



T.C.
KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

TOPOLOJİ OPTİMİZASYONUNA GÖRE
TASARLANMIŞ PİTMAN KOLUNUN
YORULMA DAYANIMININ İNCELENMESİ

Kubilay AÇIKGÖZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Eylül-2024
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Kubilay AÇIKGÖZ tarafından hazırlanan “Topoloji Optimizasyonuna Göre Tasarlanmış Pitman Kolunun Yorulma Dayanımının İncelenmesi” adlı tez çalışması 24/09/2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy çokluğu ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Prof. Dr. Ahmet CAN

.....

Danışman

Doç. Dr. M. Hüseyin ÇETİN

.....

Üye

Doç. Dr. Mevlüt TÜRKÖZ

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Mevlüt UYAN
LEE Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

İmza

KUBİLAY AÇIKGÖZ

Tarih: 24/09/2024

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TOPOLOJİ OPTİMİZASYONUNA GÖRE TASARLANMIŞ PİTMAN KOLUNUN YORULMA DAYANIMININ İNCELENMESİ

Kubilay AÇIKGÖZ

Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doç. Dr. M. Hüseyin ÇETİN

2024, 61 Sayfa

Jüri

Doç. Dr. M. Hüseyin ÇETİN

Doç. Dr. Mevlüt TÜRKÖZ

Prof. Dr. Ahmet CAN

Yorulma hasarları metallerin çekme dayanımından çok daha düşük, tekrarlayan veya dalgalanan gerilmeye maruz kalması sonucunda meydana gelir. Mekanik yapıların hasara uğramasının ardındaki en yaygın sebep yorulmadır. Dolayısıyla otomotiv endüstrisinde de hasarların çoğu yorulma temellidir.

Bu çalışmada otomotiv araçlarının direksiyon alt sistemlerinde kullanılan ve kritik bir parça olan pitman kolu incelenmiştir. Öncelikle pitman kolunun maruz kaldığı yükler hesaplandıktan sonra bilgisayar ortamında sonlu elemanlar analizi uygulanmıştır. Çalışma sırasında parça geometrisi incelenerek yük taşımada düşük etkili bölgeler belirlenmiştir. Optimizasyon sonucu ortaya çıkan geometri, üretime uygun hale getirilerek tasarlanmış ve daha sonra üretilmiştir. Elde edilen optimizasyon uygulanmış ve uygulanmamış parçalar, yorulma testine tabi tutularak kıyaslanmıştır.

Sonuç olarak topoloji optimizasyonu ile yaklaşık 11% ağırlık azaltma çalışması yapılmış olup, malzeme ve enerji olarak tasarruf sağlanabileceği literatüre geçmiştir. Parçanın yorulma dayanımında topoloji optimizasyonunun olumsuz bir etkisi olmadığı gözlenmiştir olup, malzeme miktarında ve dolayısıyla ağırlıkta azaltma yoluyla üretici ve tüketiciler için bir avantaj sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Dayanım, Otomotiv, Topoloji Optimizasyonu, Yapısal Analiz, Yorulma, Yorulma Testi,

ABSTRACT**MS THESIS****INVESTIGATION OF FATIGUE STRENGTH OF PITMAN ARM DESIGNED
ACCORDING TO TOPOLOGY OPTIMIZATION****Kubilay AÇIKGÖZ****GRADUATE EDUCATION INSTITUTE KONYA TECHNICAL UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN MECHANICAL ENGINEERING****Advisor: Doç. Dr. M. Hüseyin ÇETİN****2024, 61 Pages****Jury****Doç. Dr. M. Hüseyin ÇETİN****Doç. Dr. Mevlüt TÜRKÖZ****Prof. Dr. Ahmet CAN**

Fatigue damage occurs in metals as a result of being subjected to repetitive or fluctuating stress, which is much lower than their tensile strength. Fatigue is the most common cause of damage in mechanical structures. Therefore, most of the failures in the automotive industry are also fatigue-based.

In this study, a critical part used in the steering subsystems of automotive vehicles, the pitman arm, is examined. Firstly, the loads to which the pitman arm is subjected were calculated, followed by the application of finite element analysis in a computer environment. During the study, the part's geometry was examined to identify less effective regions in load carrying. The geometry resulting from the optimization was designed to be suitable for production and subsequently manufactured. The optimized and non-optimized parts were then subjected to fatigue testing for comparison.

As a result, approximately 11% weight reduction was achieved with topology optimization, and it was reported in the literature that material and energy savings could be achieved. It was observed that topology optimization had no significant effect on the part's fatigue strength, providing an advantage for both manufacturers and consumers.

Keywords: Automotive, Fatigue, Fatigue Testing, Strength, Structural Analysis, Topology Optimization

ÖNSÖZ

Topoloji optimizasyonu bileşenin dayanımını kritik değerlere düşürmeden geometri üzerinde boşluklar oluşturarak bileşen ağırlığını azaltmaya yarar. Her makinede veya mekanizmada olduğu gibi çalışan aksamalarda bulunan parçaların zarar görmelerinin en büyük nedeni yorulmadır. Özellikle yüksek devirde ve yükte çalışan araçlarda bulunan parçalar yorulmaya karşı dirençli olmak zorundadırlar. Optimizasyon sonucu yorulma dayanımının incelenmesi, optimizasyon uygulanabilirliğini tam anlamıyla ortaya çıkarmaktadır. Bu yönden de literatüre katkı sağlaması umulmaktadır.

Çalışmalarımda bana destek veren ve akademik birikimi ile bana yol gösteren, danışmanım Doç. Dr. M. Hüseyin ÇETİN'e teşekkürü bir borç bilirim.

Bu çalışmaya desteklerini esirgemeyen ve bana her konuda yardımcı olan aileme ve eşim Buket ÇAKAR AÇIKGÖZ'e teşekkür ederim.

Kubilay AÇIKGÖZ
KONYA-2024

İÇİNDEKİLER

ÖZET	1
ABSTRACT.....	2
ÖNSÖZ	3
İÇİNDEKİLER	4
1. GİRİŞ.....	6
1.1. Topoloji Optimizasyonu	6
1.2. Yorulma	10
1.2.1. S-N eğrisi	11
1.2.2. Yorulma ve kırılma mekanığı	13
1.2.3. Yorulma eğrileri.....	15
1.2.4. Eğilme yorulması.....	16
1.3 Pitman Kolu	17
1.4. Sonlu Elemanlar Analiz Yöntemi	19
1.5. Radyografik Test.....	22
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	23
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	29
3.1. Pitman Kolunun Fiziksel Özellikleri	29
3.2. Üç Boyutlu Modelleme.....	29
3.3. Sonlu Elemanlar ve Topoloji Optimizasyon Şartları	30
3.3.1. Düğüm noktası oluşturma	31
3.3.2. Sınır şartları.....	31
3.3.3. Topoloji optimizasyon şartları	36
3.4. Yorulma Deney Girdileri	36
3.5. Radyografik Görüntüleme Koşulları	41
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	42
4.1. Sonlu Elemanlar ile Topoloji Optimizasyon Sonuçları ve Parça Üretimi	42
4.1.1. Sonlu elemanlar ile topoloji optimizasyon sonuçları.....	42
4.1.2. Parça üretimi	44
4.2. Optimizasyon Sonrası Yorulma analizi	46
4.3. Yorulma Deneyi Sonuçları	50
4.4. Radyografi Sonuçları	52
4.5. Tartışma	54
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	56
5.1. Sonuçlar	56
5.2. Öneriler	57
KAYNAKLAR	58

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

mm	Milimetre
MPa	Mega Paskal
F	Kuvvet
V	Hacim
P	Kuvvet
M	Moment
I	Atalet Momenti
σ	Gerilme
C	Malzeme Çatlak Duyarlılığı
S_a	Alternatif Gerilme
S_m	Ortalama Gerilme
S_y	Akma Gerilmesi
S_e	Yorulma Sınırı
S_{ut}	Çekme Mukavemeti
ε	Normal Yer Değiştirme
E	Elastite Modülü
m	Kütle
R_m	Gerilme direnci
R_p	Kopma direnci
kgf	Kilogram Kuvveti
dk	Dakika
rpm	Devir/dakika
kg	Kilogram
N	Newton
kN	Kilonewton
S	Gerilim
N	Çevrim Sayısı
N.mm	Newton.milimetre

Kısaltmalar

CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım (Computer Aided Design)
CAE	Bilgisayar Destekli Mühendislik (Computer Aided Engineer)
CAM	Bilgisayar Destekli Üretim (Computer Aided Manufacturing)
FEA	Sonlu Elemanlar Analizi (Finite Element Analysis)
FEM	Sonlu Elemanlar Metodu (Finite Element Method)
SEM	Taramalı Elektron Mikroskobu (Scanning Electron Microscope)
CNC	Bilgisayar Sayısal Kontrolü (Computer Numerical Control)
DMLS	Doğrudan Metal Lazer Sinterleme
HCF	Yüksek Çevrimli Yorulma
HIP	Sıcak İzostatik Presleme
SLM	Seçici Ergitme Lazer
GA	Genetik Algoritma
ANN	Yapay Sinir Ağı
DASA	Dinamik Öngörülü Simüle Edilmiş Tavlama

1. GİRİŞ

Günümüzde giderek artan enerji ihtiyacı endüstride malzeme kullanımını azaltma ve çalışırken enerji tüketen aksamalarda bu tüketimi en aza indirme ihtiyacı doğurmuştur. Havacılık, savunma ve otomotiv gibi endüstri alanları bu ihtiyaca karşılık vermede öncü olmuşlardır. Hızla gelişen teknoloji ile karmaşık geometrilerdeki parçaların tasarlanması ve üretilebilmesi, optimizasyon uygulamalarına hız kazandırmıştır. Ancak uygulanan optimizasyonlar sonrası parça dayanımlarının düşmesi beklenmemelidir. Bu yüzden optimizasyonun bilinçli yapılması ve ardından sağlamasının yapılması önem arz etmektedir.

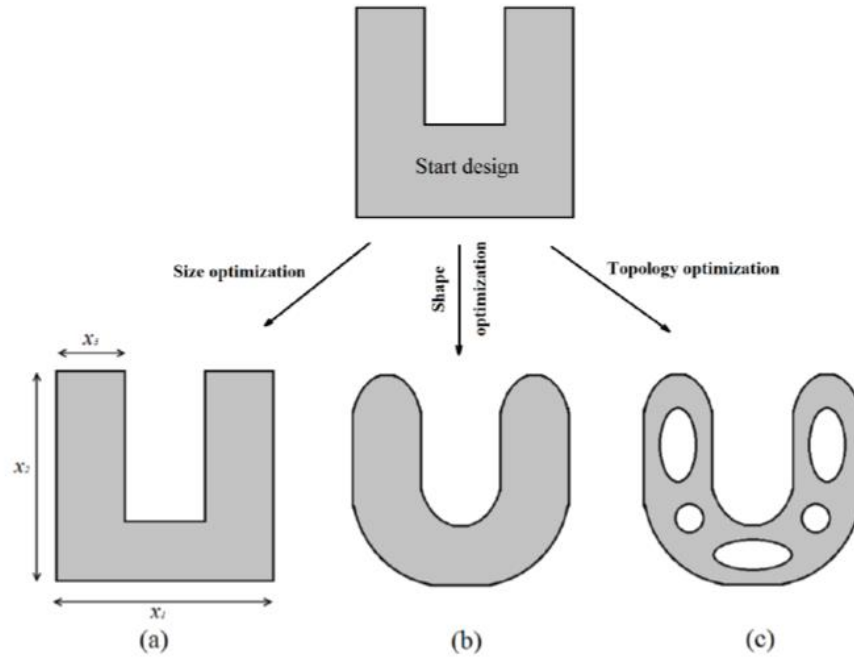
Mekanik parçalarda optimizasyonun yeterliliği ve etkinliğini değerlendirmenin en iyi yolu mekanik testlerdir. Mekanik testlerde en net cevap verebilecek yöntemlerden biri de yorulma testidir. Oluşan mekanik hasarların büyük bir oranı yorulma kaynaklıdır. Yorulma testleri titreşim, çekme-basma, eğilme gibi farklı gerilmeler uygulanarak yapılabilmektedir.

