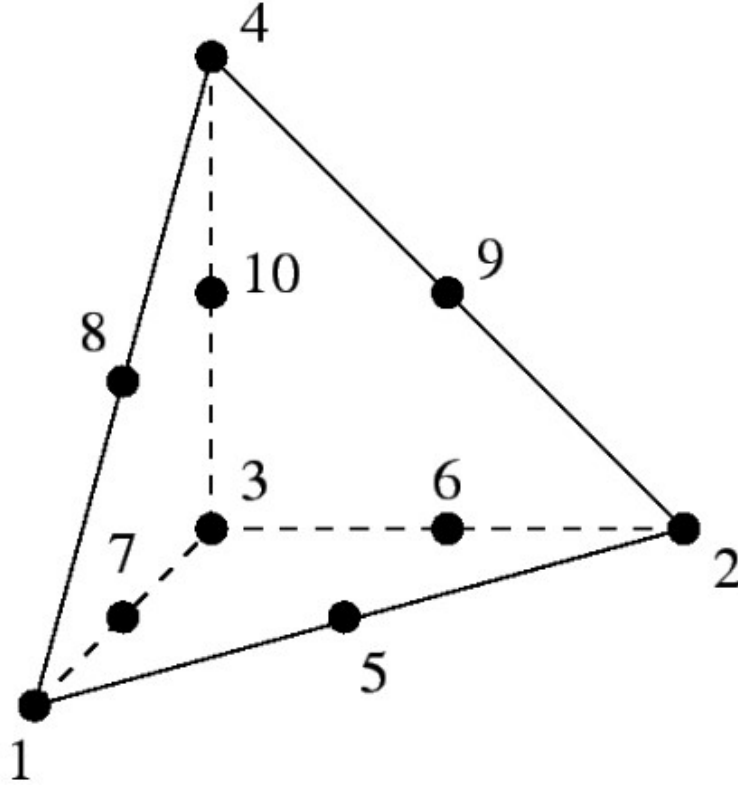
FEM'de elemanlar, geometrik şekillerine, boyutlarına ve uygulama alanlarına göre farklı kategorilere ayrılır ve Şekil 3.1'de görülmektedir.



Şekil 3.1: Sonlu elemanlar yönteminde kullanılan eleman tipleri sınıflandırması [14].

Bir boyutlu elemanlar, çubuk, kiriş ve kolon gibi tek boyutta uzanan yapılar için kullanılır. Bu elemanlar, basit yapı sistemleri ve çerçeve analizlerinde tercih edilir ve sadece uzunlukları dikkate alınarak kesit alanı ve malzeme özellikleri entegre edilir.

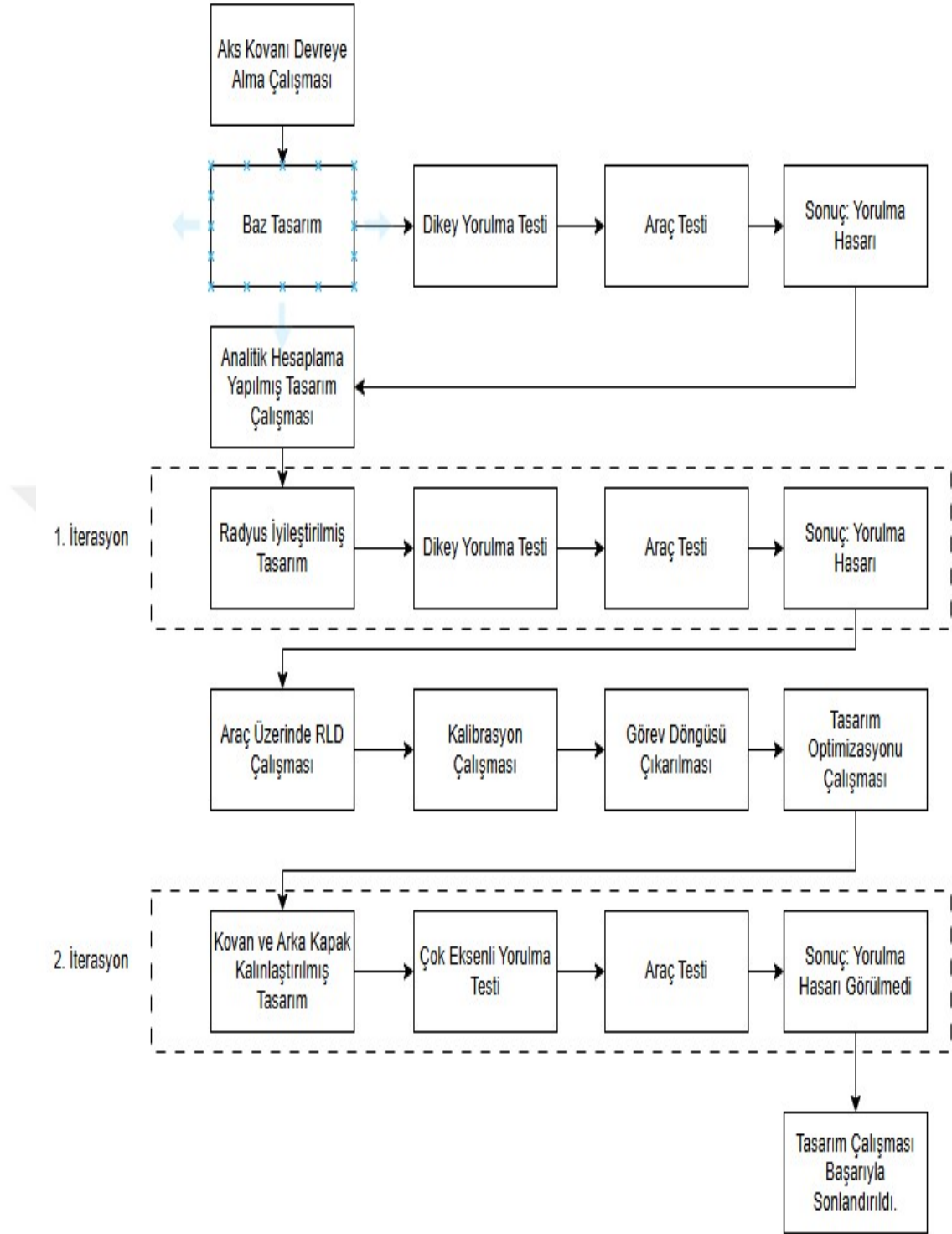
İki boyutlu elemanlar, ince plakalar, zarlar ve yüzeyler gibi iki boyutta genişleyen yapılar için uygundur. Basıncılı tank duvarları ve ince levha uygulamaları bu elemanlarla analiz edilir. Üç boyutlu elemanlar ise hacimsel yapılar için kullanılır ve katı bloklar, makine parçaları gibi karmaşık geometrilerin analizinde tercih edilir. Bu elemanlar, küp, prizma veya tetrahedron gibi geometrilere sahiptir ve hem hacimsel deformasyonları hem de gerilmeleri analiz edebilir. Şekil 3.2’de örnek bir eleman görülmektedir.



Şekil 3.2: Örnek bir tetrahedral eleman [13].

3.2 Yapılan Analiz Çalışmaları

Yapılan tasarım optimizasyonu çalışması, aks kovanında yorulma hasarı ortaya çıktıktan sonra iki farklı fazda yapılmıştır. Çalışmayı özetlemek ve yapılan fazların neden yapıldığını ve nasıl validasyonun sağlandığı göstermek amacıyla yapılan çalışmalar, kronolojik olarak akış şeması diyagramı halinde verilmiştir. Temel olarak analiz yapıldıktan sonra araç veya rig testleri ile validasyon çalışması yapılmıştır. Ortaya çıkan ürün istenen performansı sağlamadığında tasarım değişikliğine gidilerek çalışma tekrar edilmiştir. Son tasarımın başarılı oluşuyla süreç tamamlanmıştır. Sürecin özeti Şekil 3.3’te görülebilir.



Şekil 3.3: Yapılan çalışmalara ait akış şeması diyagramı.

3.2.1 Faz-1 tasarım çalışmaları

Araç üzerinde yapılan ilk incelemede, henüz araç üzerinde bir veri ölçümü yapılmadığı için analitik hesap yapılarak yükleme şartları oluşturulmaya çalışılmıştır. Çıkan

yükleme durumu aşağıdaki gibidir. Kuvvetler el hesabıyla yapılmıştır. Analizde kullanılacak olan görev çevrimi ise süspansiyon sistemine ait bir parçanın rig testindeki döngü kullanılarak yapılmıştır.

Aks kovanının yorulma dayanımının hesaplanması aşağıdaki yöntemle yapılmıştır. Öncelikle aks kovanına gelen yükleme durumu analitik yöntemlerle belirlenmiştir. Kovana etki eden yüklemeler, düşey ekseninde aracın yüklenmesi sebebiyle süspansiyon pedlerine etki eden kuvvetler, frenleme & ivmelenme sebebiyle yatay ekseninde etki eden süspansiyon kuvvetleridir.

Yatay ekseninde etki eden kuvvetler aksa bağlanan I ve V kol üzerinden etki etmektedir. I & V kol üzerinden etki eden kuvvetler aks merkezine belirli bir uzaklıktan etki ettiği için ayrıca kovan boyunca burulmaya uğramasına sebep vermektedir.

Dikey yönde aks kovanına aracın yüklenmesi sebebiyle oluşan kuvvetler etki etmektedir ve dikey yönde aksı eğilmeye zorlamaktadır. Aks kovanına dikey yönlü etki eden kuvvetlerin hesaplanması için aracın dolu ve boş ağırlıkları ölçülmüştür. Arka akslara etki eden ağırlık dolu halde tekerlek başına 5800 kg, boş halde tekerlek başına 2350 kg olarak ölçülmüştür. Aracın hareketi sırasında z ekseninde maksimum etki eden kuvvet ağırlığın 1.5 katı olarak kabul edilmiştir.

Bu durumda aks kovanına her bir süspansiyon pedinden etki eden kuvvet,

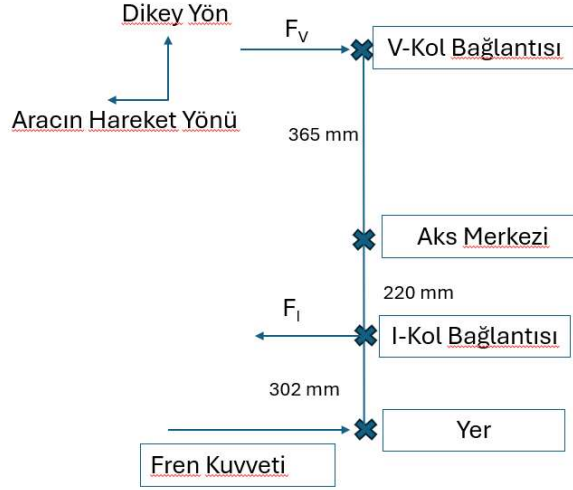
$$P = 11500 * \frac{9,81}{2} * 1,5 = 84.6 \text{ kN} \quad (3.1)$$

I ve V kol üzerinden etki eden kuvvetler ise aks kovanı süspansiyon bağlantılarından etki etmektedir ve aksı yatay yönde eğilmeye zorlamaktadırlar. Araca etki eden ivmelenme ve frenleme kaynaklı kuvvetler hesaplanmaya çalışılmıştır. Ek olarak bu kuvvetler aks merkezine belirli mesafelerden etki ettiği için kovan gövdesini burulmaya da zorlamaktadır.

Bu durumda aks kovanına fren sırasında etki eden kuvvet,

$$F = \frac{11500}{2} * 9,81 * 0,7 = 40 \text{ kN} \quad (3.2)$$

Yüklü şartlarda ani fren durumunda etki eden fren kuvvetinin basit bir serbest cisim diyagramı yardımı ile I ve V kollarda oluşturduğu tepki kuvvetleri aşağıdadır. Oluşturulan serbest cisim diyagramı Şekil 3.4'te görülebilir.

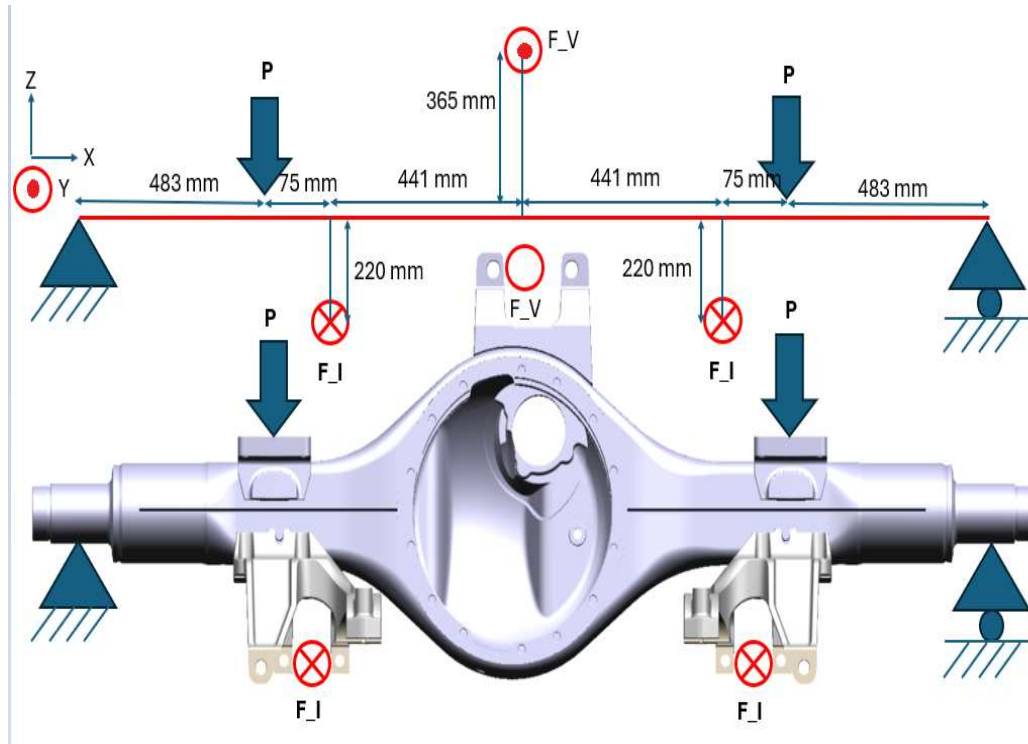


Şekil 3.4: Serbest cisim diyagramı.

F_V ve F_I , statik sistemlerin çözümü için kullanılan kuvvet ve moment dengesi formülleri ile hesaplanabilir.

$$\sum F = 0, \sum M = 0 \quad (3.3)$$

Yükleme durumu basitçe aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. I ve V kollarında etki eden kuvvetler düzleme dik olarak etki etmektedir. Yükleme durumu Şekil 3.5'te bulunmaktadır.



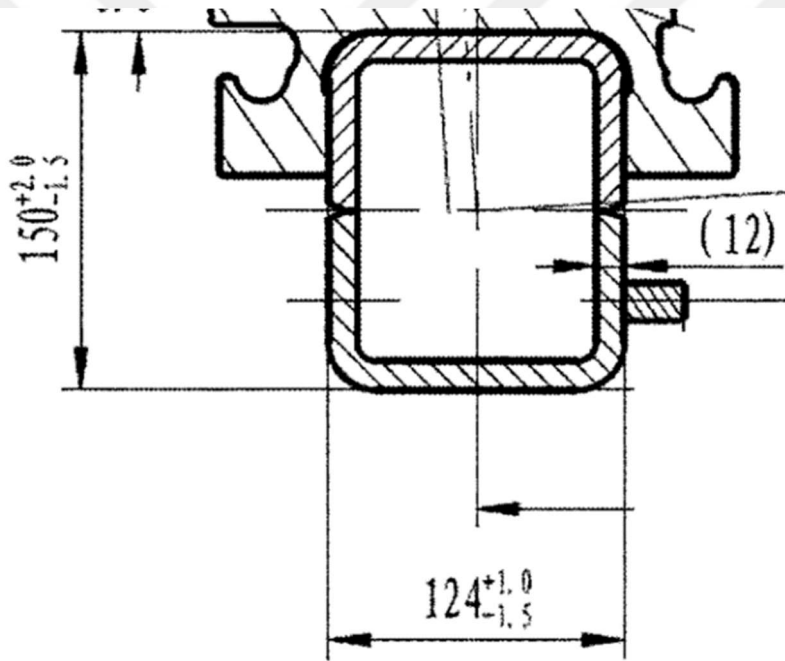
Şekil 3.5: Yükleme şartları.

Sonuç olarak aks kovanına etki eden yükler Çizelge 3.1’te özetlenmiştir.

Çizelge 3.1: Aks kovanına etki eden yüklemeler.

Kuvvet	Tanım	Max. Kuvvet	Min Kuvvet	Yükleme Koşulu
P	Yükleme sebebiyle oluşan	84 kN	0 kN	R=0
F _V	V Kol üzerinden etki eden	40 kN	0 kN	R=0
F _I	I Kol üzerinden etki eden	60 kN	0 kN	R=0

Analitik hesap yapılabilmesi için kovan kesidi aks boyunca sabit ve aks kollarıyla aynı geometride kabul edilmiştir. Şekil 3.6’da baz tasarıma ait kesit gösterilmiştir.



Şekil 3.6: Aks kovanına ait kesit.

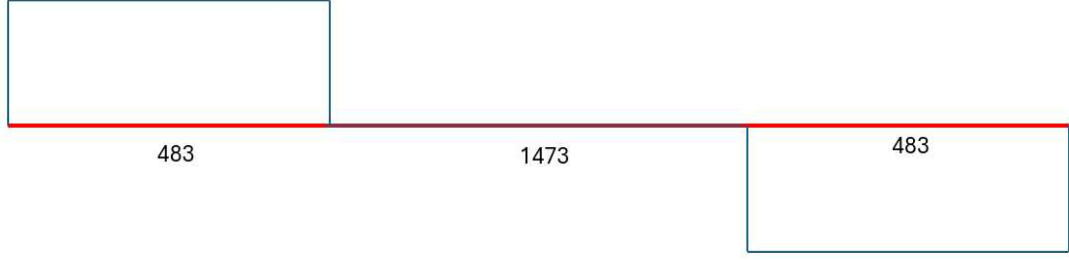
Yatay eğilmede etki eden kuvvetler ve onların aks merkezine olan uzaklığı sebebiyle oluşan momentler aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$M = F \times d \quad (3.4)$$

Bu şartlarda ve yapılan kabulde 3 yüklem durumu için (dikey ekseninde eğilme, yatay ekseninde eğilme ve yatay eksenindeki kuvvetlerin oluşturduğu burulma) kesme kuvveti, eğilme momenti, burulma momenti kesit tesir diyagramı çıkarılmış ve ortaya çıkan gerilmeler bu şekilde hesaplanmıştır. Bu diyagramlar sırasıyla Şekil 3.7, Şekil 3.8 ve Şekil 3.9’da gösterilmiştir.

Kesme Diyagramı

56.4 kN



Eğilme Momenti Diyagramı

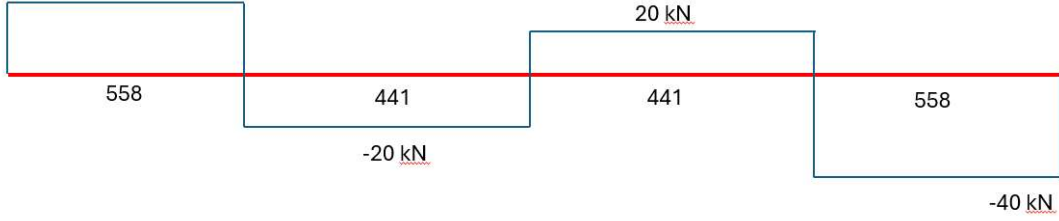
-56.4 kN



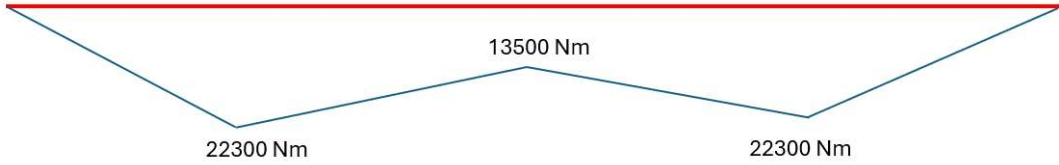
Şekil 3.7: Dikey eğilme kesit tesir diyagramları.

Kesme Diyagramı

40 kN

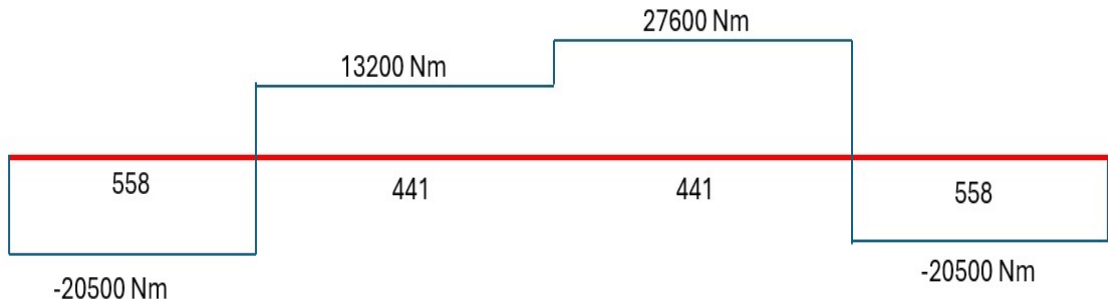


Eğilme Momenti Diyagramı



Şekil 3.8: Yatay eğilme kesit tesir diyagramları.

Burulma Momenti Diyagramı



Şekil 3.9: Burulma kesit tesir diyagramları.

Kesit tesir diyagramlarından faydalanılarak 3 yükleme durumu için (dikey ekseninde eğilme, yatay ekseninde eğilme ve yatay eksenindeki kuvvetlerin oluşturduğu burulma) oluşan gerilmeler tek tek hesaplanabilir.

Eğilme Gerilmesi aşağıdaki gibi hesaplanabilir [15].

$$\sigma_b = -\frac{My}{I} \quad (3.5)$$

Burada M eğilme momentini, I eylemsizlik momentini, y ise kesite en uzak noktanın konumunu ifade etmektedir.

Eylemsizlik momenti basitçe aşağıdaki formülle hesaplanabilir.

$$I_x = \frac{BH^3}{12} - \frac{(B-2t)(H-2t)^3}{12} = 17040000 \text{ mm}^4 \quad (3.6)$$

$$I_y = \frac{BH^3}{12} - \frac{(B-2t)(H-2t)^3}{12} = 13304550 \text{ mm}^4 \quad (3.7)$$

Dikdörtgen kesitli profil için ortalama burulma gerilmesi aşağıdaki gibi hesaplanabilir. Kısa kenardaki ortalama burulma gerilmesi,

$$\tau_{\text{average}} = \frac{T}{2t(a-t)(b-t_1)} \quad (3.8)$$

Uzun kenardaki ortalama burulma gerilmesi,

$$\tau_{\text{average}} = \frac{T}{2t_1(a-t)(b-t_1)} \quad (3.9)$$

T burulma momentini, a ve b dikdörtgen profilin kesitleri, t ve t₁ ise profilin cidar kalınlığını temsil etmektedir.

Kritik kesit, üç yükleme durumunda en çok etki ettiği kesitte en keside en uzak noktadır. Burulma gerilmesi hesabı yapılırken bütün yüzeyde ortalama bir gerilme bir hesaplanmıştır. Eğilme gerilmeleri için ise eğilme ekseninde en uzak nokta seçilerek o noktadaki gerilmeler hesaplanmıştır. Hesaplanan normal ve kesme gerilmeleri Çizelge 3.2' de verilmiştir.

Çizelge 3.2: Gerilme durumu.

Gerilmeler (MPa)		
σ_x: -89 MPa	τ_{xy}: 0 MPa	τ_{xz}: 0 MPa
τ_{xy}: 0 MPa	σ_y: 52 MPa	τ_{yz}: 9.83 MPa
τ_{xz}: 0 MPa	τ_{yz}: 9.83 MPa	σ_z: 0 MPa

Mohr çemberi, Malzemelerin farklı doğrultulardaki normal ve kayma gerilmelerini hesaplamak ve bu gerilmelerin maksimum ve minimum değerlerini belirlemek için kullanılır. Böylece, malzemenin maruz kaldığı yükler altında ne kadar dayanabileceği ve hangi doğrultuda kırılma ya da deformasyon riskinin olduğu anlaşılabilir.

Gerilme durumu, gerilme tensörü olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{pmatrix} [\sigma] = \begin{pmatrix} -89 & 0 & 0 \\ 0 & 52 & 9.83 \\ 0 & 9.83 & 0 \end{pmatrix} \text{ (MPa)} \quad (3.10)$$

Gerilme tensörünün aşağıdaki şekilde homojen bir denklem olduğu varsayılır ve denklemin çözümü aranır.

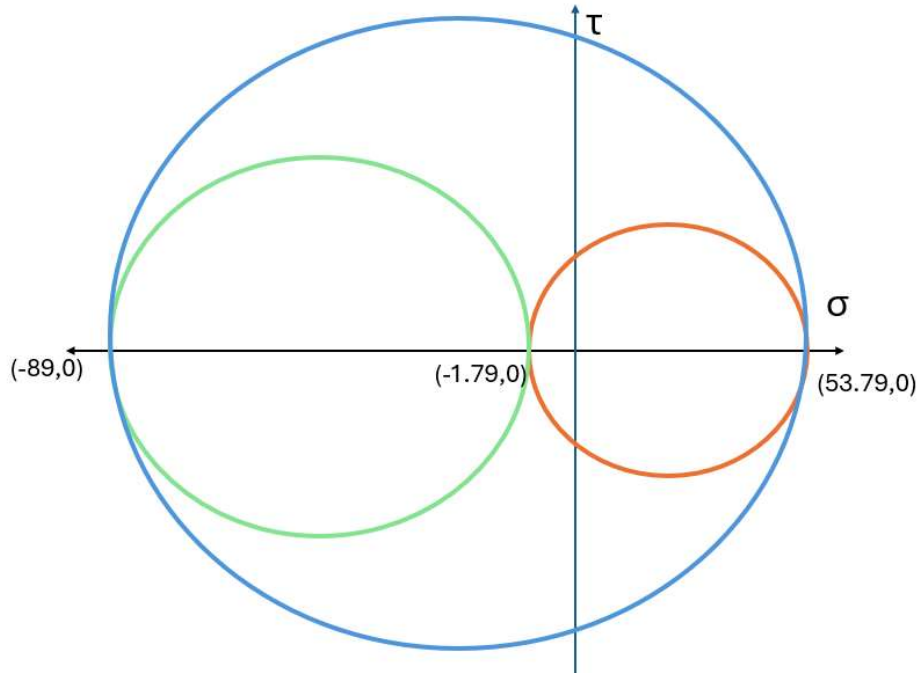
$$\det(\sigma - \lambda I) = 0 \quad (3.11)$$

Asal gerilmeler, ait yukarıdaki denklemin çözümüdür.

$$\begin{vmatrix} -89 - \lambda & 0 & 0 \\ 0 & 52 - \lambda & 9.83 \\ 0 & 9.83 & -\lambda \end{vmatrix} = 0 \quad (3.12)$$

Bu formüller kullanılarak, kritik kesit için Mohr çemberi aşağıdaki şekilde oluşturulabilir. Hesaplanan Asal gerilmeler ve ortaya çıkan Mohr çemberi Şekil 3.10'da görülmektedir.

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= -89 \text{ MPa} \\ \sigma_2 &= +53.79 \text{ MPa} \\ \sigma_3 &= -1.79 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (3.13)$$



Şekil 3.10: Mohr çemberi.

Kritik kesitte ortaya çıkan gerilme durumu çok eksenli yorulma kapsamına girmektedir. Burada ortaya çıkan yükleme durumunun orantılı yükleme ('proportional loading') olduğu kabul edilerek aşağıdaki yaklaşımla kovanın kritik kesitine ait ömür hesabı yapılmıştır. Parçanın elastik bölgede çalıştığı yani aks kovanında oluşan yüklemeler sebebiyle akma olmadığı kabul edilmiştir. Bu kabul yapılarak kritik kesite ait çok eksenli yorulma durumu, tek eksenli yorulma durumuna Sines yöntemi kullanılarak indirgenerek, Goodman Eğrisi yardımıyla ömür hesabı yapılabilmektedir. Burada σ_x , σ_y , σ_z x, y, z eksenlerindeki normal gerilmeleri, τ_{xy} τ_{yz} , τ_{xz} , ise kesme kuvvetleridir. σ_A gerilme genliğini, σ_M ortalama gerilmeyi ifade etmektedir.

Sines Bağıntısına ait formül aşağıdaki gibidir.

Burada Sines bağıntısı asal eksenlerdeki ortalama gerilme ve gerilme genliğine göre düzenlenmiştir.

$$\sqrt{(S_{a1} - S_{a2})^2 + (S_{a2} - S_{a3})^2 + (S_{a3} - S_{a1})^2} + m(S_{mx} + S_{my} + S_{mz}) = \sqrt{2}S_{Nf} \quad (3.14)$$

Burada ise aynı bağıntının herhangi bir eksen takımındaki gerilmeler kullanıldığı hali verilmiştir.

$$\sqrt{(S_{ax} - S_{ay})^2 + (S_{ay} - S_{az})^2 + (S_{az} - S_{ax})^2 + 6(\tau_{axy}^2 + \tau_{ayz}^2 + \tau_{azx}^2)} + m(S_{mx} + S_{my} + S_{mz}) = \sqrt{2}S_{Nf} \quad (3.15)$$

Ortalama Gerilmeler ise aşağıdaki formül ile ifade edilebilir.

$$S_{qm} = S_{m1} + S_{m2} + S_{m3} = S_{mx} + S_{my} + S_{mz} \quad (3.16)$$

Goodman bağıntısı bir malzemenin yorulma dayanımı üzerindeki ortalama gerilmenin etkisini dikkate almak amacıyla yorulma analizlerinde yaygın olarak kullanılır. Bu diyagram, değişken gerilme genliği, ortalama gerilme, malzemenin yorulma dayanımının sınırı ve çekme dayanımı arasındaki ilişkiyi ortaya koyar.

Bu bağıntılar Goodman Formülündeki S_a ve S_m ile değiştirilerek çok eksenli gerilme hali tek eksenli hale indirgenmiş olur.

Goodman Formülü aşağıdadır [11,15].

$$\frac{S_a}{S_{Nf}} + \frac{S_m}{S_u} = 1 \quad (3.17)$$

Bu formül çok eksenli yorulma durumunu da kapsayacak şekilde aşağıdaki şekilde düzenlenebilir.

$$\frac{S_{qa}}{S_{Nf}} + \frac{S_{qm}}{S_u} = 1 \quad (3.18)$$

Ek olarak Goodman Formülü'nde güvenlik katsayısı denklemi şu şekilde değiştirilmesiyle tanımlanabilir ve 1'den büyük olması tasarımın yorulma açısından güvenli olduğunu, 1'den küçük olması için etki eden gerilme durumunda yorulma hasarı oluşacağı anlamına gelir.

$$\frac{1}{\frac{S_{qa}}{S_{Nf}} + \frac{S_{qm}}{S_u}} = n \quad (3.19)$$

Gerilme-Çevrim Eğrisindeki değer Basquin denklemi kullanılarak S_{Nf} değeri hesaplanabilir. Basquin Denklemi aşağıda verilmiştir.

$$S_{Nf} = A(N_f)^B \quad (3.20)$$

A katsayısı Parçanın Çekme Mukavemeti değerine eşittir. S_{Nf} ise metaller için 10^6 ile 10^8 çevrim ömrümüne karşılık gelen yorulma dayanımıdır. B üsteli log-log grafikte yorulma eğrisinin grafiğidir. Burada ömür 10^6 değere göre hesaplanmıştır.

S_{Nf} değeri ideal bir numune ile yapılan testlerden elde edilen değerdir. Gerçek yorulma dayanımının hesaplanması için bu değer çeşitli faktörlerle çarpılması gerekmektedir. Buradaki değerler yüzey faktörü olan k_a , şekil faktörü k_b , yükleme faktörü k_c , sıcaklık faktörü k_d ve şekil faktörü olacak şekilde düzenlenen k_e 'dir.

Literatürde çekme gerilmesi 1400 MPa'dan düşük olan değerler için aşağıdaki formül kullanılabilir.

$$S'_e = 0.504 \cdot S_{ut} \quad (3.21)$$

Yorulma Gerilmesi aşağıdaki faktörlerle çarpılarak hesap yapılabilir. S'_e ideal şartlarda laboratuvarda cilalanmış yüzeye sahip numune ile yapılan testlerde elde edilen yorulma dayanımı değeridir.

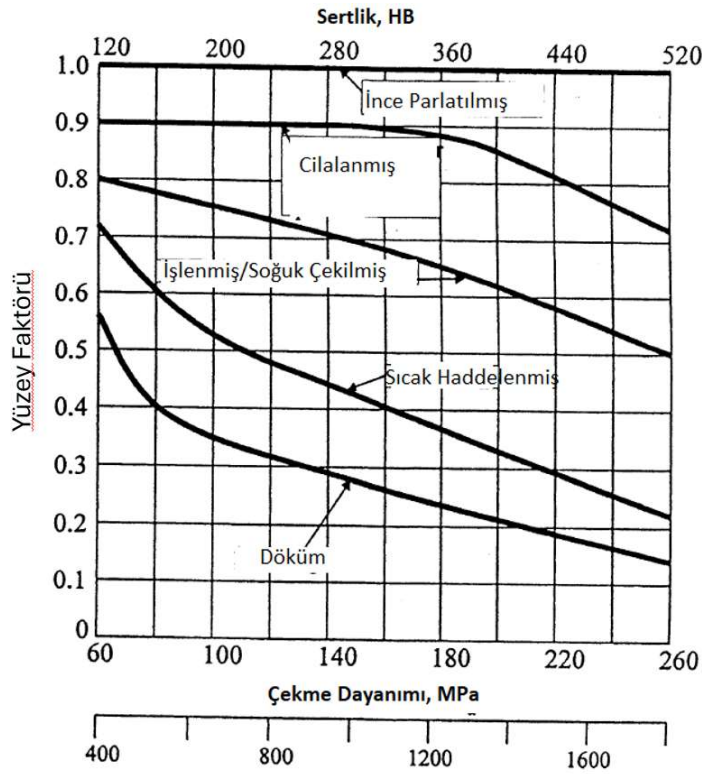
$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e \quad (3.22)$$

S_{Nf} faktörünün hesaplanması için dikkate alınan katsayılar Çizelge 3.3'te bulunabilir.

Çizelge 3.3: Yorulma faktörleri.

k_a (Yüzey)	k_b (Şekil)	k_c (Yükleme)	k_d (Sıcaklık)	k_e (Gerilme Yığılması)
0.55	0.75	1	1	0.51

Şekil 3.11’de yüzey faktörü için kullanılan grafik verilmiştir.



Şekil 3.11: Yorulma yüzey faktörü grafiği [11].

Gerilme yığılma faktörünü hesaba katmak için aşağıdaki kabuller yapılmıştır. Bu geometri için K_t literatürde mevcut olmadığı için, K_t yorulma gerilme yığılması faktörü K_f 'ye eşit kabul edilmiştir

$$K_t = \frac{\sigma_{\text{maksimum}}}{\sigma_{\text{nominal}}} \quad (3.23)$$

K_e aşağıdaki gibi kabul edilmiştir. Gerilme faktörü elle yapılan hesap ve CAE çalışmasında kritik bölgedeki gerilmeleri oranlanmasıyla hesaplanmıştır [11].

$$K_e = \frac{1}{K_t} = \frac{1}{(120/62)} = 0.51 \quad (3.24)$$

Goodman Denklemine (3.19) göre hesaplanan **güvenlik katsayısı faktörü** 1,42'ye tekabül etmektedir.

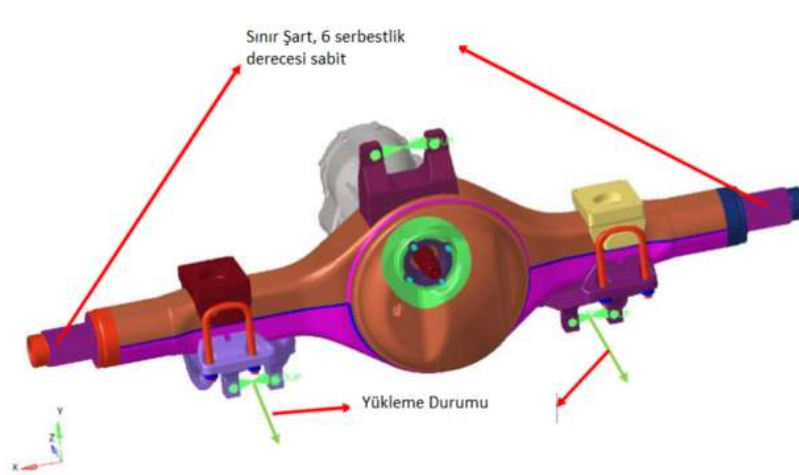
Yapılan analitik hesap, yükleme şartları düşünülerek $R=0$ yani 'pulsating' tek taraflı salınım durumuna göre yapılmıştır. $R=0$ şartı kabulü, pozitif bir ortalama gerilme ortaya çıkararak daha az güvenli bir emniyet katsayısı bulunmasına sebep olmaktadır. Bu sonuç aks kovanına bağlı olan kaynaklı yapının geometrisini basitleştirerek ve buradaki gerilme faktörü ihmal edilerek yapılmıştır. Ek olarak yükleme şartları orantısal olduğu varsayılmıştır. Analitik hesap yapılırken bu sebepler kaynaklı olarak ömür hesabının doğru şekilde yapılamayacağı düşünülerek, çalışmanın devamında aks

kovanına ait aks modelleri CAE ortamında modellenerek ve 'back to back' yani kıyaslamalı şekilde yapılarak ve ortaya çıkan analiz sonuçlarının rig ve araç testi ile doğrulanması yapılarak ilerlenmiştir.

Ek olarak, yapılan tasarım iyileştirme çalışmasında devreye alınacak analizler için tekrardan analitik bir hesap şu sebeplerle yapılmamıştır. Bu analitik hesapta görüldüğü üzere, sac kalınlığı artırılarak gelen gerilmeleri azalacağı, ve kaynak geometrisinde değişiklikler yapılarak kritik bölgedeki gerilme yığılmasının azalacağı görülmektedir. Dolayısıyla kıyaslamalı analiz yöntemi kullanılmıştır.