1.1. Topoloji Optimizasyonu

Yaklaşık son 100 yıldır tanınan topoloji optimizasyonu, son 20-30 yılda etkinliğini arttırmıştır. Tasarım ve üretim alanındaki teknolojik gelişmeler optimizasyonu uygulanabilir kılmıştır. Tasarım alanında Bilgisayar Destekli Tasarım'ın (CAD) gelişmesiyle parçada oluşturulacak boşlukların dizaynı da çeşitlenmiş olup, ayrıca bilginin daha erişilebilir olması optimizasyon uygulamasını yaygınlaştırmıştır. Bir yandan da döküm, dövme ve işleme gibi üretim teknolojilerinin gelişmesi, özellikle eklemeli imalat proseslerinin yaygınlaşması da üretim alanlarında topoloji optimizasyonunun uygulanmasını çok kolaylaştırmıştır. Örneklendirmek gerekirse dökümlerde oluşturulabilen bilinçli boşluklu yapılar, parça işleme teknolojisinde eksen çeşitliliği ve eklemeli imalat işlemlerinde prosesin gerektirdiği avantajlar gibi iyileştirmeler ağırlık azaltma işlemlerini yaygınlaştırmıştır. Rekabetin bu denli çekişmeli olduğu bir dönemde enerji ve malzeme maliyetlerinin azalması, firmaları bir adım öne çıkarmaktadır. Bir uçak parçasının ağırlığının azaltılması aynı zamanda malzeme maliyetinin, uçağın ihtiyaç duyduğu yakıtın ve malzemenin üretim aşamasında kullanılan enerji ihtiyacının azaltılması demektir. Tasarruflar uzun süreçlerde değerlendirildiğinde

kritik değerler ortaya çıkacaktır. Mevcut global firmalar bunun bilincinde olduğundan dolayı son yıllarda topoloji optimizasyonu önemli ölçüde rağbet görmektedir.

Boyutlandırma, şekil ve topoloji optimizasyonu, yapısal tasarım problemlerine çok yönlü bir yaklaşım sunar. Tipik bir boyutlandırma sorununda hedef, bir plakanın en uygun kalınlık dağılımını belirlemektir. Optimal kalınlık dağılımı, durumsal ve tasarım değişkenlerinin dengesini gözeterek, istenilen maksimum ve minimum gerilme değerlerine ulaşmayı amaçlar. Öte yandan şekil probleminde odak noktası, belirli bir alanın en uygun formunu keşfetmektir. Topoloji optimizasyonu ise Şekil 1.1'deki gibi plaka üzerinde yer alacak veya konumlandırılacak deliklerin sayısı, konumu, boyutu ve şekli gibi özelliklerin belirlenmesini içerir. Bu bağlamda, yapısal tasarımın çeşitli yönleri üzerinde titizlikle durularak, mükemmel bir denge ve en verimli çözümler elde etme çabası gösterilmektedir (Bendsoe ve Sigmund, 2013).



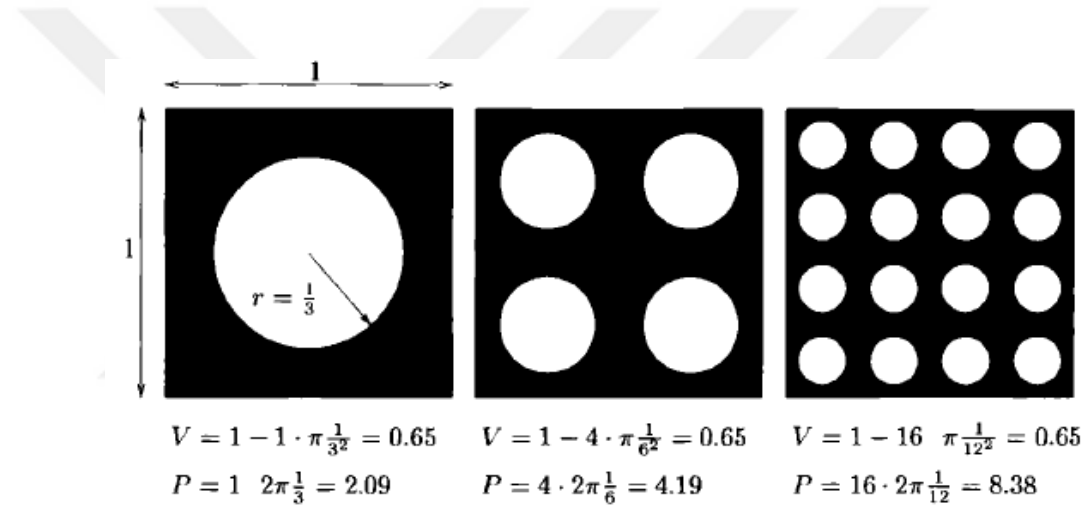
Şekil 1.1. Topoloji Optimizasyonu-1 (Bendsoe ve Sigmund, 2013)

Günümüzde, Ansys, Msc Nastran, Abaqus, Optistruct gibi yazılımların yaygın kullanımı artmasına rağmen, mühendislik yapısal tasarım ve optimizasyon konularında hala belirli bir öğrenme eşiği bulunabilir. Özellikle genel ürün tasarımından farklılaşan bu alanlar, daha spesifik bilgiler gerektirebilir.

Topoloji optimizasyonunun gelişimindeki ana nedenlerden biri, hesaplama gücündeki ve hızındaki artıştır. Bu durum, tasarım süreçlerinde büyük bir etki oluşturmuş

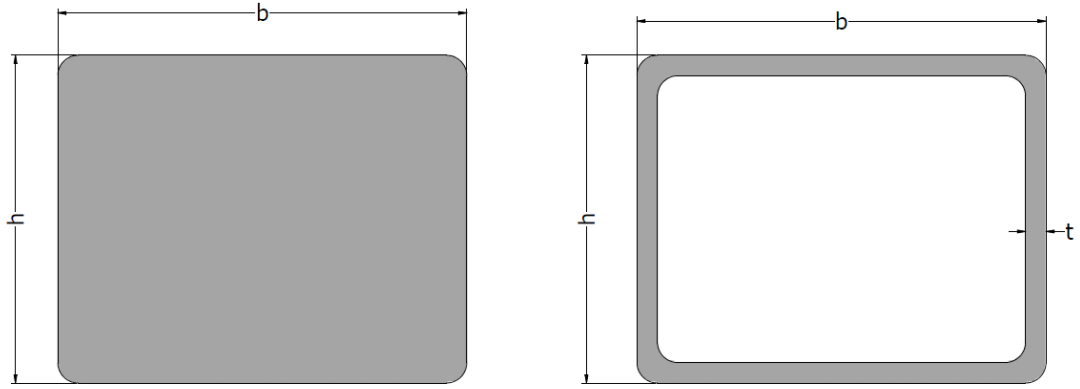
ve geleneksel kağıt tabanlı tasarım yaklaşımından dijital tasarıma geçişin hızlanmasına neden olmuştur. Dijital tasarım teorisi, formun görsel değişiklikler yerine tasarımın genel davranışı üzerinde odaklanarak, form kavramını oluşum kavramına dönüştürmüştür. Bir yapının veya formun şekillendirilmesi, tasarımın genel davranışını yansıtan parametrik gösterimlerin manipülasyonu üzerinden gerçekleştirilir veya geliştirilir (Querin ve ark., 2017).

Topoloji optimizasyonunun bilinçli uygulanmasına verilebilecek örneklerden birisi delik sayısı ve boyutunun dayanıma etkisi olabilir. Topoloji optimizasyonu yapısal hacmi değiştirmeden daha fazla deliğin eklenmesiyle genellikle belirli bir yapının verimliliğini artırılmasıdır (Bendsoe ve Sigmund, 2013). Şekil 1.2’de gösterilen V hacim, P deliklerin çevre uzunluğudur.



Şekil 1.2. Topoloji Optimizasyonu-2 (Bendsoe ve Sigmund, 2013)

Endüstrinin birçok alanında topoloji optimizasyonunun etkisi görülebilir. Örneğin bir dikdörtgen profil ele alındığında, bu profilin çok daha öncelerde içi dolu bir lama olarak kullanıldığı bilinmektedir. Ağırlıkları çok fazla olan bu lamalar zamanla Şekil 1.3’te görüldüğü gibi yerini içi boş olan profillere bırakmıştır.



Şekil 1.3. Dikdörtgen Profil Kesit Görünümü

Örnekteki profilin ağırlık azaltma ve bu optimizasyonun mukavemet dayanımı üzerindeki etkisi incelendiğinde profil ölçülerinin 80 x 100 x 5 mm olacağı varsayılırsa;

M_e : eğilme momenti

I_x : alan atalet momenti

y : tarafsız eksene olan mesafe

$$\sigma = \frac{M_e}{I_x} y \quad (1.1)$$

İçi dolu dikdörtgen atalet momenti;

$$I_{x1} = \frac{bh^3}{12} \quad (1.2)$$

$$I_{x1} = \frac{100 \times 80^3}{12}$$

$$I_{x1} = 4266666 \text{ mm}^4$$

İçi boş dikdörtgen atalet momenti;

$$I_{x2} = \frac{(b-2t)(h-2t)^3}{12} \quad (1.3)$$

$$I_{x2} = \frac{(100-2 \times 5) \times (80-2 \times 5)^3}{12}$$

$$I_{x2} = 2572500 \text{ mm}^4$$

Dikdörtgen kesit atalet moment oranı;

$$\frac{I_{x2}}{I_{x1}}, \frac{2572500}{4266666} = 0.6 \quad (1.4)$$

Atalet momentinin eğilme dayanımına direkt etki ettiği biliniyorsa içi dolu kare kesitin içi boş kare kesite göre dayanımda yaklaşık 60% gibi bir azalma söz konusudur. Bu sırada malzemenin ağırlığındaki azalma yaklaşık 80% civarındadır. Dolayısıyla konstrüksiyon dayanımını düşürerek çok yüksek oranda bir ağırlık azaltma meydana gelmiştir. Günümüzde de içi boş profiller epeyce yaygın olarak kullanılmaktadır.

1.2. Yorulma

Gerilim-gerinim diyagramlarıyla ilgili malzemelerin özelliklerini test etme süreci genellikle, gerinimin tam anlamıyla oluşması için yükün kademeli olarak uygulanmasıyla gerçekleşir. Bu testler genellikle numune tahrip olana kadar devam eder. Bu tür testler genellikle statik koşullar olarak adlandırılan durumlara uygulanabilir. Bu koşullar, birçok yapı ve makine elemanının gerçek iş yükü altında maruz kaldığı koşullara oldukça yakındır.

Ancak gerilimlerin zaman içinde değiştiği veya farklı düzeyler arasında dalgalanma gösterdiği durumlar sıkça ortaya çıkar. Örneğin, eğilme yüklerine maruz kalan dönen bir milin yüzeyindeki belirli düğüm noktalarından oluşan bir bölge, her dönüşte hem gerilime hem de sıkıştırmaya maruz kalır. Mil, 1500 dev/dk ile dönen bir motor parçası olarak varsayılırsa, düğüm noktası alanı dakikada 1500 kez çeki 1500 kez bası gerilmesine maruz kalır. Ayrıca mile eksenel bir yük de uygulanırsa (örneğin helisel dişli veya sonsuz vida ile), bükme bileşeninin üzerine eksenel bir gerilim bileşeni eklenir. Bu durumda, herhangi bir düğüm noktasında her zaman bir miktar gerilim mevcuttur, ancak artık gerilim seviyesi ve çeşidi farklı olabilir. Bu ve benzeri yüklemeler, makine elemanlarında değişken, tekrarlanan, alternatif veya dalgalanan gerilimler olarak adlandırılır.