3.2.2 Faz-1 analiz çalışması

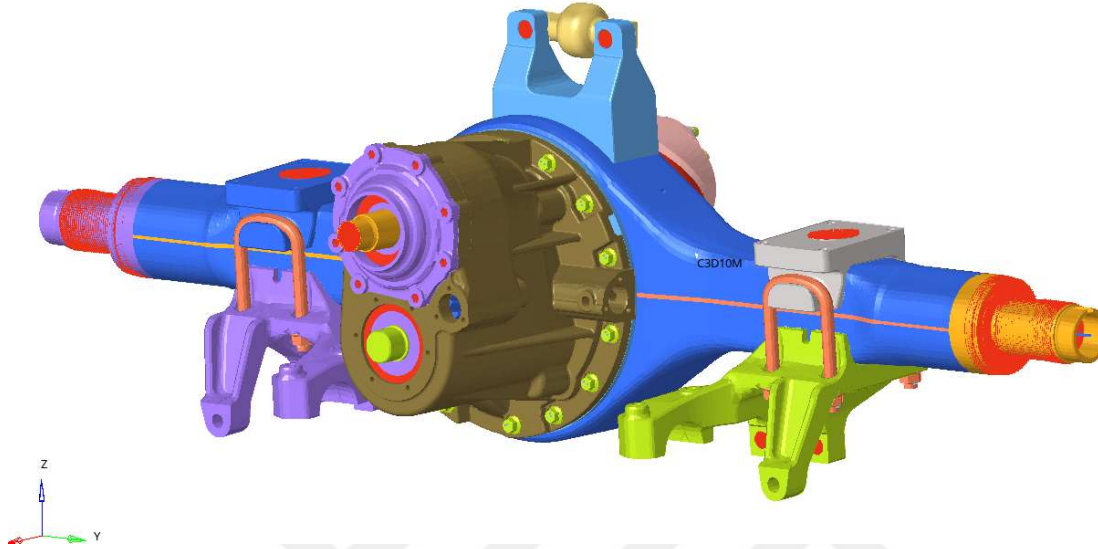
Test aracında gözlemlenen çatlak ve bu çatlağın yapılan laboratuvar incelemeleri sonucunda yorulma kaynaklı olduğu belirlenen hasar sonucunda, hasarın tekrar etmemesi için bir alternatif tasarımın sunulduğu bir analiz çalışması yapılmıştır. Kullanılan yükleme şartları analitik hesapta kullanılan yükleme şartlarıyla oluşturulmuştur. Bu çalışma baz tasarım ile kovanda hasar oluşan bölgede bulunan radiusun artırıldığı tasarımın arka arkaya analiz yapılması şeklinde yapılmıştır. Bu çalışma ve sonraki çalışmalar yapılan tasarımın baz tasarım ile kıyaslanması şeklinde yapılmıştır. Şekil 3.12 analizdeki sınır şartlarını ifade etmektedir.



Şekil 3.12: Faz-1 sınır şartları.

Yapılan analiz çalışması ABAQUS ve FemFAT programları kullanılarak yapılmıştır. Malzeme özellikleri, aks kovanında plastik şekil değişimi görülmediği kabulü ile, elastik malzeme özellikleri seçilerek kullanılmıştır. Modellemede aks sisteminin katılığına katkısı olan elemanlar modellenmiştir. Bu modellemede 2. Derece dört

düğüm noktalı eleman olan C3D10M ve aks kovanı harici parçalarda 1. Derece dört düğüm eleman olan C3D4 elemanı kullanılmıştır. ABAQUS yazılımında toplam 489.686 adet C3D10M elemanı kullanılarak aks kovanı sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Şekil 3.13'te aks kovasının ağ modeli görülmektedir.



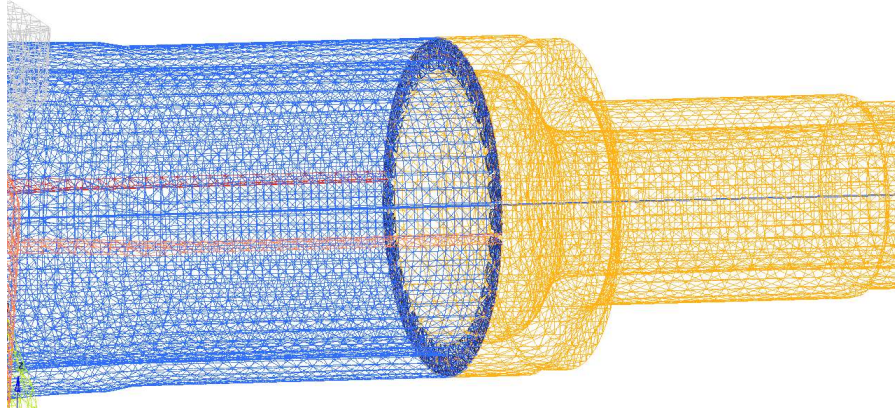
Şekil 3.13: Aks kovanı modeli ve kullanılan eleman.

FemFAT ile kaynak dikişi katı olarak modellenmiş ve C3D10M elemanı kullanılmıştır. Kaynak dikişinin modellenmesi için 153920 adet eleman kullanılmıştır. Modellenen kaynak dikişi Şekil 3.14'te bulunabilir.

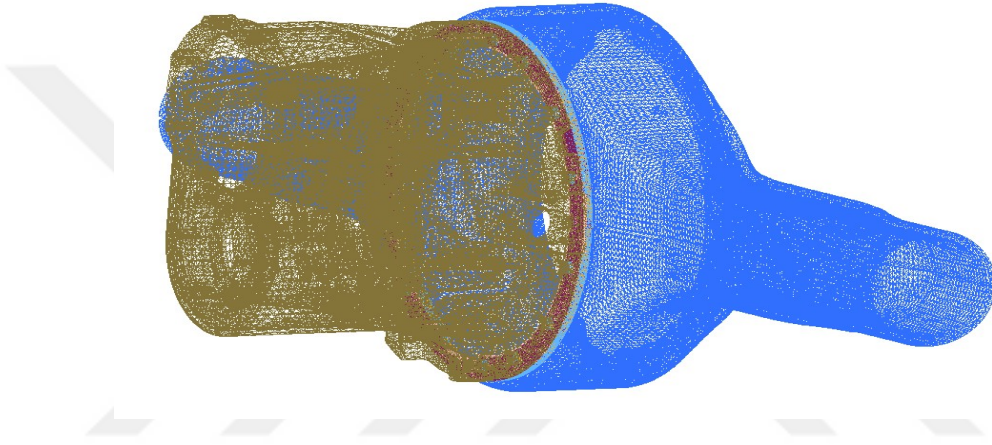


Şekil 3.14: Aks kovanı kaynak dikişi modeli.

Aks kovanı ile muylu, süspansiyon parçaları arasındaki bağlantı modellenirken (I-kol, V-kol) arasına 'tie mesh' olarak adlandırılan bir boyutlu elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Şekil 3.15 ve Şekil 16 da modelleme sırasında kullanılan kontakları göstermektedir.



Şekil 3.15: Aks-muylu kontak modellemesi.



Şekil 3.16: Aks-diferansiyel kontak modellemesi.

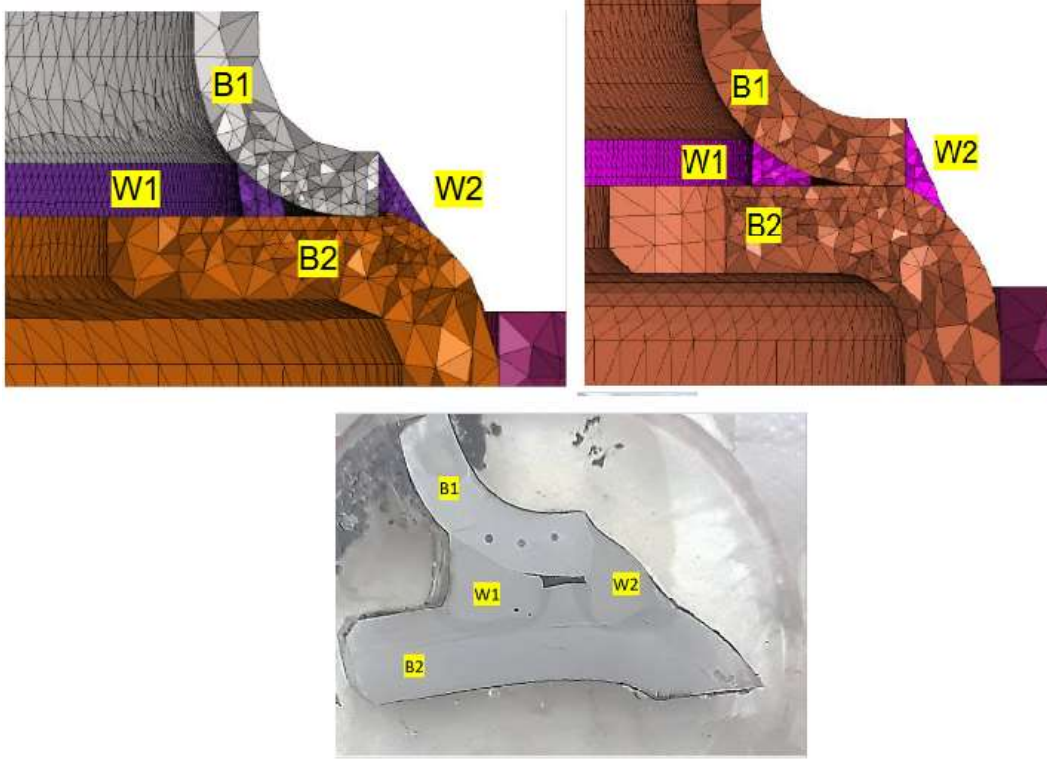
Aks kovanı ile diferansiyel kovanı arasındaki kuvvet iletimi, kontak aracılığıyla sağlanmıştır. Bu kontaklar sayesinde yüzeyler birbirleri üzerinde kayabilirken, aralarına sürtünme etkisi eklenmiştir. Her iki yüzeyin de metal olması sebebiyle, aralarındaki sürtünme katsayısı 0,2 olarak belirlenmiştir. Benzer şekilde sürtülmeli kontaklar bu ve takip eden fazda yapılan modellerde de kullanılmıştır.

Bu sürtünme kontak çiftlerinin varlığı dolayısıyla yapılan analizler doğrusal olmayan statik analizlerdir. Sürtünme kontak çiftlerinin bulunması, temas bölgesindeki etkileşimin doğrusal olmaması ve bu durumun iteratif bir çözüm süreci gerektirmesi nedeniyle analizin doğrusal olmayan (nonlinear) statik koşullarda gerçekleştirilmesini zorunlu kılmıştır.

Aks kovanına uygulanan yükler, dinamik olarak altı farklı noktadan “doğrusal süperpozisyon” yöntemiyle tanımlanmıştır. Bu yaklaşım, malzemede elastik davranış ve küçük deformasyon varsayımına dayanır. Doğrusal süperpozisyon yönteminin tercih edilme nedeni, kuasi-statik analizlerin çözülmesinin daha uzun süreler

gerektirmesidir. Doğrusal süperpozisyon yönteminde doğrusallık ilkesine dayanarak, bir sistemin birden fazla yüke verdiği tepki, her bir yükün oluşturduğu tepkilerin toplanmasıyla elde edilir.

Sonrasında FemFAT aracılığıyla yorulma analizi yapılmıştır. Yorulma performansı 'hasar' kriterine göre yapılmıştır. Yüksek çevrim için yorulma hasarı değeri 1 ve altı olarak hedeflenmiştir. Şekil 3.17 kaynak dikişlerinin modellemesini göstermektedir.



Şekil 3.17: Arka aks kovani kaynak modellemesi.

3.2.3 Faz-2 tasarım çalışmaları

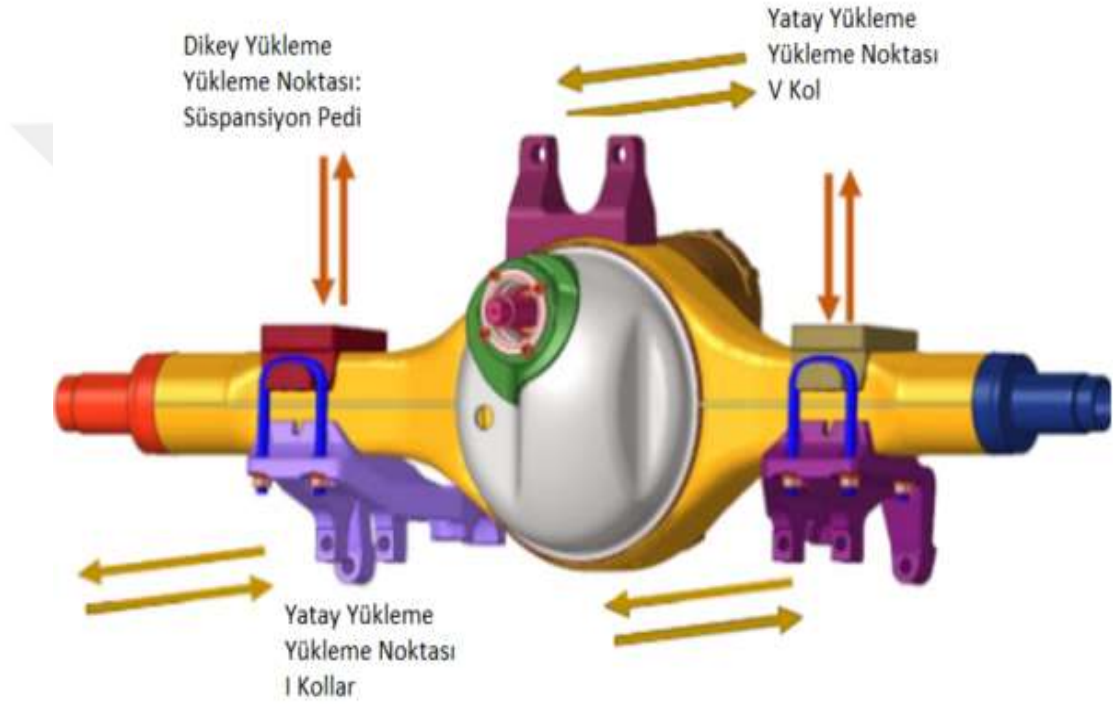
1. faz sonucunda yapılan tasarım değişikliğinin araç testinde tekrar aynı bölgeden hasar alması sebebiyle, hasar gören aks kovasının dayanımının uygulama için yeterli olup olmadığını belirlemek adına, bu sefer araç üzerinden toplanan veriler kullanılarak arka aks sisteminin doğrusal olmayan statik analiz çalışması yapılmıştır.

Yükleme koşulları olarak, bir sonraki bölümde anlatılacak olan veri toplama ve işlenmesi çalışmasının sonucunda elde edilen görev döngüsü kullanılmıştır. Bu çalışmadan toplanan veriler için korelasyon çalışması yürütülmüştür.

Yapılan çalışmada ilk tasarım iterasyonunda 3 farklı tasarım önerisi modellenip yorulma performansı incelenmiştir.

Önceden yapılan laboratuvar incelemesinde aks kovanı kapağı ile gövdenin kaynakla birleştirildiği noktada hasar oluşması sebebiyle FEMFAT Weld modülü kullanılarak kaynaklar modellenmiştir.

Sonrasında analiz çalışması yapılan opsiyonlar, FEMFAT Weld modülünde doğrusal süperpozisyon yöntemiyle modellenmiştir. Veri çalışması sonucu çıkarılan görev döngüsü, araç üzerinde 6 farklı noktadan sınır şartı olarak belirlenmiştir. Analiz modeli muyluları sabitlenerek kurulmuştur. Şekil 3.18’de bu fazda kullanılan modelin sınır şartları verilmiştir.



Şekil 3.18: Kurulan model ve etkiyen yükler.

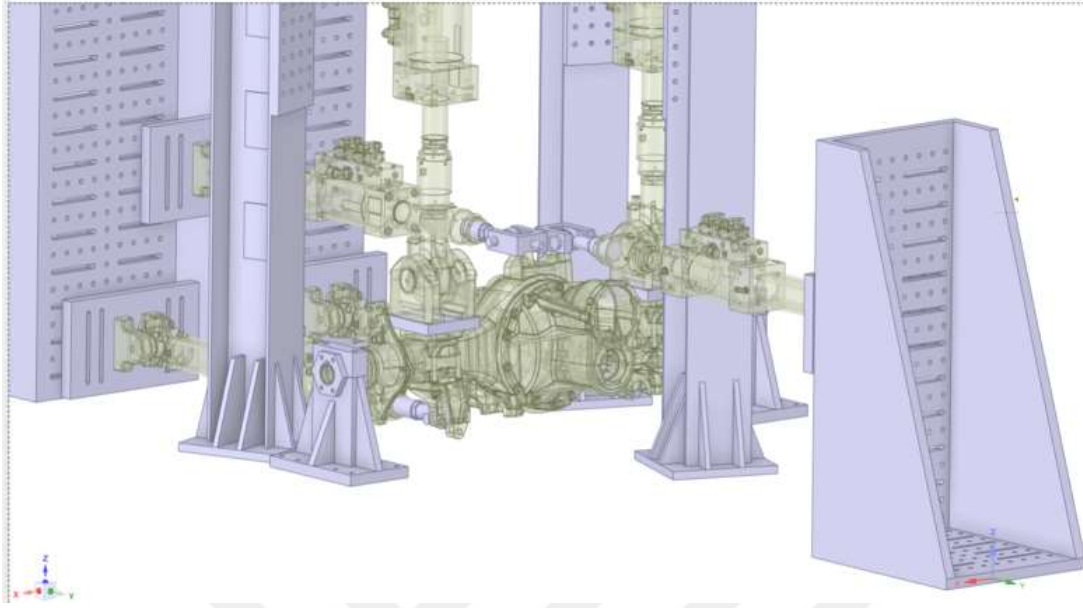
Modelde systemin katılığını etkileyeceği için kovan üzerinde bulunan yapısal elemanlar olan diferansiyel kovanı ve tandem akslar arasında kuvvet aktarımını sağlayan çıkış şaftı da modellenmiştir.

Parçada akma görülmediği kabulüyle, bütün parçalar için seçilen malzeme özellikleri elastik davranışta bulunduğu öngörüsüyle modelleme yapılmıştır.

Yapılan 1. faz analiz çalışmasında, analiz üzerinde oluşan hasarın, kovan üzerindeki ile benzer noktada olduğu görülmüştür.

Parçada yapılacak tasarım değişikliğinin validasyonu için, yeni tasarlanmış parçanın araç testinden önce rig testi ile valide edilmesi uygulamasına gidilmiştir. Burada araç

şartlarını simüle edecek bir çok eksenli aks kovanı yorulma testi tasarımı yapılmıştır. Şekil 3.19 çok eksenli yorulma testi tasarımını göstermektedir.



Şekil 3.19: Çok eksenli yorulma rig testi.

Bu çalışma da önceki iterasyonlara benzer şekilde model kurulmasını gerektirmiştir. Yapılan çalışmada aks kovanı ve rig testi modeli kurulabilmesi için ABAQUS, kaynaklara ait yorulma ömrünün modellenmesi için FEMFAT ve verilerin işlenebilmesi için Ncode programı kullanılmıştır.

4. RLD ÇALIŞMASI

4.1 RLD'ye Giriş

Road Load Data Acquisition (RLDA), araçların gerçek kullanım koşullarında altındaki ivmelenmesi, hızı vb. gibi yükleri toplama sürecidir. Otomotiv sektöründe araç bileşenlerinin tasarımı, dayanıklılığı ve güvenilirliği açısından kritik öneme sahiptir. RLDA sürecinde, yol testleri sırasında araç üzerinde sensörler yerleştirilir ve bu sensörler aracılığıyla hız, ivme, titreşim, basınç, kuvvet, tork gibi veriler toplanır[6,16]. Toplanan bu veriler, aracın çeşitli sürüş koşullarında maruz kaldığı yüklerin anlaşılmasına ve bu yüklerin bileşenler üzerindeki etkisinin analiz edilmesine olanak tanır.