Çoğu durumda makine elemanları tekrarlanan veya dalgalanan gerilimlerin etkisi altında arızalanır; ancak detaylı bir analiz, gerçek maksimum gerilimlerin malzemenin nihai dayanımının altında olduğunu, hatta akma dayanımının altında olduğunu gösterir. Bu tür hasarların belirgin özelliği, gerilimlerin çok sayıda tekrarlama maruz kalmasıdır. Bu nedenle, bu tür bir hasara yorulma hasarı denir.

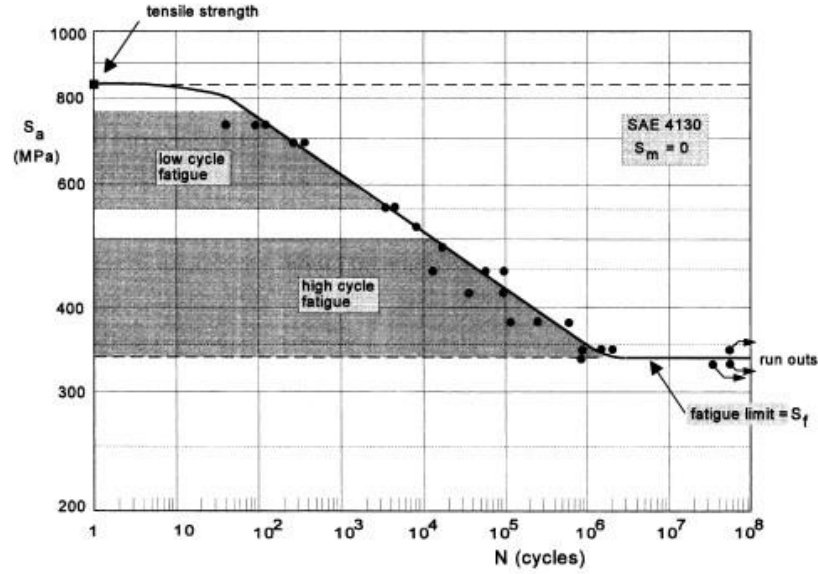
Makine parçaları genellikle statik bir arıza durumunda büyük bir sapma göstererek kendini belli eder, dolayısıyla gerilim akma dayanımını aşmıştır ve parça gerçekten kırılmadan önce değiştirilir. Bu nedenle, birçok durumda statik bir arıza önceden fark edilebilir uyarılar sunar. Ancak, yorulma hatası hiçbir uyarı vermez. Aniden ve tamamen ortaya çıkar, bu da onu tehlikeli kılar. Statik bir arıza durumu için tasarım yapmak genellikle basittir. Yorulma ise çok daha karmaşıktır, sadece kısmen anlaşılmıştır ve bu nedenle mühendisin mümkün olduğunca çok bilgi edinmesi gereken bir konudur (Budynas ve Nisbett, 2021).

Gerilim-ömür, gerinim-ömür ve doğrusal elastik kırılma mekanığı olmak üzere 3 temel yorulma ömrü çalışma yöntemi varsayılmaktadır. N değerinin genellikle 10^3 'ten düşük olan gerilim-ömür yöntemi zaman kısıtından dolayı en az doğru ve en az belirgin bir kıyaslama olacaktır. Gerinim-ömür yöntemi daha çok lokal bölgelerdeki plastik deformasyonu incelerken, kırılma mekanığı yöntemi herhangi bir nedenle zaten var olan bir çatlakın büyümesini ele alır (Budynas ve Nisbett, 2021).

1.2.1. S-N eğrisi

Numunelerin yorulma özelliklerinin belirlenmesi için S-N eğrileri kullanılır. 10^7 çevrim sayısına kadar veya arıza meydana gelene kadar süren testlerden oluşturulan bu eğriler çatlak büyümesi ile ilgili bilgi vermez. Wöhler eğrisi olarak da bilinen bir S-N eğrisi farklı gerilim seviyelerinde yapılan bir dizi yorulma testinin sonucunda elde edilir. Her malzemenin kendine özgü bir S-N eğrisi bulunmaktadır.

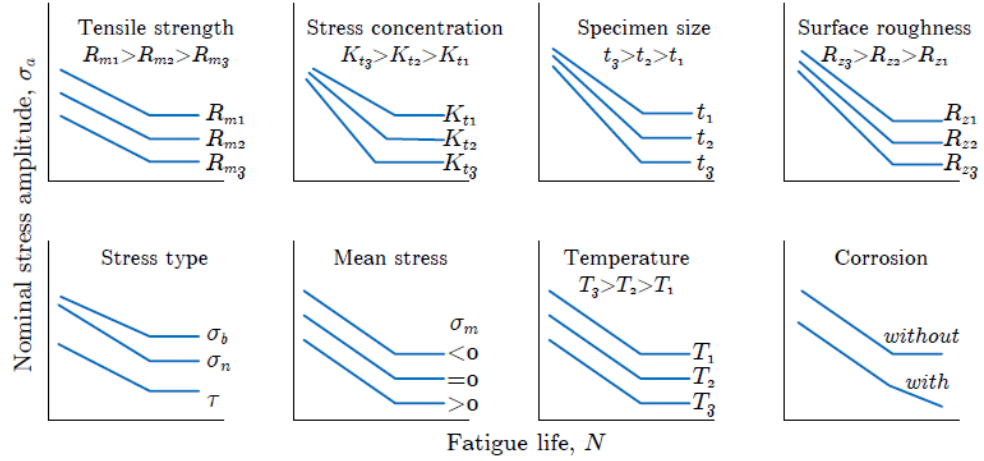
S_{max} için malzemenin çekme dayanımı uygulanarak başlanan yorulma testinde Şekil 1.4'teki grafikte görüldüğü gibi dikey eksenindeki gerilimler uygulanarak yatay eksenindeki çevrim sayıları bulunmuştur. Yorulma testi çevrimleri yaklaşık 10^4 sınır olmak üzere düşük ve yüksek çevrimli olarak ayrılmaktadır. Pratikte yüksek çevrimler ne kadar yaygın olsa da düşük çevrimli yorulma testleri ile daha doğru sonuçlar elde edilecektir (J.Schijve, 2003).



Şekil 1.4. S-N Eğrisi-1 (J., 2003)

S-N eğrisinin doğru bir biçimde elde edilmesi için gerçek yük koşullarında geniş kapsamlı testler yapmak en iyisidir. Ancak bu sıklıkla mümkün olmayabilir. Bu durumda, genellikle ideal şartlarda test edilen küçük ölçekli numunelerden bir S-N eğrisi oluşturulur. Bu bilgiyi kullanabilmek için küçük ölçekli numunelerin bileşenin önemli özelliklerini temsil ettiği varsayılır. Malzeme, boyut, yüzey gibi etkenler aynı veya birbirine yakın değerler olmalıdır.

Eğer mevcut S-N eğrisi bileşeni uygun şekilde temsil etmiyorsa, örneğin yüzey pürüzlülüğü farklıysa, bu durumun düzeltilmesi gerekir. Bu, bileşenle mümkün olduğunca uyumlu koşullarda yapılan testlerden elde edilen düzeltmelerle yorulma mukavemetinin ölçeklendirilmesi anlamına gelir. Sıcaklık, yüzey pürüzlülüğü, numune boyutları gibi özellikler test için çok önemli etkenlerdir. Şekil 1.5'te etken etkilerinin birbirinden bağımsız sonuçları gösterilmiştir (Pedersen, 2018).



Şekil 1.5. S-N Eğrisi (Pedersen, 2018)

1.2.2. Yorulma ve kırılma mekaniği

Kırılma mekaniği, zaman içinde oluşan çatlak büyüme mekanizmalarına maruz kalan bileşenlerin ömür tahmininde önemli bir rol oynar. Çatlama hızı, gerilim yoğunluğu faktörü gibi terimler kırılma mekaniği parametreleriyle ilişkilendirilebilir ve kırılma tokluğu biliniyorsa, arıza için kritik çatlak boyutu belirlenebilir. Örneğin, metallerdeki yorulma çatlak büyüme hızı genellikle aşağıdaki ampirik ilişkiyle açıklanabilir:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad (1.5)$$

d_a : Çatlak uzunluğu

d_N : Çevrim sayısı

C : Malzeme sabiti (Çatlak büyüme hızını belirler.)

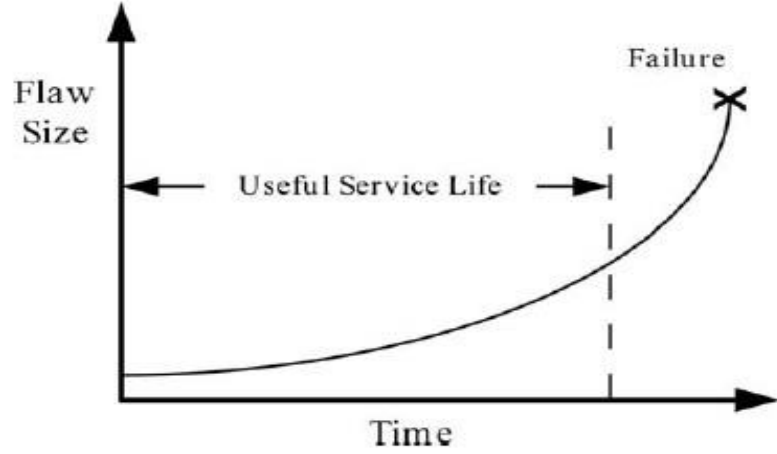
ΔK : Gerilme yoğunluğu faktörü

m : Malzeme sabiti (Çatlak büyüme özelliklerini belirler.)

Bu denklemde da/dN çatlak büyüme hızı, çatlak bir yük çevrimi başına ne kadar büyüdüğünü ifade eder.

Hasar toleransı, adından da anlaşılacağı gibi, kritik altındaki kusurların bir yapıda kalmasına izin verilmesini gerektirir. Kusurlu malzemenin onarılması veya kusurlu bir yapının hurdaya çıkarılması genellikle maliyetlidir ve genellikle gereksizdir. Kırılma mekaniği, kusur tolerans sınırlarının belirlenmesi için sağlam bir temel sunar.

Şekil 1.6’da gösterildiği gibi, zaman içinde büyüyen bir yapıdaki kusur (örneğin, yorulma çatlakları veya gerilimli korozyon çatlakları) düşünüldüğünde, başlangıç çatlak boyutu tahribatsız muayene ile belirlenir ve kritik çatlak boyutu uygulanan gerilim ve kırılma tokluğu kullanılarak hesaplanır. Genellikle izin verilen kusur boyutu, kritik boyutun bir güvenlik faktörüne bölünmesiyle tanımlanır. Ardından, yapının tahmini hizmet ömrü, kusurun başlangıç boyutundan izin verilen maksimum boyuta kadar büyümesi için gereken süre hesaplanarak belirlenebilir (Anderson, 2005).