RLDA sürecinin temel aşamaları:

Test planlaması ve sensör seçimi: Araç üzerinde hangi bileşenlerin izleneceği belirlenir ve buna göre uygun sensörler (örneğin ivmeölçerler, basınç sensörleri) seçilir.

Sensör montajı ve kalibrasyonu: Belirlenen sensörler araç üzerine monte edilir ve doğru ölçüm sonuçları elde edebilmek için kalibrasyon işlemleri yapılır. Kalibrasyon, sensörlerin hassasiyetini artırarak doğru veri elde edilmesini sağlar.

Yol testleri: Araç, çeşitli yol ve sürüş koşullarında test edilir. Bu testlerde, gerçek sürüş koşullarına yakın veya belirli senaryolar (viraj, ani fren, engebeli yol gibi) simüle edilerek veri toplanır. Bu aşamada sürüş sırasında meydana gelen yüklerin bileşenlere etkisi gözlemlenir.

Veri toplama ve işleme: Sensörler aracılığıyla toplanan veriler kaydedilir ve daha sonra analiz edilmek üzere işlenir. Toplanan veriler, belirli filtreleme ve veri temizleme süreçlerinden geçirilerek analiz için uygun hale getirilir.

Analiz ve uygulama: İşlenen veriler, bileşen dayanıklılığı, ömür tahmini, güvenlik analizleri gibi çeşitli alanlarda kullanılır. Araç bileşenlerinin hangi koşullarda nasıl tepki verdiğini anlamak, tasarım optimizasyonu ve iyileştirme çalışmaları için kritik bilgiler sağlar.

RLDA, otomotiv tasarımında güvenlik, dayanıklılık ve maliyet açısından büyük avantajlar sağlar. Özellikle, araç bileşenlerinin maruz kaldığı gerçek yol yüklerinin anlaşılması, ürün geliştirme sürecinde doğruluğu artırarak daha güvenilir araçların tasarlanmasına katkı sağlar. Ayrıca, elde edilen veriler, bilgisayar tabanlı simülasyon ve analiz süreçlerinde kullanılmak üzere referans olarak değerlendirilebilir, bu da daha doğru Finite Elemanlar Analizleri ve diğer simülasyon süreçlerini destekler.

Road Load Data Acquisition, modern otomotiv mühendisliğinde tasarım ve test süreçlerinin ayrılmaz bir parçası haline gelmiştir. Toplanan veriler sayesinde araç bileşenleri optimize edilirken, müşteri memnuniyetini ve güvenliğini artıran yenilikçi çözümler üretilmektedir.

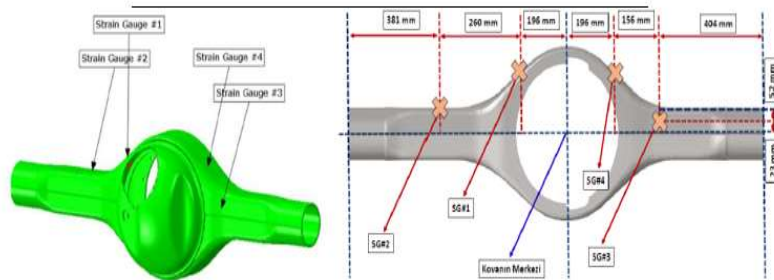
4.2 RLD Toplama Çalışması

Yeni devreye girecek olan arka aksa ait kovanda tekrar eden yorulma yükleri sonucunda aracın koştığı test pistinde aynı tahrik hattına ait bir araç seçilerek RLD verisi toplama çalışması yapılmıştır.

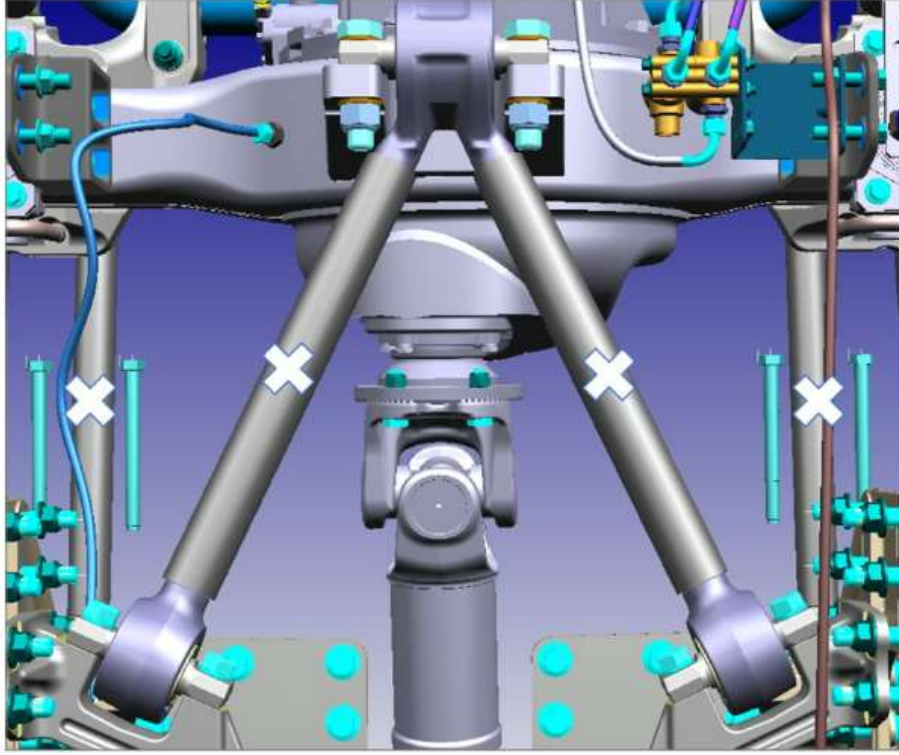
Arka aksta araç hareketi kaynaklı süspansiyon, fren sistemi ve araç yükünden dolayı oluşan kuvvetleri görmek için, aşağıdaki sensörler kullanılarak araçta enstrümantasyon yapılmıştır. Kullanılan sensörler Çizelge 4.1’te belirtilmiştir. Şekil 4.1’de strain gauge sensörlerinin konumlandırılması gösterilmiştir. Şekil 4.2’de diğer sensörlerin konumlandırılması belirtilmiştir.

Çizelge 4.1: Kullanılan sensörler.

Sensör	Adet
Rozet Tipi Strain Gage	4
Tek Eksenli Strain Gage	4
İvmeölçer	4
Sehim Ölçer	4

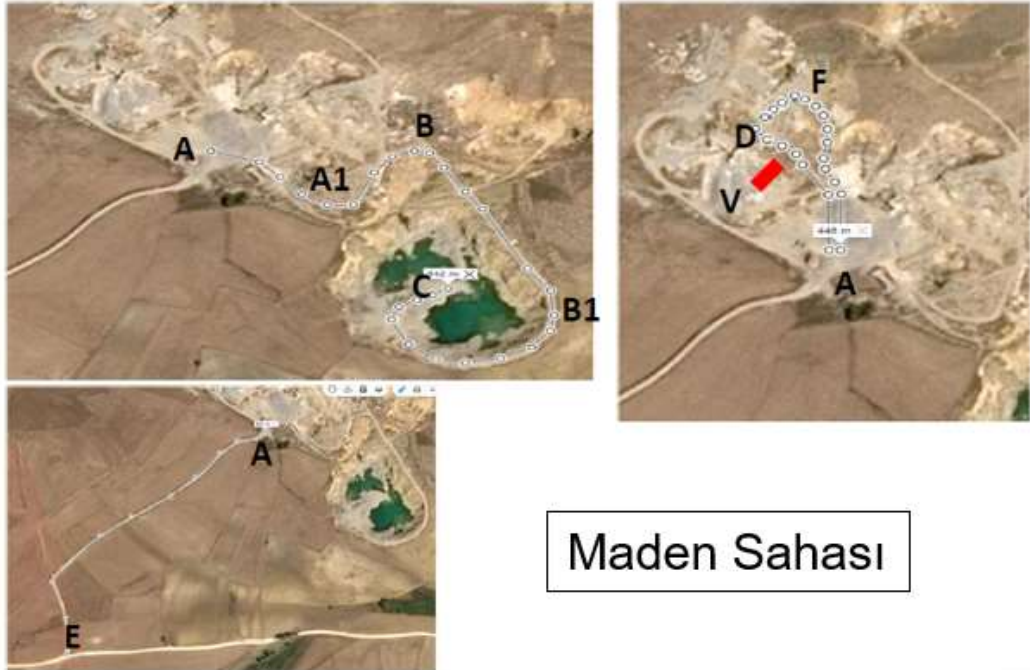


Şekil 4.1: Kovan üzerindeki strain gauge pozisyonları.



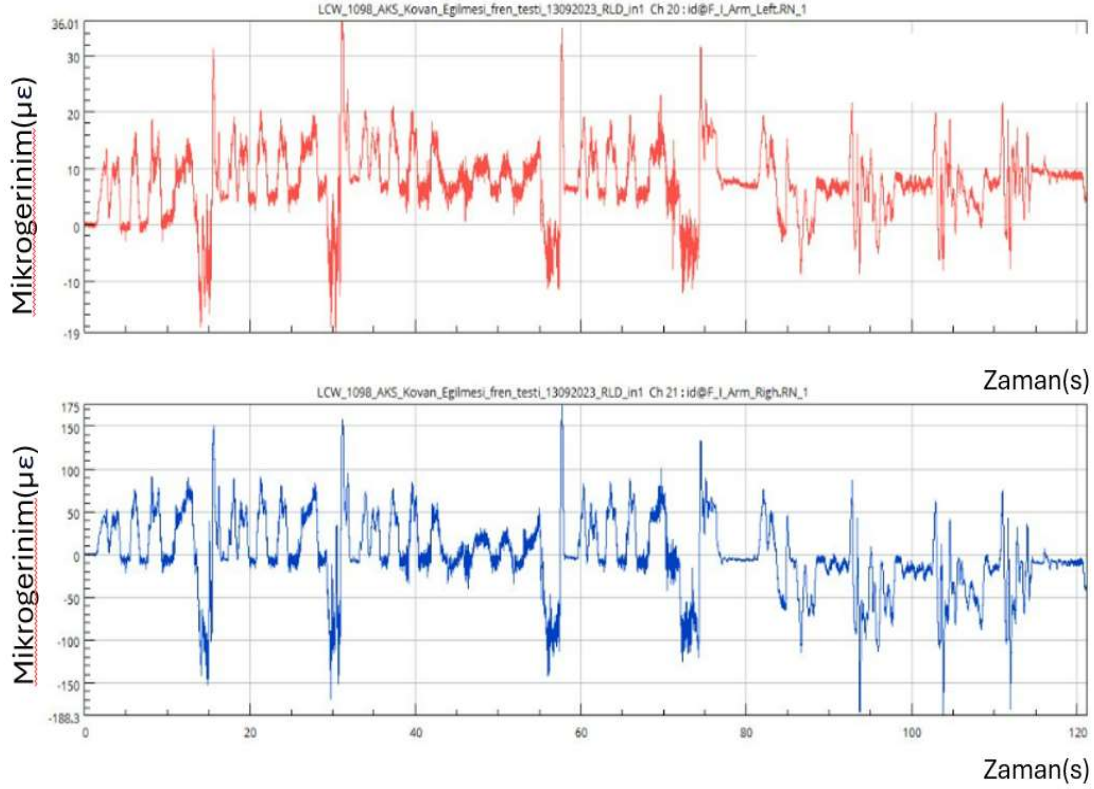
Şekil 4.2: Süspansiyon sistemi üzerindeki strain gauge pozisyonları.

Sonrasında enstrümantasyonu yapılan araç test aracında yorulma hasarı görülen parkurda dolu ve boş olarak koşturularak veri toplanması gerçekleştirilmiştir. Koşulan test arazi şartlarını sağlamak için maden sahası ve yol şartlarını sağlamak için test pisti olmak üzere iki farklı parkurda yapılmaktadır. Şekil 4.3 kullanılan parkuru göstermektedir.

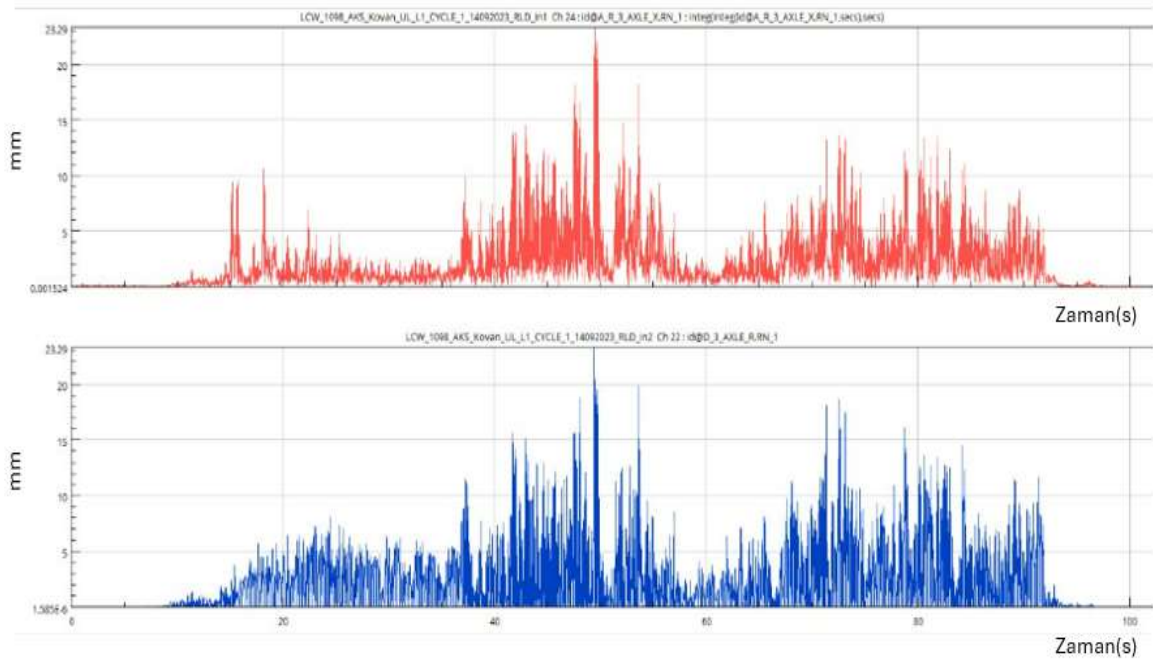


Şekil 4.3: Maden test pisti.

Yapılan çalışma ile I-Kol, V-Kol ve Aks Kovanı için birim genleme değerleri, aks kovanı ve şase için ivme ve deplasman bilgileri elde edilmiştir. Şekil 4.4'te örnek olarak I-kol üzerinden alınan genleme grafiği gösterilmiştir. Şekil 4.5'te ise ölçülen deplasmanlar gösterilmiştir.



Şekil 4.4: I kol üzerinden ölçülen genleme grafiği.



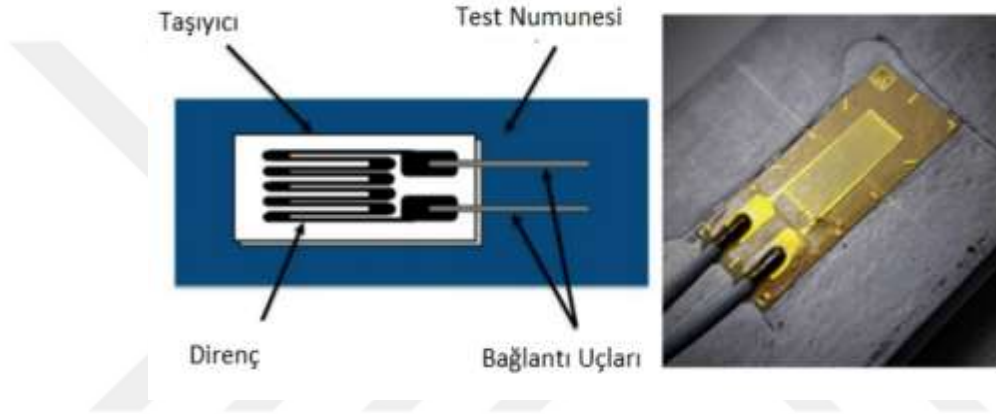
Şekil 4.5: Deplasman ölçümü grafiği.

4.3 Strain Gauge

Bir malzemenin uygulanan bir kuvvet nedeniyle yaşadığı deformasyon miktarına genleme denir. Genleme, bir malzemenin uzunluğundaki değişikliğin, malzemenin orijinal, etkilenmemiş uzunluğuna oranı olarak tanımlanır. Genleme, gerilme nedeniyle pozitif (çekme) veya büzülme nedeniyle negatif (basma) olabilir [17].

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \quad (4.1)$$

Bir malzeme bir yönde sıkıştırıldığında, bu kuvvete dik olan diğer iki yönde genişleme eğilimi göstermesine Poisson etkisi denir. Şekil 4.6 örnek bir strain gauge'ı göstermektedir.



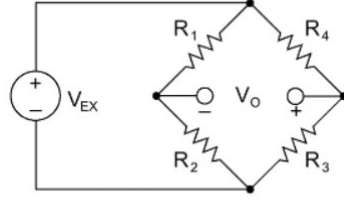
Şekil 4.6: Strain gauge.

Bir strain gauge (genleme ölçer), aksenal, eğilme, kesme veya burulma kuvvetine maruz kalan bir nesne üzerindeki elektriksel direncini ölçerek çalışır. Elektriksel direnç, uygulanan kuvvetle birlikte cihazdaki genleme miktarıyla orantılı olarak değiştiğinden, genlemesi nicel olarak belirlemek için kullanılabilir.

Genleme ölçerin temel bir parametresi, genleme duyarlılığıdır ve bu, ölçer faktörü (GF) olarak nicel olarak ifade edilir [17]. GF, elektriksel dirençteki oransal değişimin, uzunluktaki oransal değişime veya genlemeye oranıdır:

$$GF = \frac{\frac{\Delta R}{R}}{\frac{\Delta L}{L}} = \frac{\Delta R}{R} \cdot \frac{L}{\Delta L} \quad (4.2)$$

Dirençteki bu kadar küçük değişimleri ölçmek için, genleme ölçer konfigürasyonları Wheatstone köprüsü konseptine dayanmaktadır. Üç tür genleme ölçer konfigürasyonu vardır: çeyrek köprü, yarım köprü ve tam köprü. Bu konfigürasyonlar, Wheatstone köprüsündeki aktif elemanların sayısına, genleme ölçerlerin yönelimine ve ölçülen genleme türüne göre belirlenir. Şekil 4.7'de bahsedilen devre görülmektedir.



Şekil 4.7: Wheatstone köprüsü devresi.

Strain gauge'ler vasıtasıyla ölçülen genleme değerinin ölçüm değerinin doğruluğundan emin olunması için strain gauge'in kalibre edilmesi gerekmektedir.