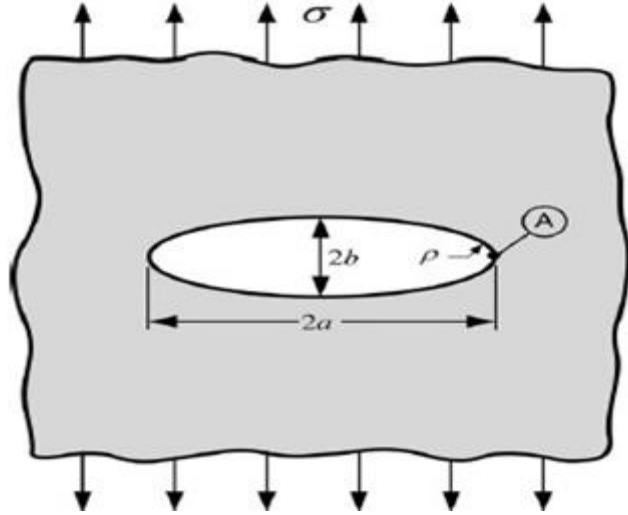


Şekil 1.6. Çatlak Büyüme-Zaman Grafiği (Anderson, 2005)

Atomik seviyedeki gerilim malzemenin kohezyon mukavemetini aşmadıkça kırılma meydana gelemez. Arızaların gerilim yoğunlaşması etkisine ilişkin ilk niceliksel kanıt, düz plakalardaki eliptik delikleri analiz eden Inglis tarafından sağlanmıştır. Örnek olarak analizleri, elipsin ana eksenine dik olarak uygulanan bir gerilime sahip, $2a$ uzunluğunda ve $2b$ genişliğinde eliptik bir delik içerir (bkz. Şekil 1.7). Deliğin plaka sınırından, yani plaka genişliğinden ($2a$) ve plaka yüksekliğinden ($2b$) etkilenmediğini varsayılmıştır. Ana eksenin ucundaki gerilim (A Noktası) şu şekilde verilir:

$$\sigma_A = \sigma \left(1 + \frac{2a}{b}\right) \quad (1.6)$$

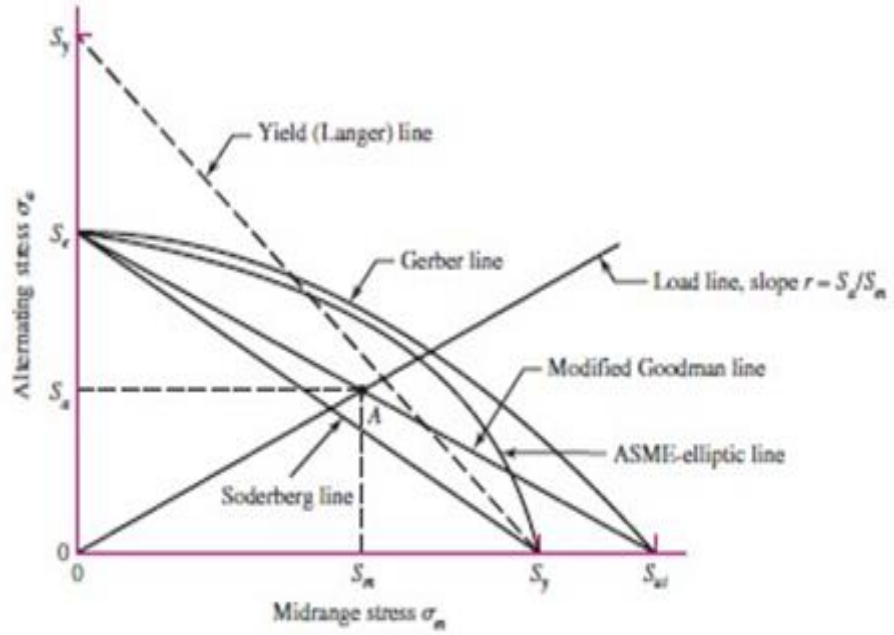
σ_A/σ oranı, gerilim konsantrasyon faktörü k_t olarak tanımlanır. $a=b$ olduğunda delik daireseldir ve $k_t=3,0$ 'dır; bu, çoğu malzeme mukavemeti ders kitabında bulunabilecek iyi bilinen bir sonuçtur. Ana eksen a , b 'ye göre arttıkça, eliptik delik keskin bir çatlak görünümü almaya başlar (Anderson, 2005).



Şekil 1.7. Çatlak Geometrisi (Anderson, 2005)

1.2.3. Yorulma eğrileri

Şekil 1.8 Soderberg, değiştirilmiş Goodman, Gerber, ASME-eliptik ve akma olmak üzere toplam beş farklı hata kriterini şematik olarak göstermektedir. Çizgilerin sol tarafında kalan alan, güvenli bölgeyi ifade etmektedir. Diyagram, sadece Soderberg kriterinin herhangi bir zorluğa karşı koruma sağladığını, ancak güvenli alanın daha az olduğunu göstermektedir. Goodman çizgisinin daha önceden S_{ut} (Çekme Dayanımı) noktasına kadar uzandığı için eğrinin hatalı olduğu düşünülüp, bu çizgi S_E (Akma Dayanımı) noktasına çekilerek “Değiştirilmiş Goodman Çizgisi” ismini almıştır. Değiştirilmiş Goodman çizgisi bir kriter olarak ele alındığında, A noktası, alternatif kuvvet S_a ve orta düzey kuvvet S_m ile bir sınır noktasını temsil eder. Gösterilen yük çizgisinin eğimi S_a/S_m olarak tanımlanmaktadır (Budynas ve Nisbett, 2021).



Şekil 1.8. Yorulma Eğrileri (Budynas ve Nisbett, 2021)

Soderberg çizgisinin denklemi;

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1$$

Düzeltilmiş Goodman eğrisi için denklem;

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$$

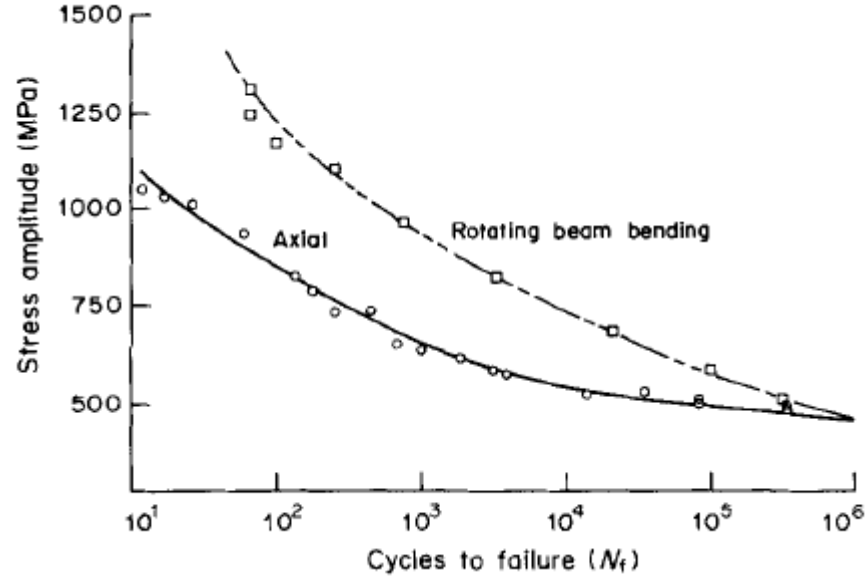
Gerber çizgi denklemi;

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$$

1.2.4. Eğilme yorulması

Eğilme yorulması eksenel yorulmadan oldukça farklıdır ancak gerçek yüzey gerilmelerine dayanıldığında ikisinin çakışabilmektedir. Şekil 1.9 aynı malzemenin eksenel ve eğilme yorulmalarının kıyası için gösterilmiştir. Kesintisiz eğri ve dairesel veri noktaları, 4130 çeliğin eksenel yorulma karakteristiğini gösterir. Bu durumda gerilimler gerçek değerlerdir çünkü eksenel yüklemde yük ve kesit alanı bilgisinden gerilimin

belirlenmesi kolaydır. Kesikli eğri ve kare veri noktaları kirişin bükülme özelliklerini ifade eder. Burada gerilim, tipik $S = M/Z$ varsayımlarından hesaplanır, böylece gerilimler, hiçbir plastik akışın meydana gelmediği temel alınarak belirlenen hayali değerlerdir. Bu malzeme için eğilme yorulma çevrim ömrünün eksenel yorulma çevrim ömrüne göre %50 seviyelerinde daha yüksek olabildiği ve iki eğri arasındaki önemli farkın, hasara kadar 10^5 çevrimin çok üzerine çıkana kadar devam ettiği görülmektedir. Ancak gerçek gerilim eğilme numunesi durumunda hesaplanırsa, eksenel olarak yüklenmiş durumla ömür karşılaştırması çok daha uygun olur. Ancak eğilme durumundaki sınır koşullarının gerçekleştirilmesinin zorluğu nedeniyle kapalı formda bir çözüm sunulmamıştır. Her malzeme ve geometrinin sayısal olarak ele alınması gerekiyordu (Manson ve Muralidharan, 1987).

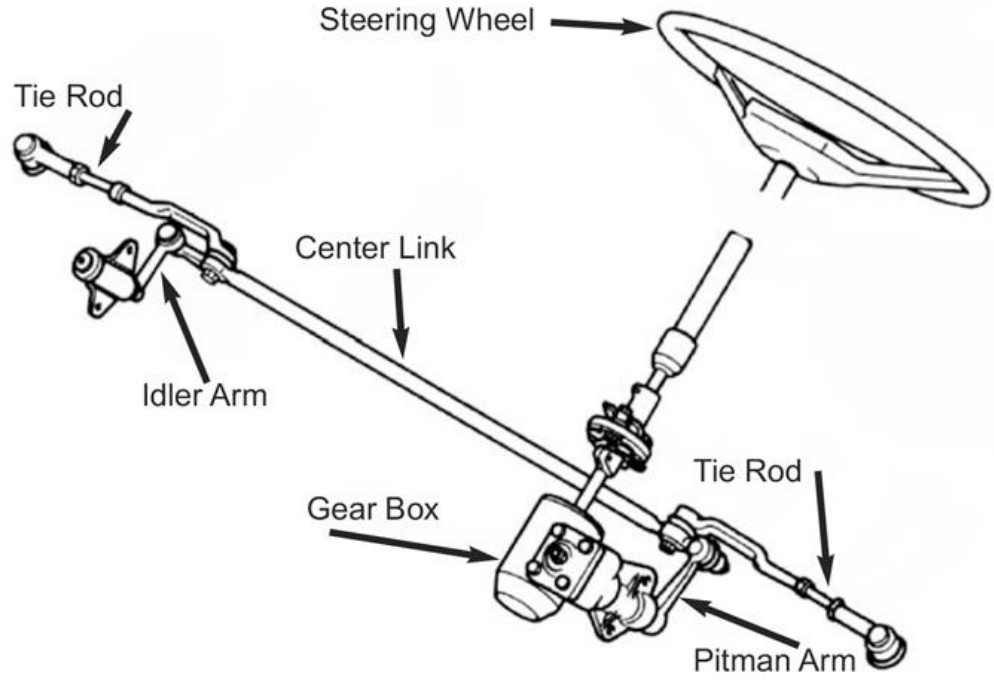


Şekil 1.9. Eksenel ve Kayma S-N Eğrisi (Manson ve Muralidharan, 1987)