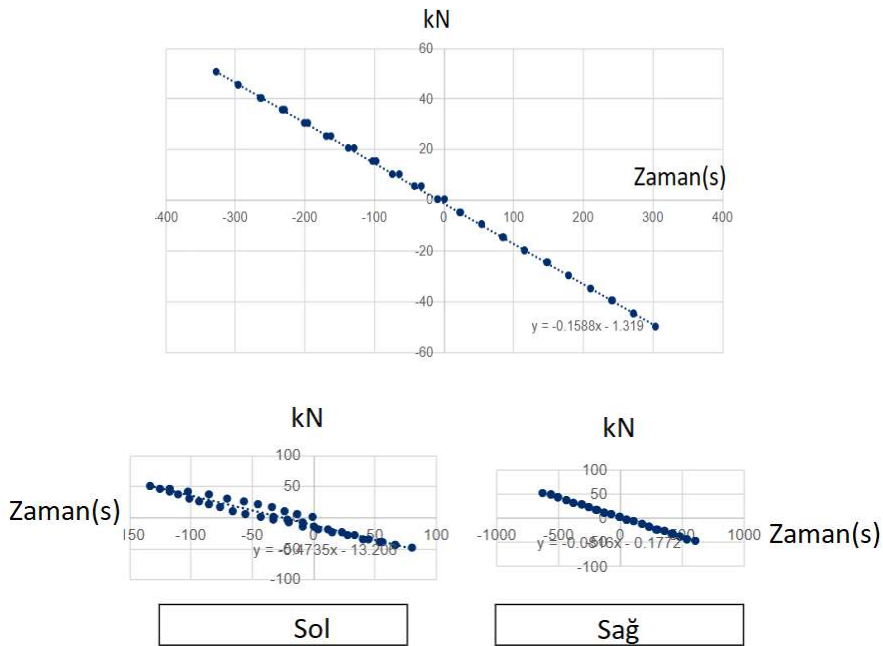
4.4 Kalibrasyon Çalışması

Test üzeri aracından toplanan RLD verileri ile anlamlı bir data oluşturulabilmesi için, strain gauge takılan elemanlar üzerinde kalibrasyon işlemi yapılması gerekmektedir. Parçaların elastik bölgede kaldığı kabulüyle test riginde I & V kollar üzerindeki strain gage'ler kalibre edilmiştir.

Aks kovani, kovani yükleyecek rig bulunamadığı için kalibre edilmemiştir.

Kalibrasyon işlemi sırasında strain gage'lerin bağlı olduğu parça belirli kuvvetler uygulanarak strain gage'de ölçülen genleme değerleri not edilir.

Doğrusal regresyon yöntemiyle o strain gage'te okunan genlemenin kaç Newton'a denk geldiği ilişkisini çıkartan bağıntı çıkarılmıştır. Şekil 4.8'de kalibrasyon eğrisi bulunmaktadır. Şekil 4.9 ise kalibrasyon testinden alınmış görseldir.



Şekil 4.8: Kalibre edilen strain gauge'ler.



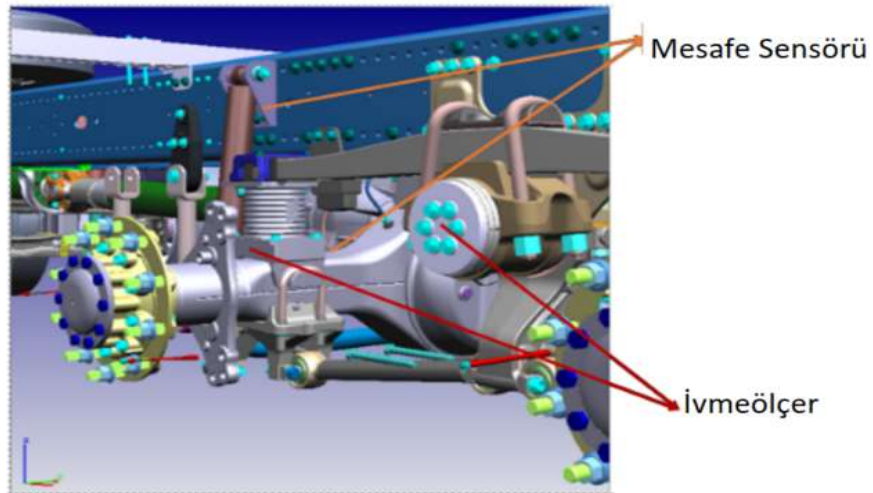
Şekil 4.9: Kalibrasyon rig testi.

4.5 RLD Datası İşlenmesi ve Görev Çevrimi Oluşturulması

Araçta süspansiyon, hızlanma ve frenleme yüklemesi vb. sebeplerle oluşan ve aks kovanının yorulmasına etki eden kuvvetlerin elde edilebilmesi için, I Kol , V kol ve kovan üzerinde ölçülen strain, şase ve aks arasındaki konum ve bu verileri işleyerek elde edilen ivme bilgilerinin işlenmesi gerekmektedir.

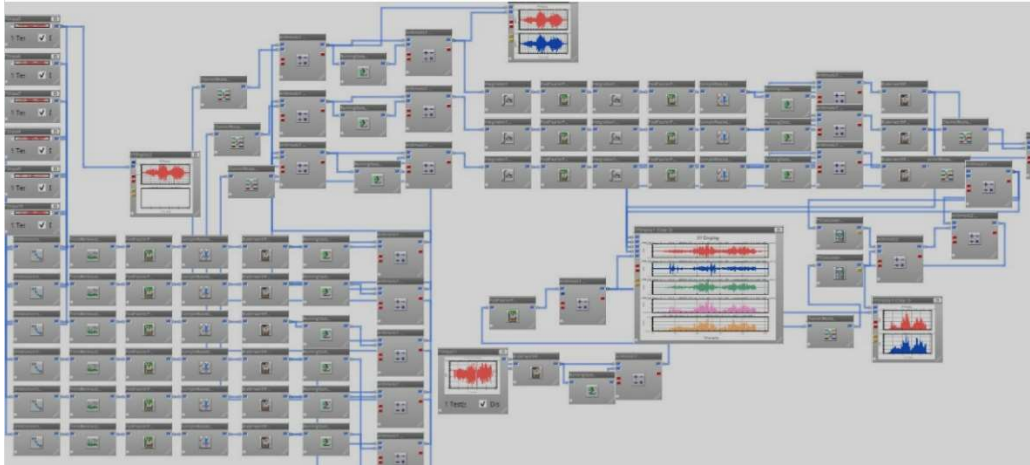
Bu kapsamda, şasi ve aks üzerindeki x,y,z eksenlerindeki ivmeler ölçülmüştür.

Süspansiyon makasına ait yük-deformasyon dataları kullanılarak aks kovanına düşey yönde etki eden kuvvetler hesaplanmıştır. I & V kollarda ölçülen genleme değerleri, sonrasında strain gauge kalibrasyonu yapılarak etki eden kuvvetler hesaplanmıştır. Şekil 4.10'da sensörlerin yerleşimi görülmektedir.



Şekil 4.10: Araç üzerinde deplasman ve ivmeölçer yerleşimi.

Şekil 4.11 Ncode çalışmasından alınmış bir görseldir.

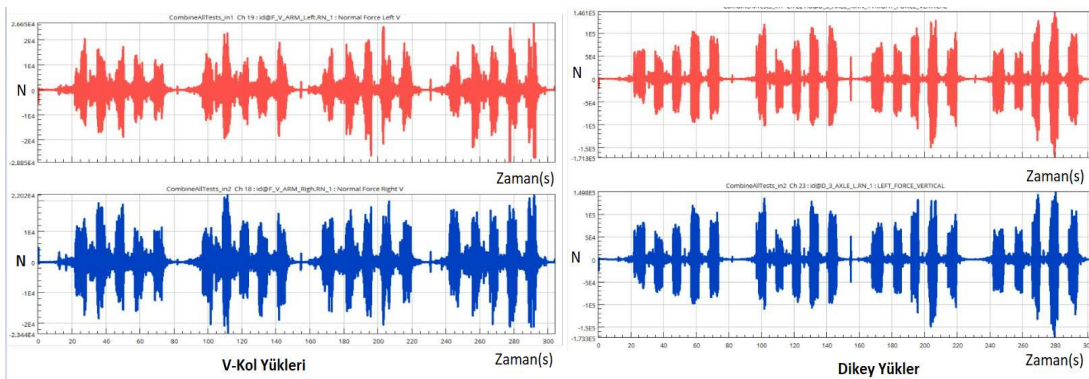


Şekil 4.11: Ncode çalışması.

nCode, HBK (Hottinger, Brüel & Kjær) tarafından geliştirilen, dayanıklılık ve yorulma analizi, test veri işleme ve mühendislik veri analizine odaklanan bir yazılım çözümleri paketidir. Bu araçlar, mühendislerin ürün ömrünü tahmin etmelerine, yapısal bütünlüğü analiz etmelerine ve geniş veri setlerini yönetmelerine yardımcı olur.

nCode DesignLife: sonlu eleman (FE) analiz sonuçlarını kullanarak yorulma ömrünü tahmin eder ve mühendislerin gerçek dünya yüklemeye koşullarını simüle ederek fiziksel prototipleme öncesinde potansiyel dayanıklılık sorunlarını belirlemelerine olanak tanır. nCode GlyphWorks: Dayanıklılık analizi ve dijital sinyal işleme için tasarlanmış bir veri işleme sistemidir [18].

Yapılan çalışmada araç üzerinde elde edilen genleme, ivme ve deplasman değerleri nCode kullanılarak incelenmiştir. Şekil 4.12’de Ncode ile işlenmiş yük değerleri görülmektedir.



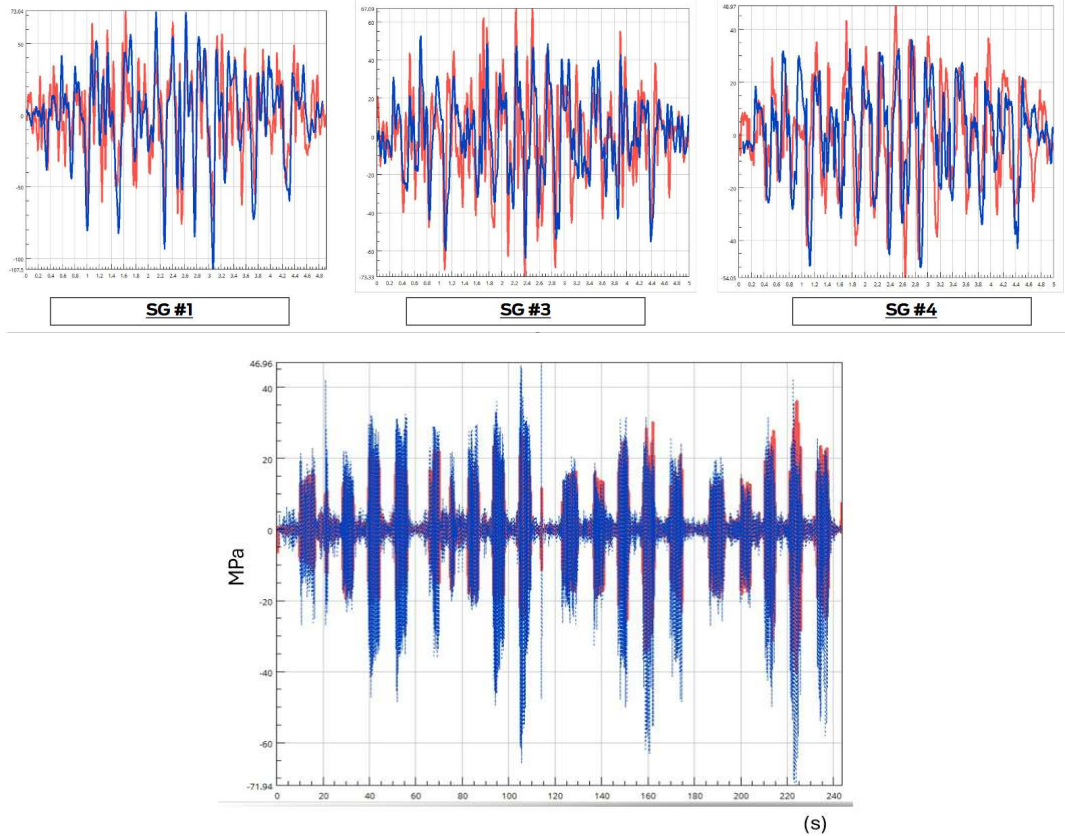
Şekil 4.12: Hesaplanan yüklemeye değerleri.

Düz çizgi ayarı (Flat Line Adjustment), veri işleme ve sinyal analizinde, verideki temel kayma veya sapmaları düzeltmek için kullanılan bir tekniktir. Bu yöntem, veri ölçümlerinin veya sinyal değerlerinin sıfır (veya temel) seviyesinden başlamasını

sağlar ve verinin standart bir referans noktasına göre daha net analiz edilmesine olanak tanır. Flat Line Adjustment ile Gürültü Azaltma ve veri karşılaştırılması yapılması kolaylaştırılır.

4.6 Genleme Korelasyonu

Genleme korelasyonu, mekanik bileşenlerin dayanıklılığını ve yapısal bütünlüğünü doğrulamada kritik bir adımdır. Fiziksel rig testleri sırasında elde edilen genleme ölçümlerini sayısal simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırarak, mühendisler tutarsızlıkları tespit edebilir, hesaplama modellerini kalibre edebilir ve gerçek operasyonel yükler altında performansa dair içgörüler kazanabilirler. Bu süreç, test edilen bileşenin güvenlik, performans ve güvenilirlik standartlarını karşıladığından emin olmak için önemlidir. Deneysel genleme sonuçlarını Sonlu Elemanlar Analizi (FEA) simülasyonları ile ilişkilendirerek, mühendisler model doğruluğunu artırabilir, potansiyel gerilme yoğunlaşmalarını dikkate alabilir ve malzeme varsayımları ile sınır koşullarını iyileştirebilirler. Çalışmalar, doğru genleme korelasyonunun yorulma ömrünü tahmin etmede ve erken arızaların önlenmesinde önemli olduğunu göstermiştir. Şekil 4.13 hesaplanan gerilmelerin korelasyonuna aittir.



Şekil 4.13: Ölçülen gerilme ve analizde hesaplanan gerilme ile kıyaslaması.

Yapılan çalışma ile iyi bir korelasyon yakalanmıştır. Ancak oluşan farkların aşağıdaki nedenler kaynaklı olabileceği düşünülmektedir. X ve y eksenlerinde süspansiyon makasının davranışları doğrusal olmayan süspansiyon katılığı, amortisöre gelen yüklemeler, katılığa katkısı olan ama modellemede ihmal edilen çeşitli parçalar (bazı rulmanlar, burçlar, aks şaftlar, fren kaliperleri), lastik katılığının bilinmemesi ek olarak ölçüm hataları, strain gauge konumlandırması kaynaklı hatalar ve strain gauge hassasiyeti gösterilebilir. Sonuç olarak, sisteme etki eden diğer etkiler göz önüne alındığında sistemin doğru bir şekilde temsil edilebildiği gözlemlenmektedir.



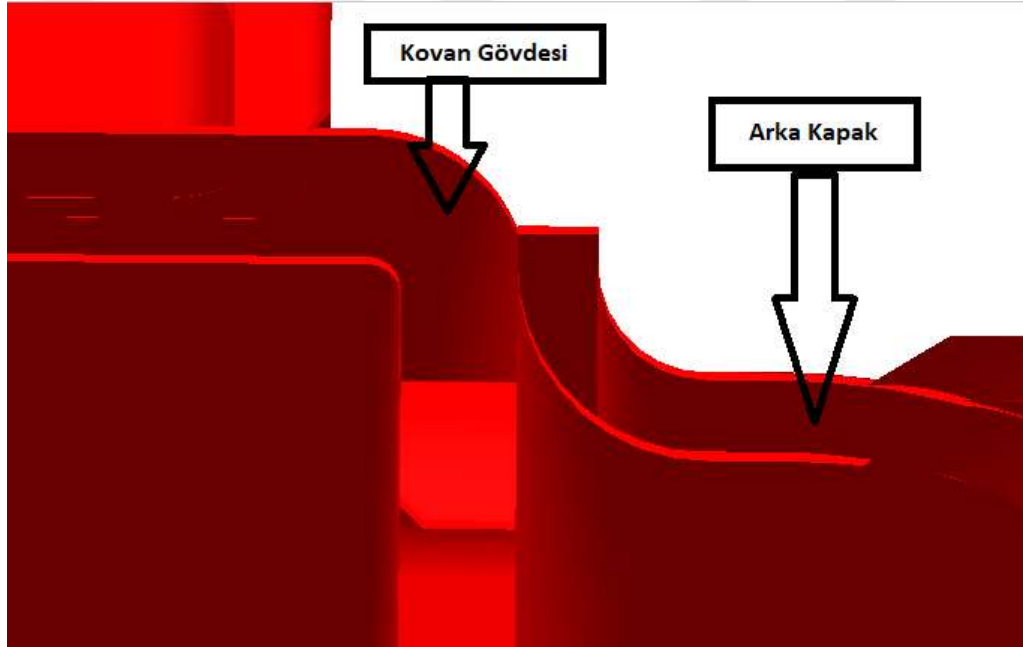
5. TASARIM İYİLEŞTİRME ÇALIŞMASI

5.1 Kovan Tasarımına Ait Detaylar

Bu bölümde devreye alınmak istenen aks kovanı için yapılan mühendislik çalışmasında, devreye alınmak isteyen arka aks kovanında yapılan tasarım değişiklikleri, tasarım değişikliklerinin analiz ile kıyaslaması ve en sonunda da seçilen tasarımın neden seçildiğinin gerekçelendirilmesi yapılacaktır.

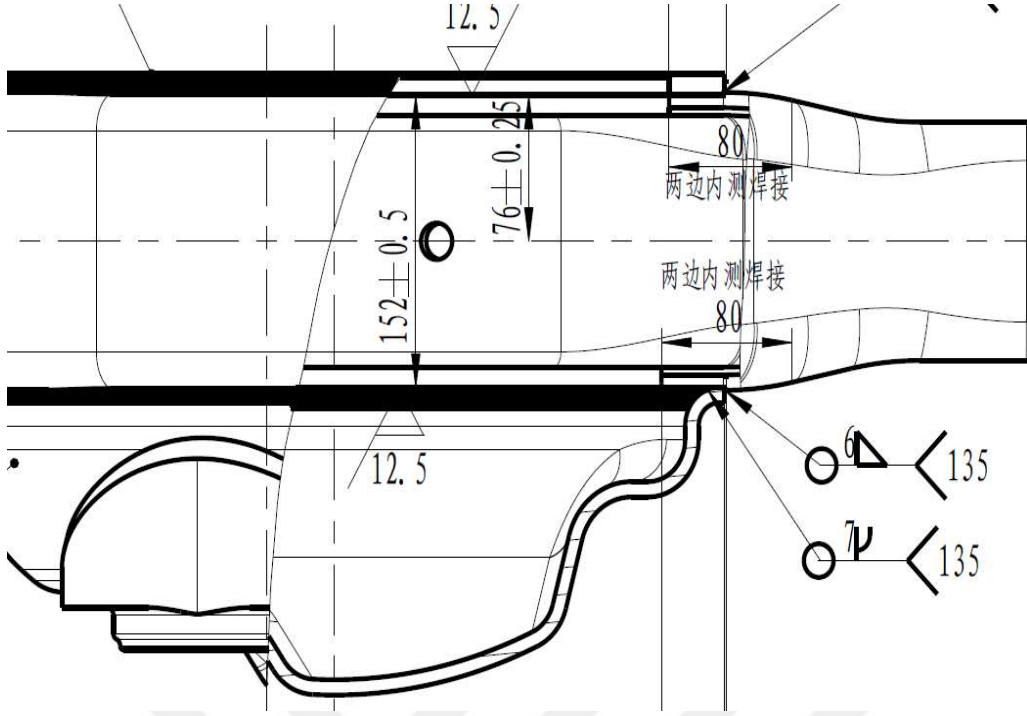
Seçilen tasarımın neden seçildiğinin gerekçelendirilmesi için arka aks kovanına ait detaylar verilmiştir.

Arka Aks kovanı, iki simetrik yarıdan oluşan ve birbirine kaynatılan kovan gövdesinden ve buna kaynatılan arka kapaktan oluşur. Kapak ve gövdenin birleşim noktası aşağıdaki gibidir. Şekil 5.1 aks kovanının detayını içermektedir.



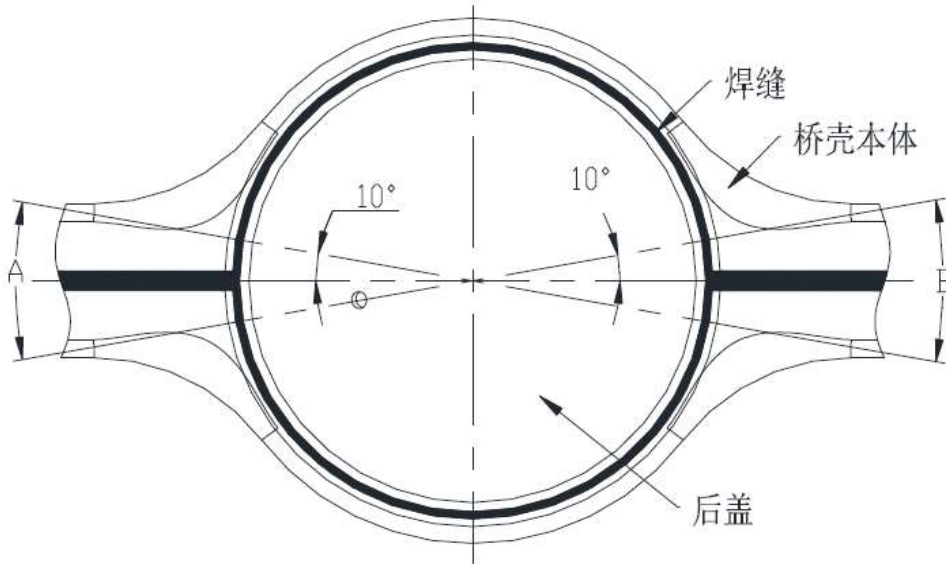
Şekil 5.1: Kovan ve arka kapak.

Tasarımda kapak ve gövdeyi tutan bir iç kaynak ve bir dış kaynak vardır. Dış kaynak köşe kaynak ve iç kaynak ise içbükey kaynak formundadır. Kaynak dikişlerine ait Teknik resim Şekil 5.2’de bulunabilir.



Şekil 5.2: Kaynaklı tasarım.

Dış ve iç kaynak sırasıyla robotik bir kaynak makinesi yardımıyla, kovan kendi ekseninde çevirilerek yapılır. Kaynak dikişlerinin başlangıç ve bitiş pozisyonları aşağıda görüldüğü gibi A ve B yayları arasındadır. Şekil 5.3 kaynaklı tasarımın detaylarını içermektedir.



Şekil 5.3: Kaynaklı tasarım.

Kovan gövdesinde malzeme olarak Q460, arka kapak gövdesinde ise Q355 standardı çelikler kullanılmıştır.

Kovanın gövdesi ve arka kapağı, gaz örtülü ark kaynağı yöntemi olan MAG yöntemi ile yapılmaktadır. MAG tipi kaynakta, bir koruyucu gaz örtüsü altında sonsuz tel elektrodun eritildiği ve kaynak bölgesini çevresel etkilere karşı koruyan bir kaynak yöntemidir. Bu yöntem ile hemen hemen her malzeme kaynaklanabilir, otomatikleştirilebilir ve diğer gaz örtülü kaynak türlerine kıyasla daha ucuz olması sebebiyle tercih edilmektedir.

5.2 Yorulma Ömrünü İyileştirecek Uygulamalar

Araç testi sırasında aks kovanında görülen yorulma hasarını azaltmak için hem kovan geometrisi hem de kovan ve kapak kaynağı ile kaynak yöntemi değişiklikleri düşünülmüştür.

5.2.1 Kovan tasarımındaki değişiklikler

Kaynaklı aks kovanları, uzun yıllardır otomotiv sektöründe çeşitli segmentlerde araçların tasarımında kullanılmakta olan tahrik organı elemanlarıdır.

Yapılan çalışmada söz konusunu olan arka aks, müşteri kullanımına sunulacak olan bir araç projesi çerçevesinde devreye alınmak istemektedir. Yapılan çalışmalar bu projenin devreye alınması için çizilen çerçeveye mutabık kalacak şekilde ve proje için ayrılan bütçe sınırlarında kalacak şekilde yapılmıştır.

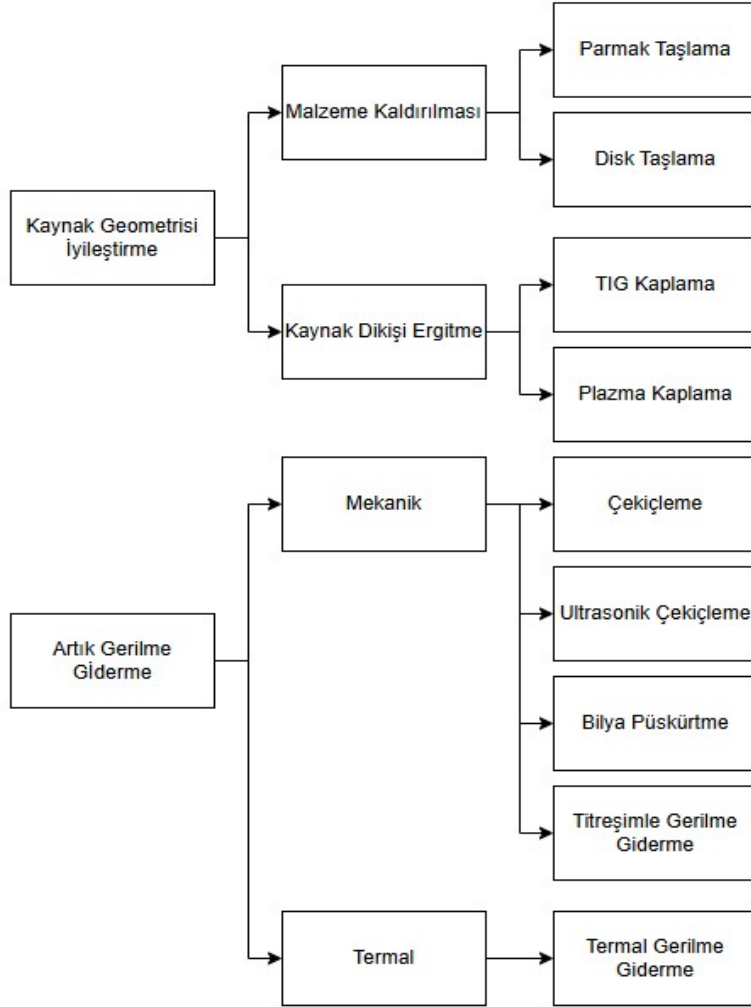
Ek olarak, devreye alınacak ürün, sadece bu çalışmayı yapan OEM'in kullandığı bir ürün değildir. Dolayısıyla arka aks tedarikçisi firmanın diğer müşterilerini, aks kovanının üretim yöntemini ve diğer müşterilerin ihtiyaçlarının dışına çıkmayan ve bu şartlarda hasar görülen araç tipinde güvenilir bir şekilde kullanılacak mühendislik değişikliklerinin yapılması için çalışma yürütülmüştür.

Dolayısıyla, kaynak yönteminde, kovan geometrisinde, kovan malzemesinde, kalınlığında ve aks kovanı üretimi için kullanılan kalıpların geometrisinde büyük değişiklikler yapılması imkanı yoktur.

5.2.2 Kaynaklı yapılarda yorulma hasarını gidermek için yapılabilecek uygulamalar

Kaynaklı yapılarda yorulma ömrünün iyileştirilmesi için, geometri optimizasyonu, gerilme yığılma faktörlerinin azaltılması haricinde kaynaklı yapılara özel olarak aşağıdaki değişiklikler yapılarak yorulma performansı iyileştirilebilir [19]. Uygun

malzemelerin seçimi ve çelik yapılara belirli işlemlerin uygulanması, malzemenin çatlak başlama ve ilerleme direncini artırarak yorulma ömrünü önemli ölçüde uzatabilir. Şekil 5.4'te yorulma ömrünü arttırıcı işlemler görülebilir.



Şekil 5.4: Kaynaklı yapılarda yorulma ömrü arttırıcı işlemler[19].

Yüzey işlemleri, yüzey tabakasında basma gerilmeleri oluşturarak çatlak oluşma olasılığını azaltır. Bu işlemler arasında bilya püskürtme gibi yüzey sertleştirme işlemleri bulunur. Kaynak Sonrası Isıl İşlem, kaynaklı yapılar için uygulandığında kaynak sonrası kalan gerilmeleri azaltabilir. Termal işlem gibi gerilme azaltıcı yöntemler, iç gerilmeleri ortadan kaldırarak yorulma direncini artırabilir.

Bir yapının kaynak kalitesinin artırılması, döngüsel yükleme altında yorulma performansını doğrudan etkiler, çünkü kaynak noktaları sıklıkla en hassas bölgeler arasındadır. Kaynak kalitesini artırma teknikleri, kaynak dibindeki gerilme yığılmalarını ve artık gerilmeleri azaltmaya odaklanır.

Kaynak dibi taşlama, kaynak dibini daha yumuşak ve kademeli bir profile dönüştürerek çentik etkisini azaltır ve gerilme yığılmalarını düşürür.

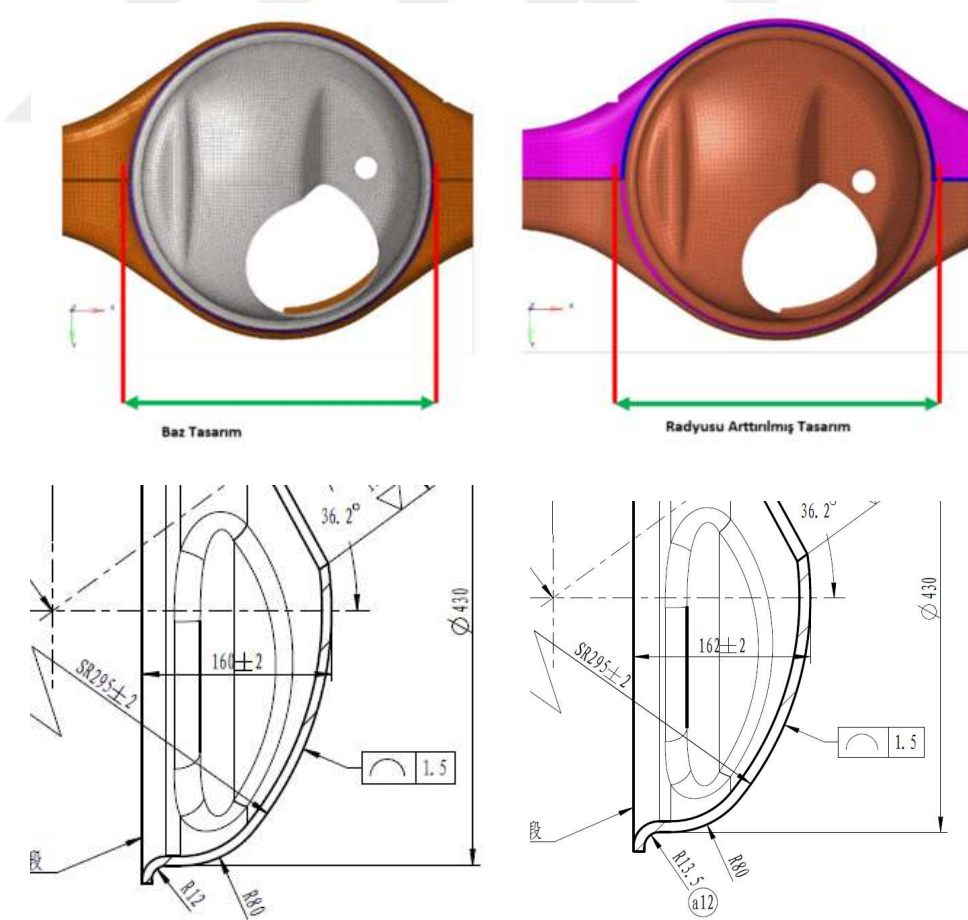
TIG kaplama, kaynak dibi alanını yeniden eriterek profilini iyileştirir ve yüzey kusurlarını azaltır. TIG düzeltmenin küçük çatlakları ve kaynak dibindeki diğer süreksizlikleri ortadan kaldırarak yorulma ömrünü önemli ölçüde uzattığını göstermektedir.

Kaynak bölgesinden taşlama ile malzeme kaldırma işlemi, yüzeyde yararlı basma gerilmeleri oluşturarak yorulma direncini artırır. Bu basma gerilmeleri, yüklem sırasında meydana gelen çekme gerilmelerini dengeleyerek yorulma direncini artırır.

5.3 Aks Kovanı Tasarım İyileştirme Çalışması

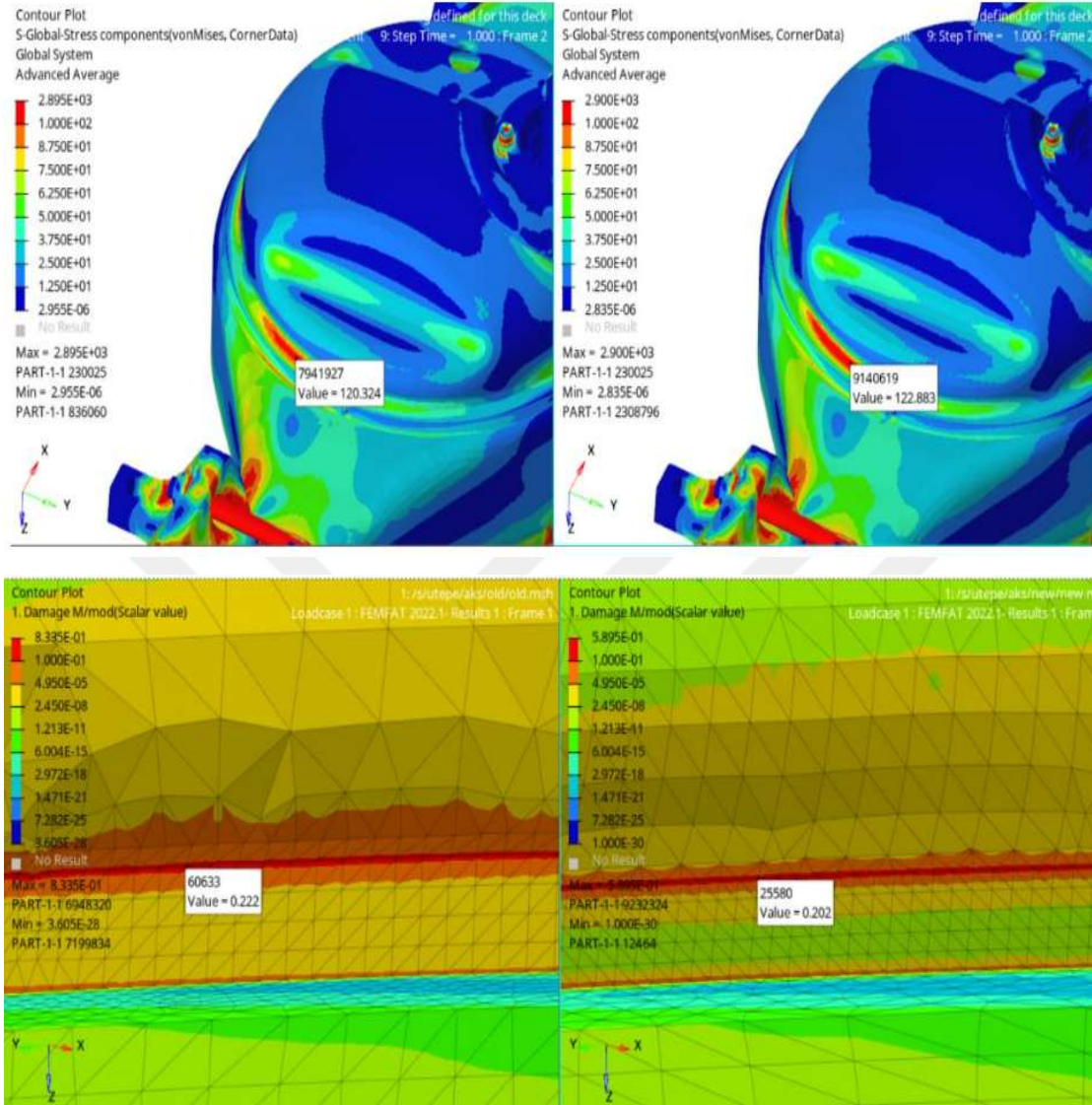
5.3.1 Faz-1 tasarım seçenekleri

Faz-1 çalışmada baz tasarım ve baz tasarıma ait radyus değişikliğinin modellenmesi ve yorulma dayanımı analizi çalışması yapılmıştır. Çalışma Şekil 5.5'te görülmektedir.



Şekil 5.5: Baz tasarım ve radyusu arttırılmış tasarım.

Şekil 5.6’da ise yapılan analiz sonucu görülebilir.



Şekil 5.6: Gerilme ve hasar analizi.

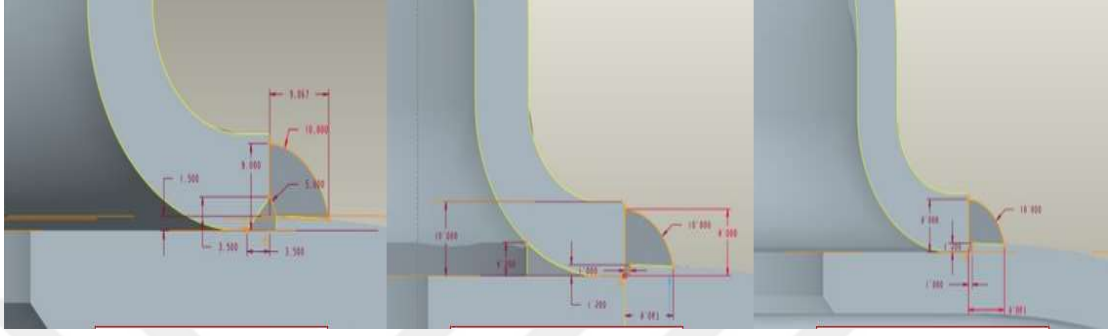
Yapılan analizle %10’a yakın bir ömür artışı görülmüştür. Ancak yapılan analizin araç şartlarında toplanmamış verilerle yapılması ve yorulma hasarına uğrayan parçada da hasar görülmemesi sebebiyle faz 2 için analiz süreci başlatılmıştır. Çizelge 5.1’de analize ait sonuçlar verilmiştir.

Çizelge 5.1: Faz-1 ömür hesabı.