1.3 Pitman Kolu

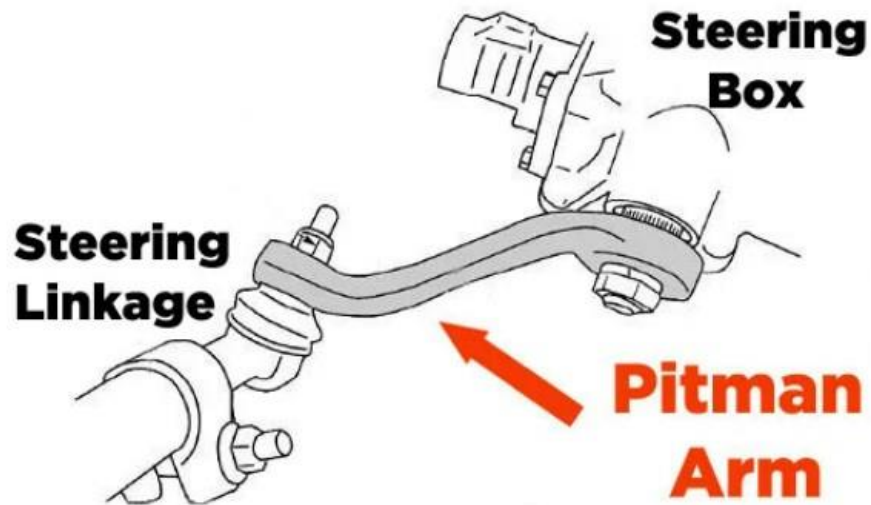
Pitman kolunun bir ucu direksiyon kutusu olarak da bilinen sektör dişli kutusundan çıkan mile bağlı olup, bir ucu da rot koluna bağlıdır. Direksiyon simidi sağa veya sola çevrildiğinde hareket, kardan kavramalar yardımıyla direksiyon kutusunun giriş miline aktarılır. Giriş mil göbeğine bağlı olan sonsuz vida sektör dişlisine hareket verir. Sektör dişlisi ile aynı sektör miline bağlı olan pitman kolunu harekete geçmiştir olur. Sektör dişlisi tarafından üretilen açısal hareketi pitman kolu yardımıyla doğrusal harekete

dönüştürülür. Pitman kolu, avare kol, aks mili ve rod bileşenlerini içeren direksiyon alt sistemi Şekil 1.10’da gösterilmektedir.



Şekil 1.10 Direksiyon Alt Sistemi (Manual Steering Gear and Linkage, 2016)

Direksiyon hareketlerinin yönlendirilmesi temel amaç olmak üzere, direksiyon simidine gelen titreşimi azaltmak, engebeli yollarda tekerlek yalpalamasını engellemek, pitman kolunun amaçlarındandır. Yakın bir pitman kolu görseli Şekil 1.11’de gösterilmiştir.



Şekil 1.11 Pitman Kolu (How to Identify Your Pitman Arm, 2024)

Aynı fonksiyonları yerine getiren kremayer ve pinyonlu direksiyon mekanizmalarına göre daha az hassastır. Otomobillerde kremayer ve pinyon mekanizmasının daha yaygın kullanılmasına rağmen bazı arazi araçlarında, sportif amaçlı araçlarda ve kamyonlarda yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

1.4. Sonlu Elemanlar Analiz Yöntemi

Bilgisayarlar, mühendislik alanında devrim niteliğinde bir değişiklik yapmıştır. Önceden, yıllardır süregelen el çizimleriyle yapılan ürün tasarımları, bilgisayar grafiklerini kullanan bilgisayar destekli tasarıma (CAD) geçiş yaptı. Tasarımların kontrolünü yapmak için kullanılan el hesapları, oldukça uzun süren testler yerini, bilgisayar destekli mühendislik (CAE) yazılımları aracılığıyla yapılan bilgisayar simülasyonlarına bıraktı. CAD, CAE ve bilgisayar destekli üretim (CAM) bir araya geldiğinde, mühendislik sahasında çarpıcı bir değişim yaşandı. Örneğin, eskiden seneler süren bir taşıtın tasarımından üretime geçiş süreci, artık CAD/CAE/CAM teknolojileriyle belki aylar içinde tamamlanabilmektedir.

CAE için kullanılan tüm hesaplama araçları arasında Sonlu Elemanlar Yöntemi (FEM) en yaygın olarak kullanılan yöntemdir veya mühendislik öğrencileri ve profesyonelleri için sunulan en güçlü modern "hesap cihazlarından" biridir. Sonlu Elemanlar Analizi (FEA), bir ürün tasarımını sanal ortamda test etmenin bir yolunu sağlar. Kullanıcıların tasarımlarını anlamalarına ve uygun tasarım değişikliklerini ürün geliştirme sürecinin erken aşamalarında gerçekleştirmelerine yardımcı olur. Sonlu Elemanlar Analizinin tasarım sürecinde benimsenmesi, şirketlerin daha düşük geliştirme maliyetleri ve daha kısa pazara sunma süresiyle daha üstün ürünler ortaya koymalarına olanak tanır (Chen ve Y.Liu, 2015).

Elastiklik, ısı transferi, akışkanlar dinamiği, elektromanyetizma, akustik, biyomekanik gibi çeşitli mühendislik ve bilim disiplinlerinde sıkça kullanılan bir sayısal yöntem olan sonlu elemanlar yöntemi (FEM), fiziksel sistemlerin çeşitli uyarımlarına verdiği tepkileri simüle etmek için en güçlü ve yaygın araçlardan biridir.

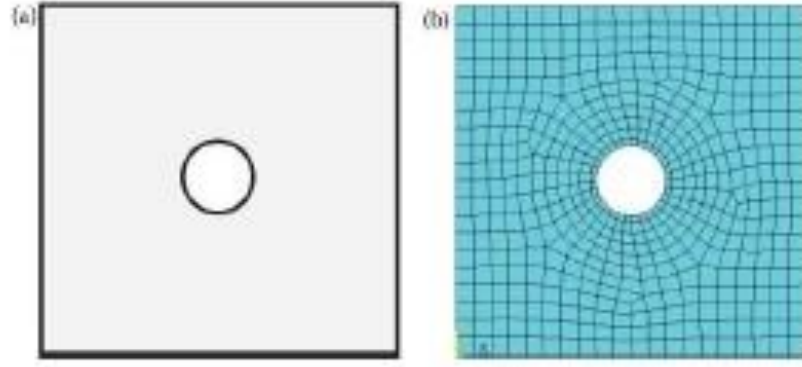
Sonlu elemanlar yönteminde, çözüm alanı üçgen, kare, dörtgen, altıgen gibi basit geometrik şekillere bölünür ve her bir temel fonksiyonun farklı olduğu bir dizi temel fonksiyon oluşturulur. Bu ayırıştırma işlemine düğüm noktası oluşturma denir. İlgilenilen verilerin doğruluğu, sonlu elemanlar alanının yapısına ve kullanılan çözüm yöntemine

bağılıdır. Sonlu elemanlar uzayı, temel fonksiyonların doğrusal birleşimi olarak ifade edilebilen tüm fonksiyonların kümesidir.

Sonlu eleman analizinden elde edilen verilerin, matematiksel modelin kesin çözümüne yakın olmasını sağlamak için kabul edilebilir hata sınırları içinde olacak şekilde sonlu eleman uzayları oluşturmak önemlidir (Szabzo ve Babuska, 2011).

Bir sonlu elemanlar analizi gerçekleştirmek için genel olarak aşağıdaki adımlar izlenir:

- Geometrik model, bir kafes (Şekil 1.12) oluşturmak için parçalara ayrıştırılır.
- Tüm model için yaklaşık bir denklem sistemi oluşturmak üzere düğümlerdeki elemanları bağlanır.
- Sınır koşulları ve yükler uygulanır.
- Düğümlerdeki bilinmeyen büyüklükler (örneğin yer değiştirmeleri) giderilir.
- Elemanlarda veya düğüm noktalarında istenen gerilme, gerinim miktarları hesaplanır.
- Sonuçlar ve elde edilmek istenen değerler kıyaslanır (Chen ve Y.Liu, 2015).



Şekil 1.12. Düğüm Noktası (Chen ve Y.Liu, 2015)

Şekil 1.13'te bir ucunda P yükünü taşıyan, diğer ucu da sabit olan değişken kesitli bir çubuk gösterilmiştir. Çubuğa sonlu elemanlar analizi uygulanırken Şekil 1.12'deki gibi birbirinden farklı bölümlere ayrıştırılacaktır. Böylece düğüm noktaları oluşturularak, her bir düğüm noktası kendi içinde çözümlenecektir.

Çubuğun üstteki genişliği w_1 , alttaki genişliği w_2 , kalınlığı t , uzunluğu L ve kesit alanı A olarak tarif edilmektedir. Çubuğun elastiklik modülü E ile gösterilecektir. Çubuk, P yüküne maruz kaldığında uzunluğu boyunca çeşitli noktalarda sapmalar olacaktır.

Uygulanan yükün çubuğun ağırlığından oldukça büyük olduğunu varsayarak, aşağıdaki analizde çubuğun ağırlığı ihmal edildiğinde:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (1.7)$$

Elemanın ortalama normal şekil değiştirmesi ε , elemanın orijinal uzunluğu L başına uzunluktaki ΔL değişiklik olarak tanımlanır (Moaveni, 1999);

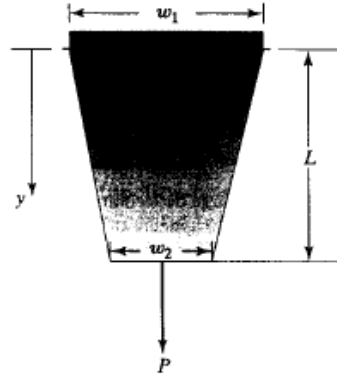
$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \quad (1.8)$$

Hooke Yasası doğrultusunda elastik bölgedeki gerinim ve gerilimi ifade eden denklem:

$$\sigma = E\varepsilon \quad (1.9)$$

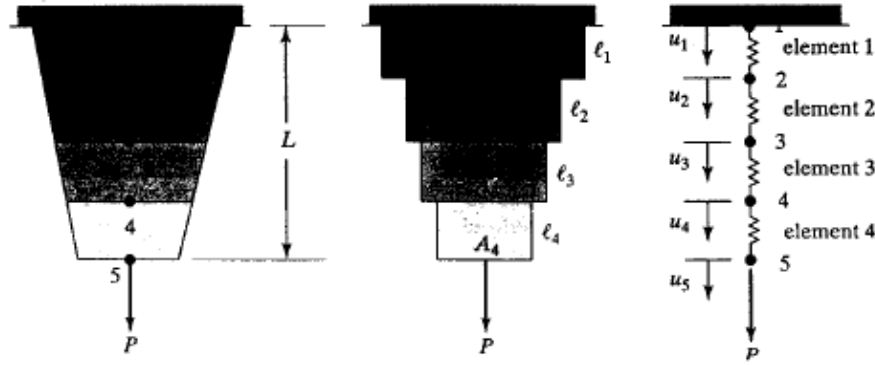
Denklemler birleştirildiğinde:

$$F = \frac{AE}{L} \Delta L \quad (1.10)$$



Şekil 1.13. Yük Dengesi-1 (Moaveni, 1999)

Yukarıdan aşağı doğru inildikçe alan azaldığından dolayı geometriyi Şekil 1.14'teki gibi parçalara ayırmak önemli olacaktır. Sonlu elemanlar analizinde de uygulanan düğüm noktası oluşturma kısmı buna benzer olacaktır.



Şekil 1.14. Yük Dengesi-2 (Moaveni, 1999)

1.5. Radyografik Test

Wilhelm Conrad Röntgen'in 1895'te X-ışınlarını keşfetmesinden (1901 Nobel Ödülü) bu yana, radyoskopik inceleme, endüstriyel malzeme analizinde tahribatsız muayene yöntemlerinin en etkili araçlarından biri haline gelmiştir.

X-ışını incelemesi, üç boyutlu bir nesneyi iki boyutlu bir düzlem üzerinde görselleştirme tekniğidir ve bu nedenle, üç boyutlu yapıların detayları radyografik bir projeksiyonda üst üste gelir. Radyasyon ışınları, malzemenin arkasında bulunan bir dedektör (film, dijital dedektör veya başka bir algılama cihazı) tarafından yakalanır. Malzeme içerisindeki yoğunluk farkları, dedektörde çeşitli kararım seviyelerine veya dijital sinyal değişimlerine yol açar. Bu farklar, malzemedeki kusurları veya yapısal farklılıkları ortaya koyar.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Nikel ve titanyum barındıran bir metal alaşımı olan nitinolün bilgisayar ortamında eğilme analizi gerçekleştirilmiştir. Bir yandan ve yukarı-aşağı olmak üzere iki yönde eğilmeye maruz bırakılan test numunesi test esnasında östenitten martenzite geçerek faz dönüşümüne uğramıştır. Bu faz değişimi kısmen veya tamamen tersine de gerçekleşmiştir. Eğilmenin ise bu faz değişimleri esnasında meydana geldiği görülmüştür. Daha önceki çalışmaların aksine, nitinolün yorulma ömrünün gerinim döngüsü sırasındaki ortalama gerinimden etkilendiği gözlemlenmiştir. Ayrıca bu davranışın simetrik geometrilerde olduğu kadar, asimetrik geometrilerde de geçerli olduğu ortaya çıkmıştır (A.Kossa ve McMeeking, 2020).

Gelişmiş topolojilerin üretilmesini, verimlilik, saat gibi kavramların iyileşmesini, karmaşık takım ve takım yollarına gerek duyulmadan daha hassas imalat yapılmasını sağlayan eklemeli imalat yöntemi ile kompresör kanatçıklarında kullanılabilen bir malzeme olan Ti-6Al-4V üretilmiştir. Seçici Lazer Ergitme (SLM) ile üretilen numuneler, titreşime dayalı yorulma tekniği kullanılarak test edilmiştir. 10^7 döngü boyunca eğilme yüklemesi yapıldıktan sonra çatlak ve mikro yapı incelemeleri yapılmıştır. 10 numunenin 7'sinde çatlak gözlemlenmiştir. Test sonuçlarına göre parçaların yorulma kopma ömürleri yaklaşık 10^7 döngü olarak belirlenmiştir. Elde edilen veriler, eklemeli imalat esnasındaki imalat yönünün ve imalat sonrası uygulanan ısıtılmanın önemli ölçüde etkili olduğunu söylemektedir. Özellikle Sıcak İzostatik Presleme (HIP) ısıtılmasının SLM Ti-6Al-4V'nin yorulma performansını iki kattan fazla artırdığı, hatta dövme alaşım yorulma performansını geçebileceği gözlemlenmiştir (Ellyson, Brochu, ve Brochu, 2017).

Çalışmada alüminyum köpüğünün kırılma davranışını incelemek için 2 konik ve 2 düz olmak üzere toplam 4 adet basit kirişler tasarlanmıştır. Konik-konik ve düz-düz bağlantıları, köpük aralarına adhezif (yapıştırıcı) bir katman eklenerek sağlanmıştır. Aslında benzetilmek istenen tasarım kompozit malzemelerdir. Kompozit malzemelerin kırılma davranışı da benzer olacaktır. Yapıştırıldıktan sonra üstten alta doğru köpük, yapıştırıcı ve köpük şeklinde sıralanan numunelerin alt köpüklerinden aşağı doğru çekme hareketi döngüsel olarak uygulanmıştır. Yapışkan bağlantıların kırılma tokluğunun incelenmesini sağlayan bu deney sonucunda dikey yöndeki boyutu olarak tanımlanan numune kalınlıklarının azalması sonucunda yer değiştirmelerin arttığını göstermiştir. Ancak numune kalınlıkları 35 mm'den fazla olan test parçaları arasında yer değiştirme

miktarı ve çatlak ilerlemesi bakımından fark yoktur. Dolayısıyla çatlak etki alanının dışına çıkıldığında numune kalınlığının bir etkisi kalmamıştır (Lee, ve diğerleri, 2016).

Çalışmada A7075-T651 alüminyum malzemeye uygulanan bilyalı dövme yüzey işleminin yorulma dayanımındaki etkileri incelenmiştir. İncelemelerde numunelerin S-N eğrileri, çatlak oluşumları gibi sonuçlar gözlemlenmiştir. Yorulma ömrü, ultrasonik yorulma testi (UFT, 20 kHz) ve dönel eğilme yorulma testi (RFT, 53 Hz) olmak üzere iki ayrı yorulma testi ile incelenmiştir. Dönel eğilme yorulma testi, cantilever tip ve single beam olmak üzere iki farklı tez cihazıyla sağlanmıştır. Ultrasonik ve iki ayrı eğilme yorulma test cihazı için toplamda 3 farklı numune tasarlanmıştır. Bilyalı dövme işleminin sonucunda yüzeyde meydana gelen plastik deformasyonlar sonucunda pürüzlülük, sertlik, gerilim gibi değerlerde artış yaşanmıştır. Bu sayede her iki dönel eğilme yorulma testlerinde de yorulma ömründe iyileşme gözlemlenmiştir. Ultrasonik yorulma testindeki yorulma dayanımı, dönel eğilme yorulma testine göre nispeten daha düşük saptanmıştır. Bilyalı dövme işleminin ultrasonik yorulma test sonuçlarındaki etkileri belirgin değildir, ancak diğer test verilerinde olumlu sonuçlar alınmıştır (Suh ve ark., 2014).

Çalışmada beton köprü levhalarının hem yorulma hem de statik davranışı incelenmiştir. Statik yüklerin yanı sıra, ağır araçların da yorulma yükleri oluşturduğu bilinmektedir. Yorulma yükleri ile 11 adet, statik yükleme ile 4 adet numune test edilmiştir. Tasarım sırasında bazı levhalara kesme takviyesi uygulanmıştır ve test sonuçlarına göre uygulanan takviyeler olumlu sonuçlar vermiştir. Ayrıca bazı levhaların inşaat demirleri test sırasında kırılmıştır, ancak bu kırılmadan sonra test numuneleri önemli miktarda ömür sunmuştur ve sonuçta kesme gerilmesi nedeniyle kırılmışlardır (Natário, ve ark., 2015).

Çalışmada gaz türbini motorlarında bulunan türbin kanatçıkları ve ısı eşanjörlerinin Doğrudan Metal Lazer Sinterleme (DMLS) yöntemi ile üretimi mekanik açıdan değerlendirilmiştir. Günümüzde soğuk haddeme yöntemi ile imal edilen parçaların DMLS ile üretimi türbin kanatları ve ısı eşanjörlerinin soğutma geçişlerini iyileştirebilmektedir, dolayısıyla motorun performansına da önemli ölçüde olumlu etkileri gözlemlenir. Çalışma kapsamında İki farklı tedarikçiden alınan DMLS Ni Alloy 718 numunesine, Yüksek Çevrimli Yorulma (HCF) testinin yanı sıra, çekme testi ve mikroskobik test de uygulanmıştır. Soğuk haddelenmiş numune ile kıyaslanan DMLS numuneleri için yüzey pürüzlülük değerlerinde belirgin bir fark oluşmamıştır. DMLS prosesi sonrası gözeneklerini doldurup yoğunluğunu artıran Sıcak İzostatik Preslemenin

(HIP) etkisi yüksektir, HIP kullanılmadığında malzeme mukavemetinde ciddi düşüşler gözlemlenmiştir. DMLS ve soğuk haddelenmiş numunelerin yorulma davranışları kıyaslandığında, soğuk haddelenmiş 2 numune arızaya kadar yaklaşık 10^5 ve 10^6 çevrim, DMLS ile imal edilen numuneler de arızaya kadar yaklaşık 10^5 ve 10^6 çevrim gerçekleştirerek birbirlerine oldukça yakın değerler sunmuşlardır. İki farklı tedarikçiden gelen veriler arasında fark olduğu bariz olup, farklı tedarikçilerin kullanılmasının önemi gösterilmiştir (Emuakpor, ve diğerleri, 2015).

Bu çalışmada, heterojen dağılımından dolayı farklı bölgelerinde farklı reaksiyonlar gösteren kompozit malzemelerin yorulma dayanımı incelenmiştir. Vakum torbalama yöntemi ile üretilen test numunesi 4 noktadan eğilme yorulma testine tabi tutulmuştur. Yapılan test, mikroskop ve SEM (Tarayıcı Elektron Mikroskobu) analizi ile takip edilmiştir. Grafikler üzerinde yapılan gözlemler kompozit malzemelerde, metalik malzemelerin aksine daha erken sertlik kaybı oluştuğunu ortaya koymuştur. Ancak erken oluşan sertlik kaybı beklenenin dışında olarak numunenin yorulma dayanımını olumsuz etkilememiştir. Erken meydana gelen çatlaklar, gerilimin parça üzerinde yeniden dağıtılmasını ve gevşemesini sağlamıştır. Çatlak başlangıcının geciktirileceği zaman malzeme yorulma dayanımının metalik malzemelere göre çok daha iyi olabileceği tahmin edilmektedir (Beyene ve Belingardi, 2014).

Özellikle silindirik rulmanlarda olmak üzere rulmanların topoloji optimizasyonunu ele alınmıştır. Ancak bu kez diğerlerinden biraz daha farklı olarak temel amaç ağırlık azaltması değil, rulman ömrünü uzatmak olmuştur. Rulmanların ani yüklemelerde birbirine temas eden yük taşımayan yüzeylerinin fazla olması, yorulma ömrünü olumsuz etkilemektedir. Optimizasyon sayesinde yüklere maruz kalmayan bölgeler azaltılarak temaslar azaltılmış ve dolayısıyla rulman ömrünün artırılması amaçlanmıştır. Geliştirilen bu yöntem rulmanlarda optimum malzeme kullanımı, yük dağılımının dengeli olabilmesi ve bileşenler arası doğru temasların açılarının sağlanması bakımından potansiyelini göstermektedir. Mevcut çalışma silindirik bir rulman üzerine olsa da diğer rulman çeşitleri için de uygulanabilmektedir (Pedersen ve S.Kabus, 2012).

Airbus A320 Motor kaportası menteşe braketine sırasıyla topoloji optimizasyonu ve yorulma incelemesi gerçekleştirilmiştir. Catia v5 ile modellenilen braket Hyperworks ve Optistruct yazılımları ile optimize edilmiştir. Bulunan geometrilerin ağırlıkları ve dayanımları kıyaslanmıştır. Özellikle eklemeli imalatın kompleks tasarımlara izin vermesi sayesinde optimizasyonun uygulanabilirliğinin yüksek olduğu vurgulanmıştır (Tomlin ve Meyer, 2011).

Benzer optimizasyon çalışmalarında pitman kolu Catia v5 yazılımında modellendikten sonra Ansys programında topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Düğüm noktası oluşturma ve sınır koşulları belirlemede yine aynı program kullanılarak parçanın statik dayanımı incelenmiştir. Daha sonra deneysel bir ortamda statik yük uygulanarak yapılan çalışmayı teyit etmişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda numune ağırlığında yaklaşık 8.5% oranında bir azalma gözlemlenmiştir (Narwad, ve ark., 2021).

Günümüzdeki yapısal analiz tekniklerinin çoğu, parçaların tekil durumlardaki mukavemetini inceleyebilmektedir. Geometrik ve malzeme yoğunluğu açısından karmaşık ve parçanın dayanım değerleriyle doğrusal olmayan durumları kavrayamamaktadır. Bu durumdan dolayı Simulia firması yeni bir yazılım geliştirmiştir. Örnek olarak bir aracın süspansiyon sistemini ele almışlar ve birbirlerine bağlı olan elemanları bağımlı bileşenler olarak eşzamanlı değerlendirmişlerdir. Atom ismini verdikleri bu yazılımı kullanarak parçalara topoloji optimizasyonu uygulamışlardır. Parçaların bağımsız incelenmesine nazaran daha realist bir yaklaşım oluşturduklarını belirtmişlerdir. Topoloji optimizasyonu sonucunda oluşan yeni geometriye sahip parçaları mevcutta bulunan başka bir analiz programı ile teyit etmişlerdir (Twu ve Geisler, 2012).