Analizi Yapılan Parça	Hasar Değeri (Hedef <= 1)	Ömür
Baz Parça	0.222	%450
Radyusu Arttırılmış Tasarım (R12->R13.5)	0.202	%495

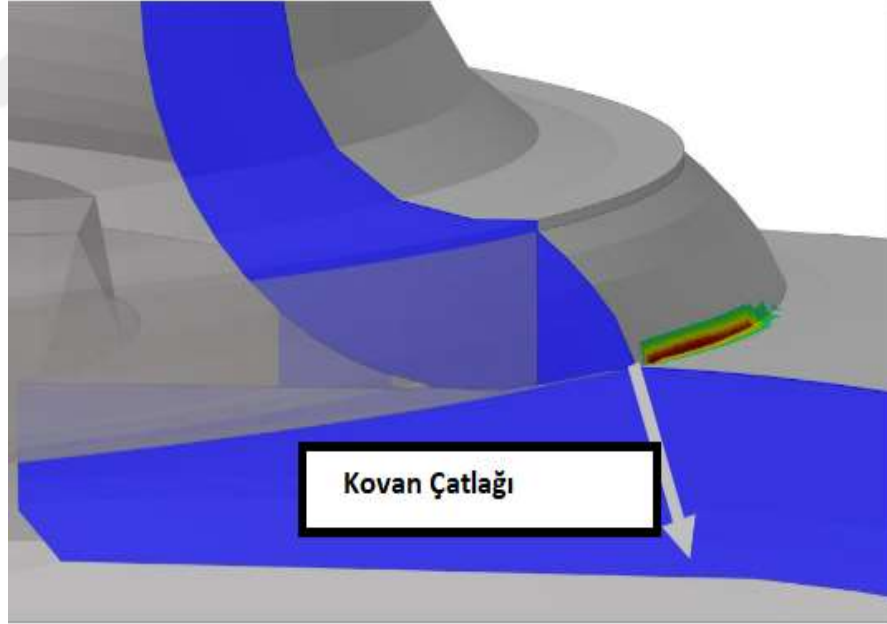
5.3.2 Faz-2 Tasarım Seçenekleri

2. iterasyon çalışmada, baz seviyede hasar gören tasarım, bu tasarımın radyusu arttırılmış hali, ve sonrasında üç farklı kaynaklı tasarım çalışılmıştır. Arka kapak şekillendirilmesinde kullanılan 8 mm sac yerine 10 mm sac tasarımına geçilmiştir. Şekil 5.7’de kaynak geometri tsaarım önerileri görülmektedir.



Şekil 5.7: Kaynak geometrileri tasarımları.

Yapılan yorulma analizi sonucunda üç opsiyonda da tasarımda arka kapak yorulma açısından güvenli olduğu görülmüştür.



Şekil 5.8: Kovan hasarı.

Ancak arka kapaktaki kalınlaşma oluşan hasarın arka kapak ile gövde arasındaki kaynak dibinde oluşan hasar, bu değişiklikler sebebiyle katılığı artan arka kapak sebebiyle kovan gövdesine kaymıştır. Bu sebeple parçanın ömür beklentisi %100’ün altına düşmüştür. Şekil 5.8’de bu hasar görülmüştür. Çizelge 5.2’de bu çalışmadaki analiz sonuçları paylaşılmıştır.

Çizelge 5.2: Faz-2 ömür hesabı.

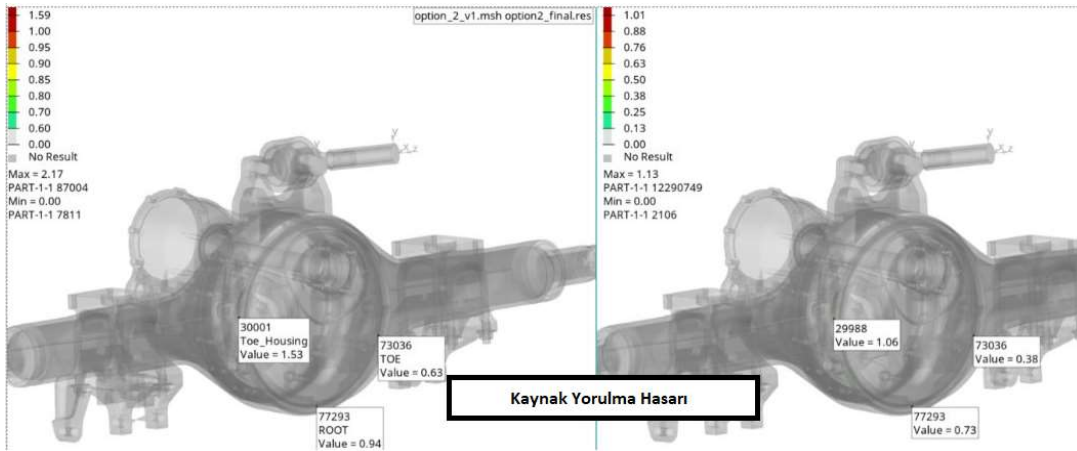
Analizi Yapılan Parça	Hasar Değeri (Hedef ≤ 1)	Ömür
Baz Tasarım	2.85	%35
Radyusu Arttırılmış Tasarım (R12- >R13.5)	2.32	%43
Opsiyon 1	1.56	%64
Opsiyon 2	1.53	%65
Opsiyon 3	3.57	%28

Parçanın ömrü istenileni karşılamadığı için Opsiyon 2 üzerinde ek tasarım çalışmaları yapılmıştır. Yapılan değişiklikler aşağıdaki çizelgede verilmiştir. Çizelge 5.3'te 2. opsiyon tasarım değişiklikleri verilmiştir.

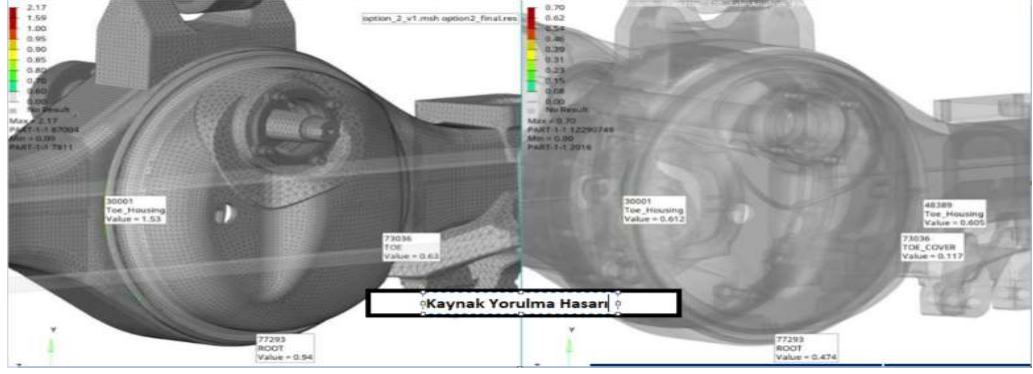
Çizelge 5.3: 2. opsiyon tasarım değişiklikleri.

Tasarım	Yapılan Değişiklik
Opsiyon 2.1	Aks Kovanı Gövdesi Sac Kalınlığını 12 mm'den 14 mm'ye çıkarmak
Opsiyon 2.2	Aks Kovanı Gövdesi Sac Kalınlığını 12 mm'den 16 mm'ye çıkarmak
Opsiyon 2.3	Kovan Gövdesi Ek Destek Sacları Kaynatmak

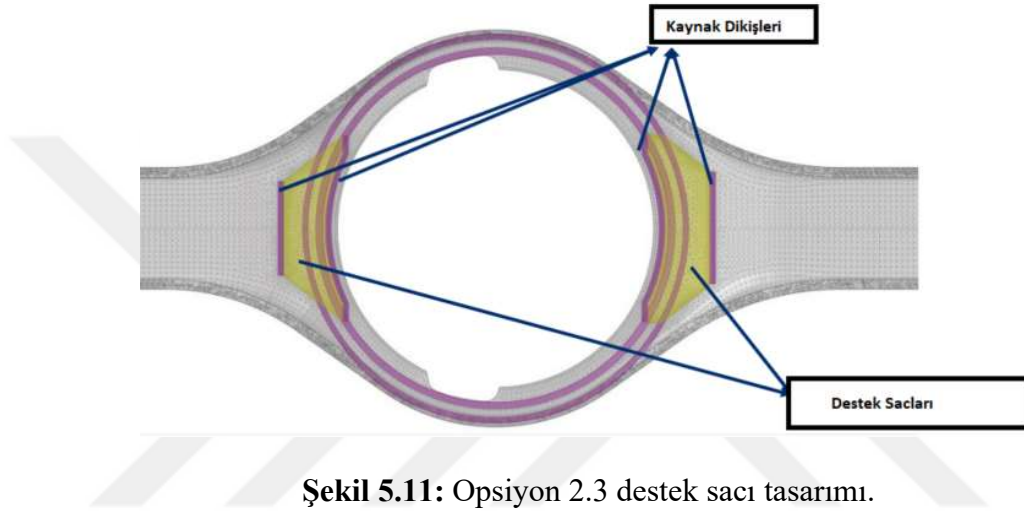
Şekil 5.9, 5.10, 5.11 ve 5.12'te bir yapılan analizlere ait hasar analiz görselleri verilmiştir.



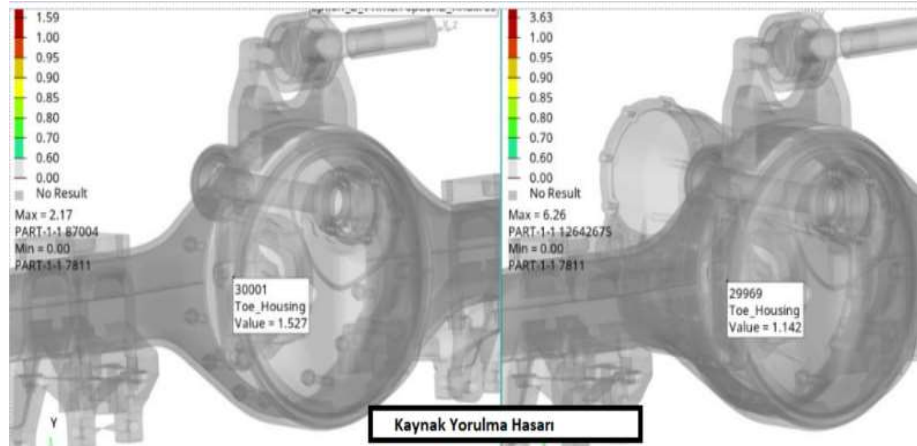
Şekil 5.9: Opsiyon 2.1 hasar analizi.



Şekil 5.10: Opsiyon 2.1 ve 2.2 kıyaslaması.



Şekil 5.11: Opsiyon 2.3 destek sacı tasarımı.



Şekil 5.12: Opsiyon 2.3 hasar analizi.

Sonrasında opsiyonlardan yorulma ömrü açısından en iyi performans gösteren opsiyon olan 2. Opsiyon seçilerek tasarım değişiklikleri ile hedef ömre ulaşabilecek tasarım seçilmiştir. Buna ek olarak aks kovani imalatını ve maliyetini az etkilemesi durumu da seçilmiştir. Sonuç olarak, yapılan tasarım çalışmasında çalışılan opsiyonlar ve bu tasarımlara ait hasarlar Çizelge 5.4’te özetlenmiştir.

Çizelge 5.4: Tasarım çalışması özeti.

Tasarım	Kaynak Hasarı (Hedef ≤ 1.0)	Ömür
Baz Tasarım	2.83	%35
Radyusu Arttırılmış Tasarım (R12->R13.5)	2.32	%43
1. Opsiyon	1.56	%64
2. Opsiyon	1.53	%65
3. Opsiyon	3.58	%27
2. Opsiyon (14 mm Kalınlıkta Kovan Gövdesi)	1.06	%94
2. Opsiyon (16 mm Kalınlıkta Kovan Gövdesi)	0.61	%163
2. Opsiyon, (Destek Halkası Kaynatılmış)	1.75	%57

5.4 Tasarım Seçilmesi Gerekeçesi

Bu seçenekler arasında 16 mm kalınlıkta kovan gövdesi sacı seçeneği seçilip sonrasında bu tasarımın validasyonu için rig ve araç testi planlanmıştır. Bu tasarımın sebebi verilen seçenekler arasında imal edilebilirlik, maliyet etkisi ve ağırlık artışı olarak uygun olup, yapılan analiz sonuçlarında beklenen ömrü veren tek seçenek olmasıdır.

6. TEST RİĞİ İLE VALİDASYON

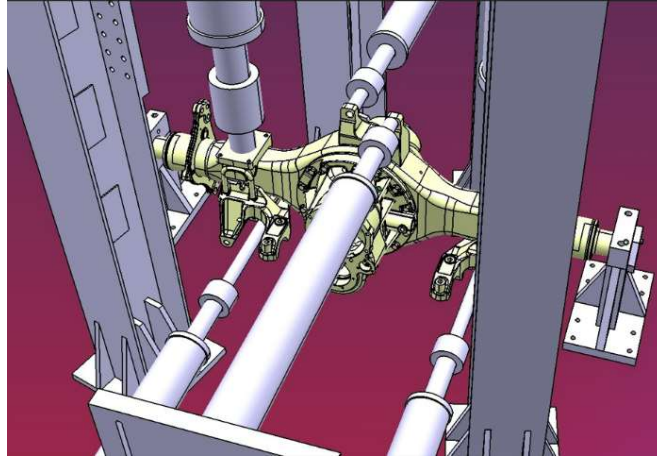
Mühendislik tasarımı ve analizinde Sonlu Elemanlar Yöntemi ile yapılan analizler ile ürün tasarlanma, analiz edilme ve optimize edilme yöntemini kökten değiştirmiştir. Ancak, yapılan analizin doğruluğu büyük ölçüde test rigleri tarafından sağlanan verilerin doğruluğuna ve güvenilirliğine dayanır. Bu veriler, hesaplamalı sonuçların gerçek dünya koşullarını doğru bir şekilde yansıtmasını sağlamak için kritik bir rol oynar. Bir test rigi, analiz modellerinin gerçek verilerle kıyaslanmasını sağlar, bu da simülasyon sonuçlarının doğruluğunu değerlendirmek için önemlidir. Gerçeklik ile model arasındaki farklılıkları ortaya çıkararak, mühendislerin daha doğru tahminler yapabilmesi için modeli iyileştirmelerine olanak tanır. Test rigi verileriyle analiz modellerinin güvenilirliği sağlandığında, tasarım hatalarının riski azalır. Bu durum, otomotiv, havacılık ve ağır makine bileşenleri gibi güvenlik açısından kritik uygulamalar için hayati önem taşır. Test riglerinden elde edilen verilerle yapılan analizlerin daha hassas tahminler yapmasını sağlar. Bu, özellikle yorulma ve dayanıklılık analizlerinde kritik olan doğru yük ve gerilme dağılımlarının elde edilmesinde önemli rol oynar.

6.1 Test Rigi FEM Modeli

Tasarımı dondurulan aks kovanı tasarımından sonra, yapılan analizlerin validasyonu için çok eksenli bir yorulma rigi kurulma gereği duyulmuştur.

Fikstür tasarımı yapıp, tasarım optimizasyonu çalışmasında yapılan analizlere benzer bir model kurulmuştur.

Kurulan test rigi araç şartlarında aks kovanına gelen hızlanma/ yavaşlama ve şaseyi yüklemeyen kaynaklı oluşan kuvvetleri yansıtacak şekilde konfigüre edilmiştir. Ek olarak aks kovanını tahrik edebilmesi için pistonları aks kovanı bağlantı yüzeylerine bağlayan fikstürler tasarlanmış ve modellenmiştir. Şekil 6.1'de bu rige ait görsel görülmüştür.



Şekil 6.1: Rig test düzeneği.

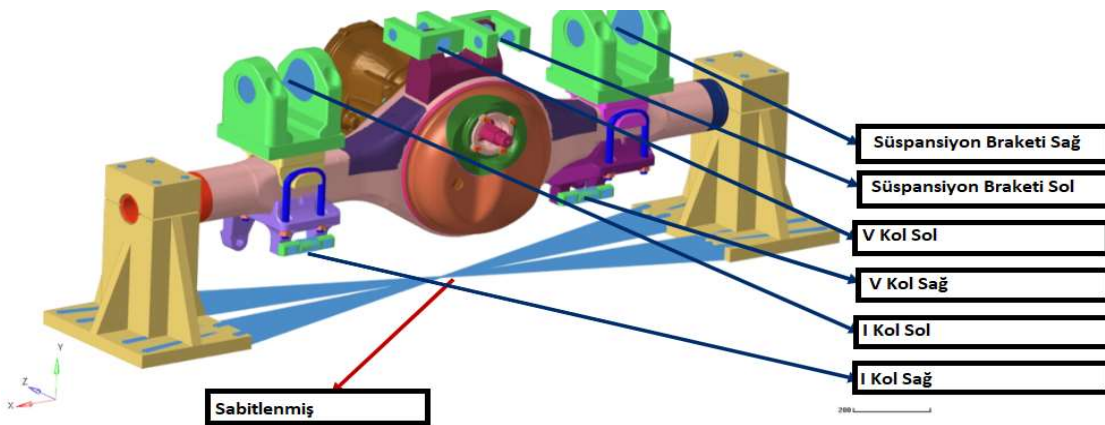
Kurulan modele ait özellikler aşağıdaki gibidir.

Aks kovani, arka kapağın katılığını etkileyen parçalarla birlikte (diferansiyel kovani, arka çıkış şaftı ve rig düzeneğinin fikstürleri) modellenmiştir.

Aks kovani modeli muylu tarafından sabitlenmiştir. Model FEMFAT'ta 6 farklı noktadan doğrusal süperpozisyon tekniğiyle değişken şartlarda yüklenmiştir. Aks kovanında akma gözlenmediği varsayımıyla bütün parçaların malzemeleri elastik olarak modellenmiştir. Çizelge 6.1'de malzeme kartı verilmiştir. Şekil 6.2'de test rigi modeline ait görsel verilmiştir.

Çizelge 6.1: Malzeme kartı.

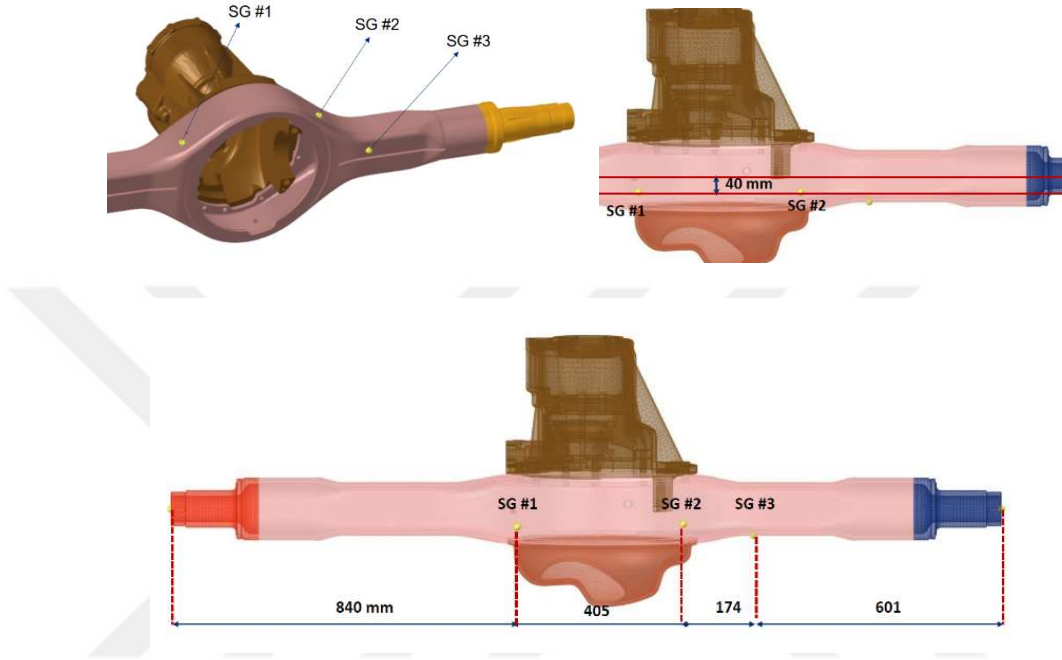
Malzeme	Elastisite Modülü (GPa)	Poisson Oranı	Yoğunluk (ton/mm ³)
Çelik	207	0.29	$7.8 \cdot 10^{-9}$



Şekil 6.2: Test rigi modeli.