Malzemelerin yorulma davranışını modellemek için geliştirilen yeni yaklaşımlar değerlendirilmiş ve mevcut modellerin yüksek çevrimli veya düşük çevrimli yorulma, tek eksenli ve çok eksenli yükleme, sabit ve değişken genlikli yükleme gibi yükleme türleri ile kırılğan, sert ve sünek malzemeler gibi malzeme türleri açısından ele alındığı belirtilmiştir. Ancak, farklı yükleme ve malzeme koşulları için evrensel veya genel bir model henüz oluşturulamamıştır; bu nedenle, doğru ve güvenilir çok eksenli yorulma ömrü tahmini yapabilmek için daha fazla araştırma ve geliştirme gerekmektedir. Yorulma ömrü tahmini için son zamanlarda önerilen en umut verici yöntemler arasında GA, ANN, DASA ve benzeri evrimsel optimizasyon algoritmalarının kullanımı yer almaktadır. Bu modellerin en büyük avantajı, evrimsel algoritmaların uygulanmasıyla model eğitimi ve kalibrasyonunda sağladıkları doğal esnekliktir. Bu da daha fazla parametre ile model ifadelerinin daha esnek formülasyonlarına imkan tanımaktadır (Kamal ve Rahman, 2018).

Dayanımı fazla olan malzemelerin geliştirilmesiyle birlikte, mevcut yorulma mukavemeti formülleri, geniş bir mukavemet aralığına sahip metalik malzemelerin yorulma mukavemeti (S_w) ve çekme mukavemeti (S_b) arasındaki ilişkiyi tatmin edici

şekilde açıklayamamaktadır. Daha basit ama daha doğru bir tahmin için, bu makalede, farklı tavlama sıcaklıkları ile elde edilen 1290 MPa ila 2130 MPa arasında değişen çekme mukavemetlerine sahip SAE 4340 çeliğinin çekme ve yorulma özellikleri incelenmiştir. SAE 4340 çeliğinin deneysel sonuçlarına ve mevcut diğer verilere (geleneksel ve yeni geliştirilmiş malzemeler) dayanarak, yeni bir evrensel yorulma mukavemeti formülü ilk kez, hassas bir kusur faktörü olan P 'nin eklenmesiyle oluşturulmuştur. Yorulma çatlak başlangıç bölgelerinin değişim eğilimi ve kusurların rekabeti birleştirilerek, farklı çekme mukavemetleri ve çatlak bölgeleri ile ilişkili yorulma hasar mekanizmaları iyi bir şekilde açıklanmaktadır. Yüksek mukavemet seviyelerinde yorulma mukavemetindeki azalma, kırılma mekaniği ile açıklanabilir ve yorulma çatlak bölgelerinin yüzeyden iç bölgelere geçişine atfedilebilir; bu da uygun bir çekme mukavemeti seviyesinde maksimum yorulma mukavemeti ile sonuçlanır. Bu nedenle, evrensel yorulma mukavemeti formülü, çok yüksek mukavemete sahip birçok metalik malzemenin neden yüksek yorulma mukavemeti göstermediğini açıklamakla kalmaz, aynı zamanda malzemelerin tasarımı veya üretim kusurlarının giderilmesi için yeni bir ipucu da sağlar (Pan ve ark., 2012).

Yorulma dayanımının analiz edilmesi için Wöhler S-N eğrilerine ve hasar birikim prensibine veya çatlak yayılma teorisine dayalı çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Bu yöntemler, genellikle belirli bir noktada ortaya çıkan belirli bir gerilime bağlı farklı gerilim parametrelerine dayanır. Yorulma ömrünün, çatlak başlangıcı ve çatlak ilerlemesi olmak üzere iki aşamadan oluşması nedeniyle bu durum bir sorun teşkil eder. Birçok yöntemde, bu iki aşama arasındaki belirgin ayrım eksiktir, çünkü bu aşamalar farklı prensiplerle yönetilmektedir. Yorulma analizinin ana amacı, kaynaklı yapıların yorulma dayanımını artırmak ve optimize etmektir (Fricke, 2014).

Topoloji optimizasyonu, belirli bir tasarım alanında çeşitli yükler ve kısıtlamalar altında en uygun şekil ve malzeme dağılımını elde etmek amacıyla uygulanır. Başlangıçta, katı bir kanat tasarım alanı ele alınmış ve yapının minimum uyum göstermesi için direklerin ve kirişlerin en uygun yerleşimini belirlemek amacıyla altı yüzlü elemanlar kullanılarak bir ağ oluşturulmuştur. Yük verileri, uçuş, yakıt ve motor yüklerini içermektedir. Kanat, kök bölgesinden tüm serbestlik derecelerinde sabitlenmiştir. Elde edilen sonuçların, mevcut tasarım uygulamalarına benzer uygun bir yapı oluşturmak için kullanılabileceği kanıtlanmıştır. Daha sonra direkler, kirişler, menteşe noktaları ve bağlantı noktalarından oluşan yeni bir geometri üzerinde çalışılmıştır. Kanat yüzeyi, kabuk elemanlarıyla modellenmiş ve menteşe yükleri de dahil edilmiştir. Optimizasyon, ön direk için kutu kesit, arka direk için kanal kesit, kaburgalar için kafes yapısı ve

menteşeler için V şekilli bir yapı önermiştir. Elde edilen malzeme dağılımını kullanarak bileşen bazında bir topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Kavramsal tasarım, üç boyutlu tasarım yazılımı ile oluşturulmuş ve daha sonra kompozit parçanın malzeme dağılımı ve karmaşık bölgelerini belirlemek için boyut optimizasyonu yapılmıştır. Son aşamada, kompozit yapının boyut ve şekil optimizasyonu gerçekleştirilmiştir (Rao ve ark., 2009).



3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Pitman Kolunun Fiziksel Özellikleri

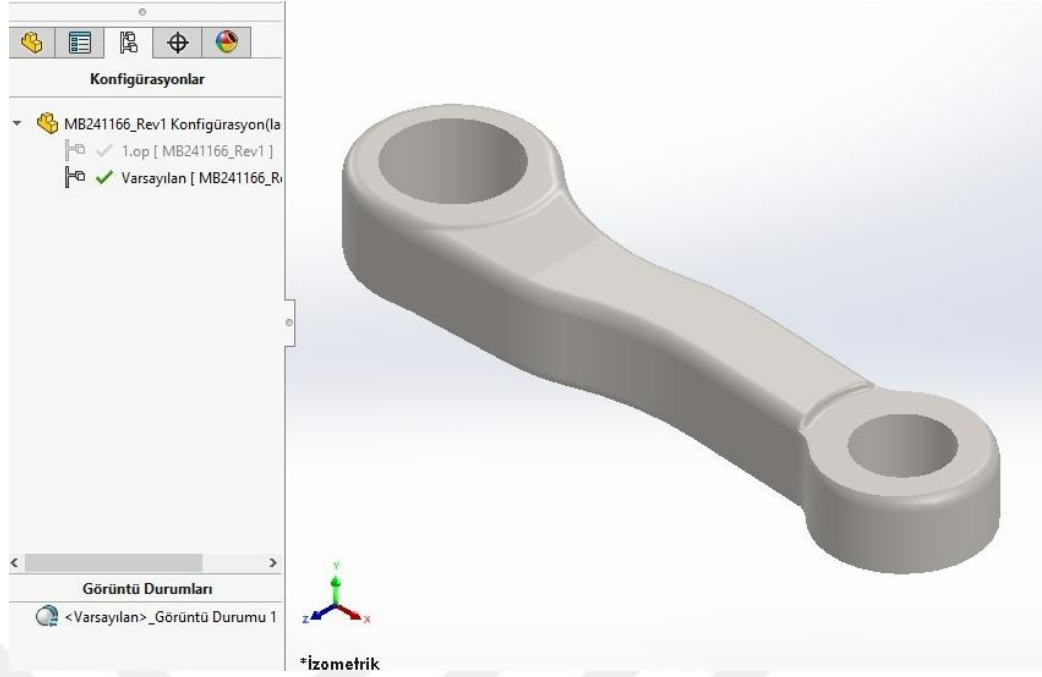
Şekil 3.1’de görülen pitman kolunun malzemesi sıcak bir dövme çeşidi olan SAE 4140 çeliğidir. Parça boyutları uzunluk, kalınlık ve genişlik olmak üzere sırasıyla 152 mm, 20.3 mm ve 40 mm olup iki delik ekseni mesafesi 115 mm’dir. Parçanın ölçülen ağırlığı 464.8 gramdır.



Şekil 3.1. Pitman Kolu

3.2. Üç Boyutlu Modelleme

Modellenecek olan numune ülkemizde bulunan yerli bir otomotiv firmasından temin edilmiştir. Numune, tersine mühendislik yöntemi ile modellenmiştir. Ölçümler esnasında dijital kumpas, diş ve radyus masterları kullanılmıştır. Ölçüler ikinci kez kontrol edildikten sonra numune, Solidworks yazılımı ile 3 boyutlu olarak Şekil 3.2’de görüldüğü gibi modellenmiştir.



Şekil 3.2. Pitman Kolu 3D Model

3.3. Sonlu Elemanlar ve Topoloji Optimizasyon Şartları

Yapısal tasarımı incelenecek olan pitman kolunun doğru bir şekilde modellenmesi, analiz verimliliği için en önemli etkenlerden biridir. Numune modeli, tersine mühendislik yöntemi ile 3 boyutlu tasarımlarda yaygın olarak kullanılan Solidworks yardımıyla oluşturulmuştur. Oluşturulan model, tekrar ölçü aletleri ile kontrol edilmiş ve boyutlar teyit edilmiştir. Bilgisayar ortamında oluşturulan 3 boyutlu model, yine yaygın bir sonlu elemanlar analiz programı olarak kullanılan Ansys Workbench yazılımında geometri olarak kabul edilmiştir. Uygun ve detaylı bir düğüm noktası çalışmasından sonra sınır şartları belirlenerek araç üzerinde oluşabilecek maksimum yük girdi olarak kabul edilmiştir.

Girdi değerleri belirlenen model için analiz çalıştırılmış ve değerler incelenmiştir. Değerler yorumlandıktan sonra belirli bölgelere uygulanabilecek olan topoloji optimizasyonu işlemi gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon sonuçlarına göre tekrar dizayn edilen pitman kolu, tekrar yapısal analize tabi tutulmuştur. Bu işlem birkaç kez gerçekleştirildikten sonra parça dayanımının sürekliliği, verimli ağırlık azaltma amacı ve imalat koşulları göz önünde bulundurularak en uygun tasarım belirlenmiştir.