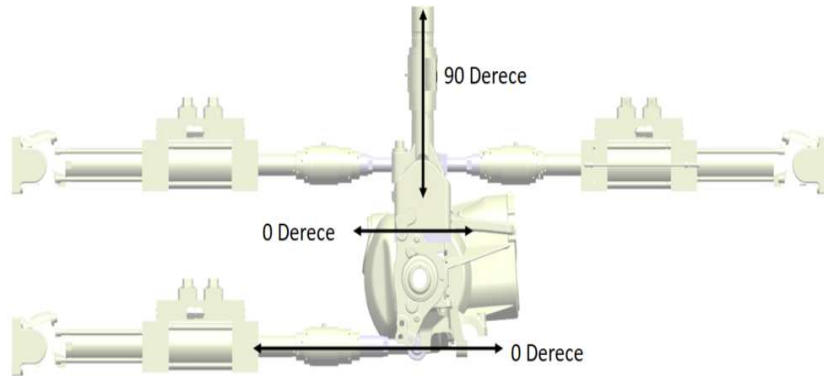
6.2 Test Rigi Enstrümantasyonu

Test riginde yapılan çalışmada, kovan üzerinde aşağıdaki noktalardan strain gauge bağlanarak yapılan yorulma analizleri ile korelasyon sağlanmıştır. Enstrümantasyon yapılan noktalar RLD verisi toplanan araç ile aynıdır. Şekil 6.3'te konumlar gösterilmiştir.

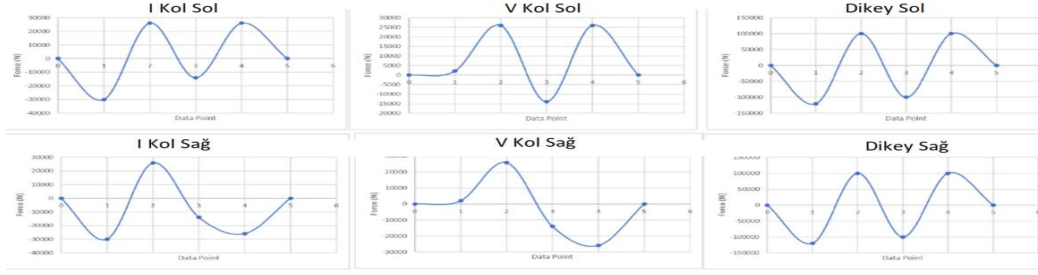


Şekil 6.3: Strain gauge konumları.

Test riginde aks kovanına aşağıdaki noktalardan bilgisayar kontrollü hidrolik eyleyicilerle kuvvet uygulanmıştır. Şekil 6.4'te eyleyiciler ve kovanın bulunduğu test rigi düzeneği görülebilir. Şekil 6.5'te bu eyleyicilerin uyguladığı kuvvet grafikleri verilmiştir.



Şekil 6.4: Test rigi düzeneği.



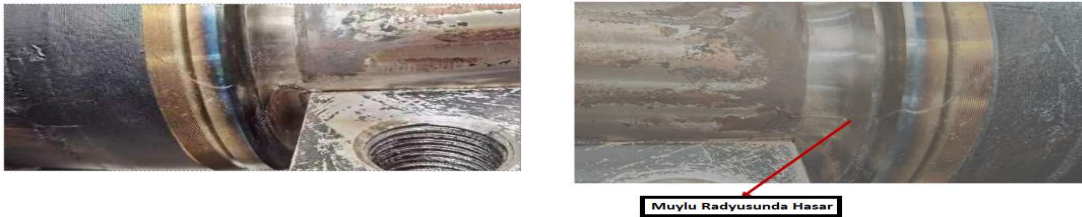
Şekil 6.5: Uygulanan yükler.

6.3 Eşdeğer Yükleme Döngüsü Oluşturulması

Bu çalışma, yol yük koşulları dikkate alınarak bir yükleme senaryosu ve görev döngüsü oluşturulmasını amaçlamaktadır. Araçların gerçek çalışma koşullarını daha iyi temsil edebilmek için, çeşitli yol yüzeylerinde maruz kalınan kuvvetler ve titreşimler gibi yüklemeler incelenmektedir. Bu kapsamda, tüm uyarımların maksimum ve minimum yol yükü (RLD) değerleri analiz edilerek, yol koşullarına uygun bir yükleme bloğu oluşturulmaktadır. Elde edilen bu basitleştirilmiş yükleme bloğu, gerçek yol yüklerini yansıtan bir simülasyon ortamı sağlayarak, bileşenlerin dayanıklılık ve performans testlerinde kullanılabilir. Böylece, aracın çalışma ömrü boyunca karşılaşılabileceği yük durumları ve bu yüklerin neden olabileceği etkiler daha iyi anlaşılabilir ve güvenilirlik analizleri yapılabilir. Bu tür bir yükleme senaryosu, özellikle araç parçalarının uzun vadeli dayanıklılığı ve güvenliği açısından kritik bir öneme sahiptir.

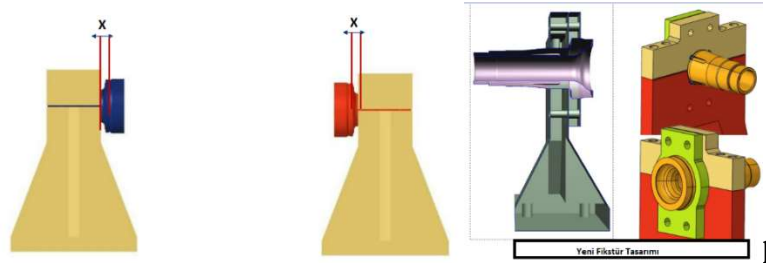
6.4 Test Rigi Yorulma Sonuçları

Test rigi ile yapılan yorulma analizlerinde, RLD datası ile elde edilen yükleme koşullarının minimum ve maksimum değerlerinin alınarak basitleştirilmiş bir yükleme bloğu oluşturulmuştur. Test rigi çalışması sırasında, 311000 döngü sonra kovan ile muylu arasında aşağıdaki şekilde beklenmeyen bir hasar oluşmuştur. Şekil 6.6’da bu hasar görülebilir.



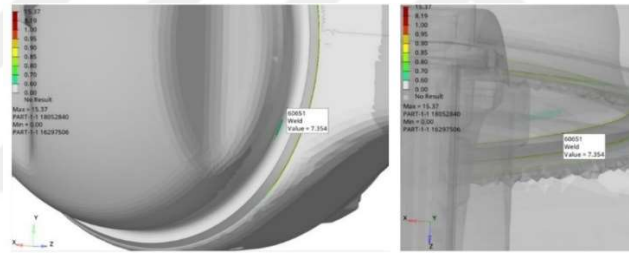
Şekil 6.6: Muylu hasarı.

Yeni fikstür tasarımı yapılarak muyluya gelen aksel yükleri ve momentleri taşıyacak bir tasarıma geçilerek tekrardan analiz yapılmıştır. Şekil 6.7’de fikstür tasarımları görülmektedir.

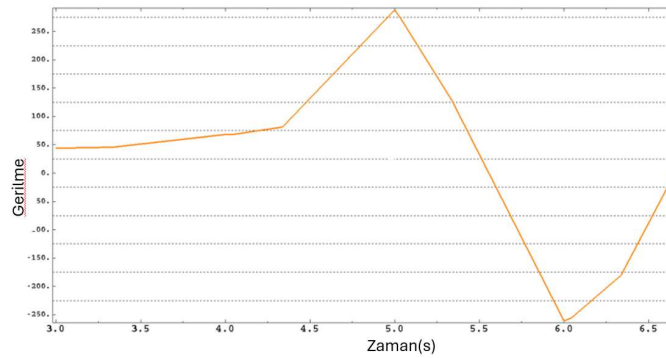


Şekil 6.7: Eski ve yeni fikstür tasarımı.

Yeni tasarımlı fikstürle koşan analizlerde muylu bölgesinin hasar görmeyip, gerçek koşullarda hasar gören kovan arka kapak bölgesinde hasar hesabı yapılmıştır. Şekil 6.8 ve Şekil 6.9’da çok eksenli rig testi üzerindeki hasar analizine ait görsel bulunmaktadır.



Şekil 6.8: Hasar analizi.



Şekil 6.9: Muyluda hesaplanan gerilme ve hasar.

Yenilenen Muylu fikstürü tasarımı ile aynı şartlar altında yapılan rig testinde kovan bölgesi test süresi sonrasında hasara uğramamıştır. Sonrasında hasar gören test ile aynı şartlarda yapılan testlerde kovanda benzer bir hasar görülmemiştir. Validasyonu tamamlanan aks kovana devreye alınarak çalışma tamamlanmıştır.

Test riginde incelenen kovan ve araç testinde koşan kovanlar yapılan çalışma sonrasında Manyetik Parça Muayenesi ynlemi ile incelenerek kovanda hasar oluşup oluşmadığı incelenmiştir. Yapılan çalışmanın sonucunda görsel hasar olmadığı gibi, mikro-çatlak olmadığı da gözlemlenmiştir. şekil 6.10’da muayene sonucuna ait bir görsel verilmiştir. Bunun zerine parçanın yorulma açısından validasyonu tamamlanmıştır.



şekil 6.10: Manyetik parça muayenesi.

7. SONUÇLAR

Yapılan çalışmanın amacı, araç testleri sırasında beklenmeyen bir yorulma hasarına uğrayan yeni bir aksa ait kovanın hasara uğrama sebebinin bulunması ve aynı şartlar altında hasara uğramayacak şekilde tasarım optimizasyonunun yapılarak ürünün başarıyla devreye alınmasıdır.

İlk olarak yeni aks kovanında yapılan araç testinde kovandan alınan numune ile oluşan hasar tipinin yorulma kaynaklı olduğu belirlenmiştir. Hasar oluşan bölgede radyusu arttırılmış bir tasarım yapılmıştır. Sonrasında baz tasarım ve radyusu arttırılmış tasarım analiz ortamında modellenerek ömür hesabı belirlenmiştir. Analitik hesaplara göre yapılan bu analizde her iki parçanın da yorulma dayanımı olarak güvenli olduğu ve yeni tasarımla %10'luk bir ömür artışı sağlandığı bulunmuştur. Ancak yeni tasarımın ve baz tasarımın hasar almasından dolayı, yapılan çalışmanın ve tasarım optimizasyonun yeterli olmadığı görülüp bir sonraki aşamaya geçilmiştir.

Bu aşamada öncelikle test parkurunda koşan aracın enstrümantasyonu yapılmış ve kovan üzerine etki eden kuvvetler veri işleme programlarıyla işlenmiştir. Enstrümante edilen parçalar parçaya özel hazırlanmış rig testlerinde kalibre edilerek kovana gelen kuvvetler bulunmaya çalışılmıştır. Bu aşamada imalatta uygulanabilecek, maliyeti yükseltmeyecek ve uygulanması fizibil olabilecek tasarım değişiklikleri göz önüne alınarak 3 farklı tasarım opsiyonu geliştirilmiştir. Bu opsiyonlardan birincisi iç kaynağın silinip dış kaynağın çift dikişin üst üste yapıldığı, ikincisi arka kapaktaki radyusun arttığı, arka kapak kalınlığının arttığı ve kaynak geometrisinde değişiklik içermektedir, üçüncü opsiyonda ise iç taraftaki kaynak dikişi silinip dışarıdaki kaynak kalmaktadır.

Bu çalışmada araçta yapılan RLD ölçümlerinden elde edilen analizler ve önceki analizde yapılan baz ve radyusu arttırılmış tasarım kıyaslandı. Elde edilen sonuçlarda yapılan değişikliklerin yeterli olmadığı ve yorulma ömrünün daha da iyileştirilmesi gerektiği görüldü. Çıkan sonuçlar aşağıdaki tabloda verilmiştir.

En iyi performans gösteren ikinci opsiyon baz alınarak yeni tasarım önerileri geliştirildi. Bu tasarımda parçada görülen hasar kovan kapağından gövdeye doğru kaydığı için, aks kovanına ait gövdenin kalınlaştırıldığı opsiyonlar değerlendirildi. Ek olarak gövdeye katılığı arttıracak destek sacları kaynatılması opsiyonu değerlendirildi. Yapılan analizlerde en çok ömür iyileşmesinin arka kapak kalınlığının 10 mm ve kovan gövdesi kalınlığının 16 mm'ye çıkartıldığı çalışma olduğu görüldü. Çizelge 7.1'de sonuçlar özetlenmiştir.

Çizelge 7.1: Tasarım çalışması özeti.

Tasarım	Kaynak Hasarı (Hedef ≤ 1.0)	Ömür
Baz Tasarım	2.83	%35
Radyusu Arttırılmış Tasarım (R12- >R13.5)	2.32	%43
Opsiyon	1.56	%64
2. Opsiyon	1.53	%65
3. Opsiyon	3.58	%27
2. Opsiyon (14 mm Kalınlıkta Kovan Gövdesi)	1.06	%94
2. Opsiyon (16 mm Kalınlıkta Kovan Gövdesi)	0.61	%163
2. Opsiyon, (Destek Halkası Kaynatılmış)	1.75	%57

Tasarım ortaya çıktıktan sonra araç testinden önce kovana araçta gelecek yükleme durumunu simüle edebilecek bir rig testi düzeneği hazırlandı. Bilgisayar kontrollü ve 6 farklı noktadan kovana kuvvet uygulanması imkanı sağlayan bu rig için fikstür tasarımı yapıldı, RLD çalışması sonucunda ortaya çıkan görev çevrimi bu sistemde uygulanabilecek şekilde eşdeğer bir görev çevrimine çevrildi. Kovan üzerinde strain - gauge'ler bağlandı ve rig üzerinde kalibrasyonu yapıldı. Rig testi modeli tekrardan analiz edildi ve yorulma ömrünün hangi aralıkta olabileceği tahmin edilmeye çalışıldı.

Test başladıktan sonra muylu tarafında araçta oluşmayan bir hasar görüldü. Fikstür tasarımı revise edilerek muyluya gelen aksel yük ve momentleri karşılayacak bir fikstürle testler ve analizler tekrar edildi.

Rig testinde aks kovanı, hedef verilen ömür olan 1.000.000 ömrü hasar olmadan geçti. Önceden yapılan test hasar dolayısıyla yeni fikstür ile test edildiği için rig testinin kiralama döneminin sonuna gelinmesiyle test bu noktada tamamlandı.

Sonrasında rig testini başarıyla geçen aks kovanı araç testinde ömür testi koştı. Testin tamamlanması sonucunda araçtan sökülen aks kovanı malzeme laboratuvarında incelendi. Herhangi bir mikro-çatlak bulunamadığı için validasyon testi başarıyla tamamlandı. Böylece aks kovanına ait tasarım optimizasyonu ile araç üzerinde test şartlarında beklenen performansı gösteren tasarım elde edildi ve yapılan testler ile validasyonu sağlandı.





KAYNAKLAR

- [1] **Firat, M.** (2011). *A computer simulation of four-point bending fatigue of a rear axle assembly*. Engineering Failure Analysis. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2011.07.005>
- [2] **Topaç, M., Günal, H., & Kuralay, N.** (2008). *Fatigue failure prediction of a rear axle housing prototype by using finite element analysis*. Engineering Failure Analysis. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2008.09.016>
- [3] **Prabhakar, M., Prasad, A. K., & Paswan, M. K.** (2020). *Fatigue Life Prediction of Lap Welds in Axle Housings Using Notch Stress Modelling Approach and Design Modifications to Overcome the Failure*. Journal of Failure Analysis and Prevention. <https://doi.org/10.1007/s11668-020-00904-y>
- [4] **Shao, Y., Liu, J., & Mechefske, C. K.** (2011). *Drive axle housing failure analysis of a mining dump truck based on the load spectrum*. Engineering Failure Analysis. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2010.12.023>
- [5] **Kepka, M., & Kepka, M.** (2017). *Calculations of fatigue life of a welded joint in the construction of the trolleybus rear axle*. Procedia Structural Integrity. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2017.07.205>
- [6] **Qinghua, M., Huifeng, Z., & Fengjun, L.** (2011). *Fatigue failure fault prediction of truck rear axle housing excited by random road roughness*. International Journal of the Physical Sciences. <https://doi.org/10.5897/ijps11.088>
- [7] **Zeren, A.** (2018). *Test rigi ve yol koşulları kullanılarak arka aks kovani yorulma davranışının incelenmesi (Yüksek Lisans Tezi)*. İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul
- [8] **Kumar, G. S., & Kumaraswamidhas, L.** (2020). *Design optimization focused on failures during developmental testing of the fabricated rear-axle housing*. Engineering Failure Analysis. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104999>
- [9] **Lippardt, S.** (2022). *Influence of the geometry on the fatigue strength of welded joints using the effective notch stress approach*. Welding in the World. <https://doi.org/10.1007/s40194-022-01409-y>
- [10] **Deshmukh, A., Venkatachalam, G., Divekar, H., & Saraf.** (2014). *Effect of Weld Penetration On Fatigue Life*. Procedia Engineering. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.12.277>
- [11] **Stephens, R. I., Fatemi, A., Stephens, R. R., & Fuchs, H. O.** (2000). *Metal Fatigue in Engineering*. John Wiley & Sons, New York

- [12] **Url-1** <https://help.3ds.com/2019/English/DSSIMULIA_Established/FesafeFatigueTheoryPdf/FesafeFatigueTheory.pdf>, erişim tarihi 1 Kasım 2024.
- [13] **ABAQUS Inc.**, ABAQUS: Theory and Reference Manuals, ABAQUS Inc., RI,
- [14] **Url-2** <<https://www.graspenengineering.com/different-types-of-fea-elements-how-to-decide-the-element-type/>>, erişim tarihi: 1 Kasım 2024.
- [15] **Hibbeler, R. C.** (2014). *Mechanics of Materials*. Pearson, London
- [16] **Yan, L. T. W.** (2016). *A Comparison of Fatigue Life Estimation on the Frequency Domain with Test Data and Time Domain Calculations*. SAE Technical Papers <https://doi.org/10.4271/2016-36-0168>
- [17] **Url-3** <<https://www.ni.com/en/shop/dataacquisition/sensorfundamentals/measuringstrainwithstraingages.html>>, erişim tarihi: 1 Kasım 2024.
- [18] **Url-4** <<https://oss.jishulink.com/caenet/forums/upload/2024/09/25/191/45541828203375.pdf>>, erişim tarihi: 1 Kasım 2024.
- [19] **Kirkhope, K., Bell, R., Caron, L., Basu, R., & Ma, K.** (1999). *Weld detail fatigue life improvement techniques*. Marine Structures. [https://doi.org/10.1016/s0951-8339\(99\)00013-1](https://doi.org/10.1016/s0951-8339(99)00013-1)

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad: BERK GÜMÜŞ

ÖĞRENİM DURUMU:

Lisans : 2021, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makina Mühendisliği