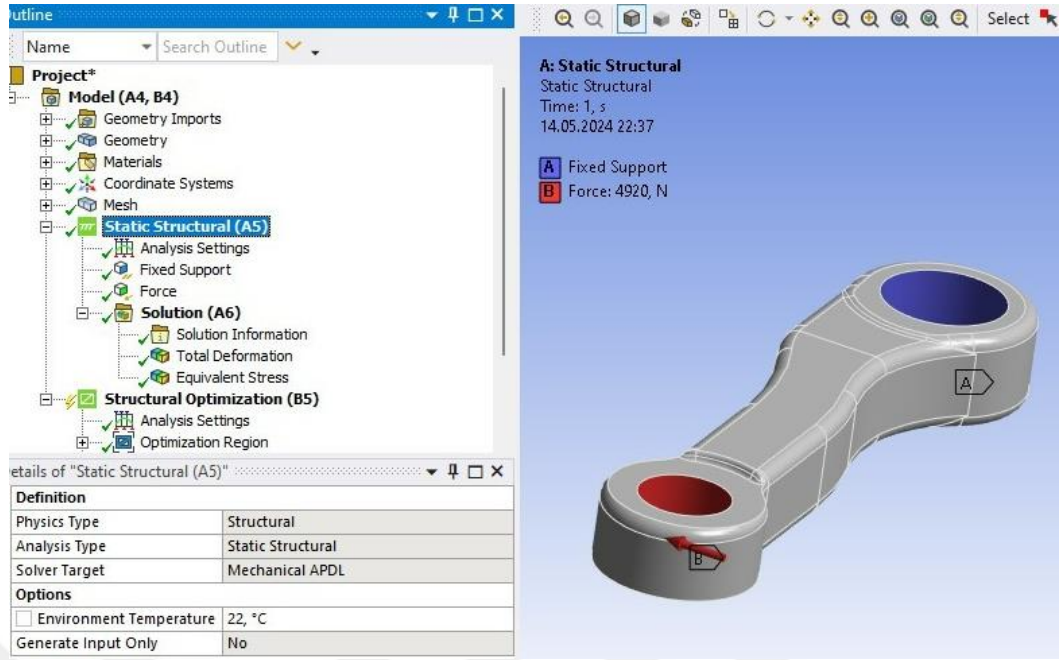
3.3.1. Dügüm noktası oluşturma

Sonlu elemanlar analizi (FEA) kullanılırken, sonuçların kesinliği ve süresi, düğüm noktalarının yoğunluğu, düzeni ve yapısına bağlıdır. Daha ince ve küçük düğüm noktası yapıları daha doğru sonuçlar üretebilir, ancak düğüm noktası oluşturmak ve analiz daha uzun zaman alabilir. Diğer yandan, daha kaba ve büyük düğüm noktası yapıları, daha hızlı hesaplamalar sağlayabilir, ancak daha az doğrulukla sonuçlanabilir. Küçük elemanlar, yüksek doğruluk gerektiren karmaşık modellerde tercih edilirken, büyük elemanlar basitleştirilmiş modellerde ve süre kısıtı olan çalışmalarda kullanılır. FEA modelleri oluşturulurken, en önemli sorun doğru sonuçlarla hesaplama süresi arasındaki dengeyi sağlamaktır. Bu çalışmada süre kısıtı olmadığından dolayı düğüm noktası yapıları hassas, olabildiğince küçük ve düzgün oluşturulmuştur. Ancak Ansys Workbench yazılımının öğrenci versiyonu kullanıldığı için belli bir düğüm sayısı engeli vardır, mümkün olabildiğince fazla düğüm noktası sayısına ulaşılmıştır.

3.3.2. Sınır şartları

Sınır şartları analizin senaryosu olarak nitelendirilebilir. Sınır şartları cismin farklı bölgelerindeki elastik yer değiştirmelerin ölçülebileceği bir referans sağlar. Sınır şartlarından bir tanesi de cismi veya aksamı sabitlemektir. Her düğüm noktasının 3 öteleme serbestlik derecesi olmak üzere 3 adet serbestlik derecesi vardır. Sınır şartları bu serbestlik derecelerini sabitlemek için kullanılır. Sabitlemelerin farklı yerlerden yapılması sonuçları çok büyük oranda etkilemektedir.

Yapısal analizi yapılacak olan pitman kolu, rot çubuklarına bağlandığı kısımdan Şekil 3.3'te görüleceği üzere sabitlenmiştir. Sektör dişlisinden çıkan mile bağlanan kısımdan ise yine Şekil 3.3'teki gibi kuvvet uygulanmıştır. Mesnet olarak kabul edilen A bölgesi 3 adet serbestlik derecesinde sabitlenmiştir.



Şekil 3.3. Sınır Şartları

B kısmına uygulanacak olan kuvvet ise aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$F = \text{Kuvvet (N)}$$

$$m = \text{Cismin kütlesi (kg)}$$

$$a = \text{İvme (m/s}^2\text{)}$$

$$x = \text{Tekerleğin dönüş sırasındaki yer değiştirmesi (mm)}$$

$$T = m \cdot a \cdot x \quad (3.1)$$

$$\text{Araç toplam ağırlığı} = \text{Araç boş ağırlığı} + \text{Yolcu ağırlığı} + \text{Bagaj ağırlığı}$$

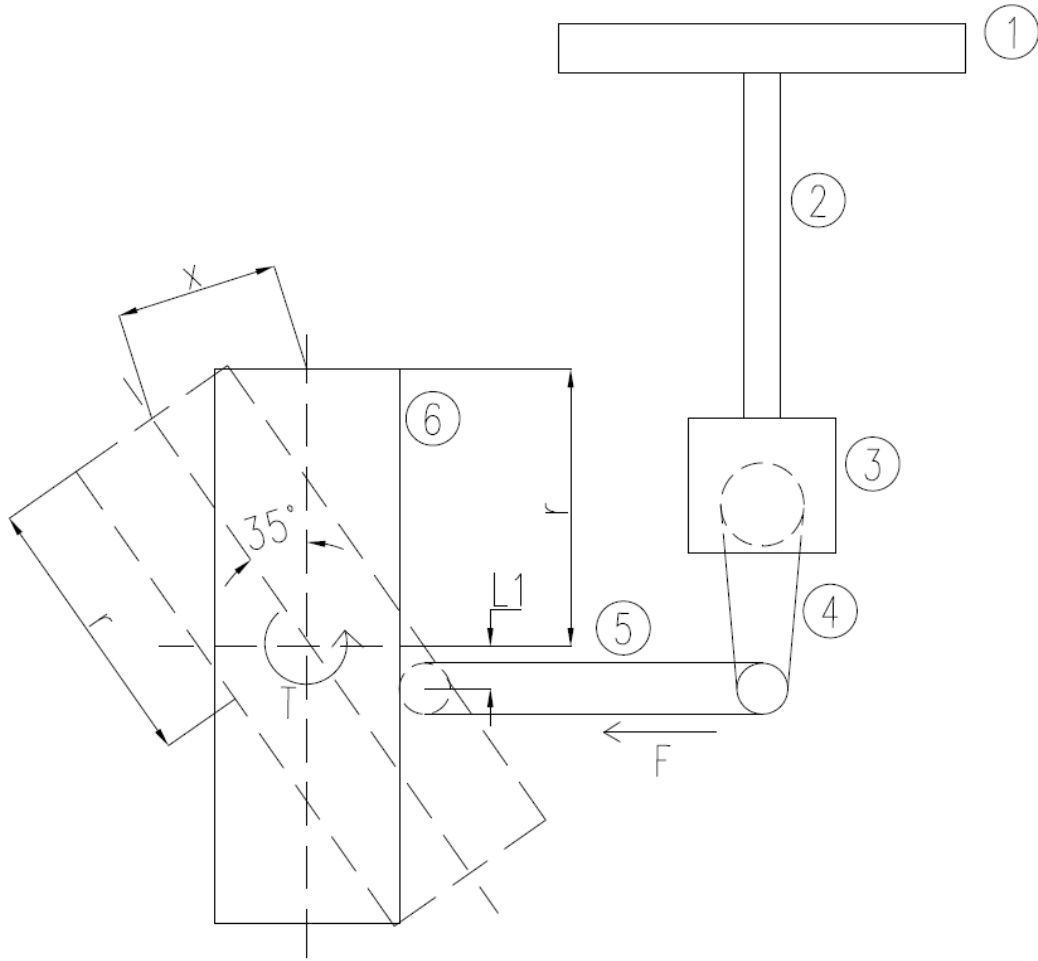
$$\text{Araç toplam ağırlığı} = 1685 + 320 + 100 = 2105 \text{ kg}$$

Burada tekerleğe binen yükün maksimum olduğu yani aracın durgun haldeki durumu gözletilmiştir. Araçta ön ve arka olmak üzere iki aks bulunduğu için;

$$m = \frac{\text{Araç toplam ağırlığı}}{2} \quad (3.2)$$

$$m = \frac{2105}{2} = 1052.5 \text{ kg}$$

Direksiyon alt sisteminin serbest cisim diyagramı Şekil 3.4'te gösterilmiştir. Diyagramda numaralandırılan parçaların tanımlamaları aşağıda yer almaktadır.



Şekil 3.4. Direksiyon Alt Sistemi Serbest Cisim Diyagramı

1. Direksiyon simidi
2. Direksiyon mili
3. Sektör dişli kutusu
4. Pitman kolu
5. Rot mili
6. Tekerlek

Tekerleğin kendi eksenini etrafında 35° döndüğü bilinmektedir. Diyagramda x ölçüsünü bulmak için bir ikizkenar üçgen oluşturulmuştur. Tekerleğin yarıçapı olarak tanımlanan r ölçüsü ve açı yardımı ile kosinüs teoreminden x ölçüsü bulunmuştur.

$$x^2 = r^2 + r^2 - 2.r.r.\cos(35^\circ) \quad (3.3)$$

$$x^2 = 201,5^2 + 201,5^2 - 2.201,5.201,5.\cos(35^\circ)$$

$$x = 121,3 \text{ mm}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$T = \text{Tekerleği döndürmek için gereken kuvvet, (N)}$$

$$\mu = \text{Sürtünme katsayısı (lastik-asfalt)}$$

$$r = \text{Tekerlek yarıçapı}$$

$$L_1 = \text{King pimi ve rod bağlantısı arası eksen mesafesi (mm)}$$

$$\sigma = \text{Eğilme gerilmesi (MPa)}$$

$$y = \text{Taraflı eksenden dikey uzaklık (mm)}$$

$$I = \text{Kesit eylemsizlik momenti (mm}^4\text{)}$$

$$t = \text{Kesit kalınlığı (mm)}$$

$$b = \text{Kesit genişliği (mm)}$$

$$T = m. g. \mu. x \quad (3.4)$$

$$T = (1052.5)(9.81)(0.7)(121.3)$$

Tekerleği sağa veya sola döndürmek için tekerleğe uygulanması gerek tork aşağıdaki gibidir;

$$T = 885275 \text{ N.mm}$$

Buradan kuvvet kolu uzunluğu varsayılarak pitman koluna uygulanması gereken kuvvet hesaplanırsa;

$$F = \frac{T}{L_1} \quad (3.5)$$

$$F = \frac{885275}{114}$$

$$F = 4920 \text{ N}$$

Yapısal analiz sırasında kullanılacak olan bir sınır şartı belirlenmiştir. Analizin teyidinin yapılması istenirse pitman kolunda oluşabilecek maksimum gerilme aşağıdaki gibi hesaplanacaktır;

$$M = F \cdot L_1 \quad (3.6)$$

$$M = 4920 \text{ N} \cdot 114 \text{ mm}$$

$$M = 560880 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$y = \frac{b}{2} \quad (3.7)$$

$$y = \frac{25}{2}$$

$$y = 12.5 \text{ mm}$$

Pitman kolunun kesit alanının şekline en yakın olan geometri dikdörtgendir. Dikdörtgen alanın eylemsizlik momenti aşağıdaki gibidir;

$$I = \frac{tb^3}{12} \quad (3.8)$$

$$I = \frac{20 \cdot 25^3}{12}$$

$$I = 26042 \text{ mm}^4$$

Pitman kolunda meydana gelen eğilme gerilmesi;

$$\sigma = \frac{My}{I} \quad (3.9)$$

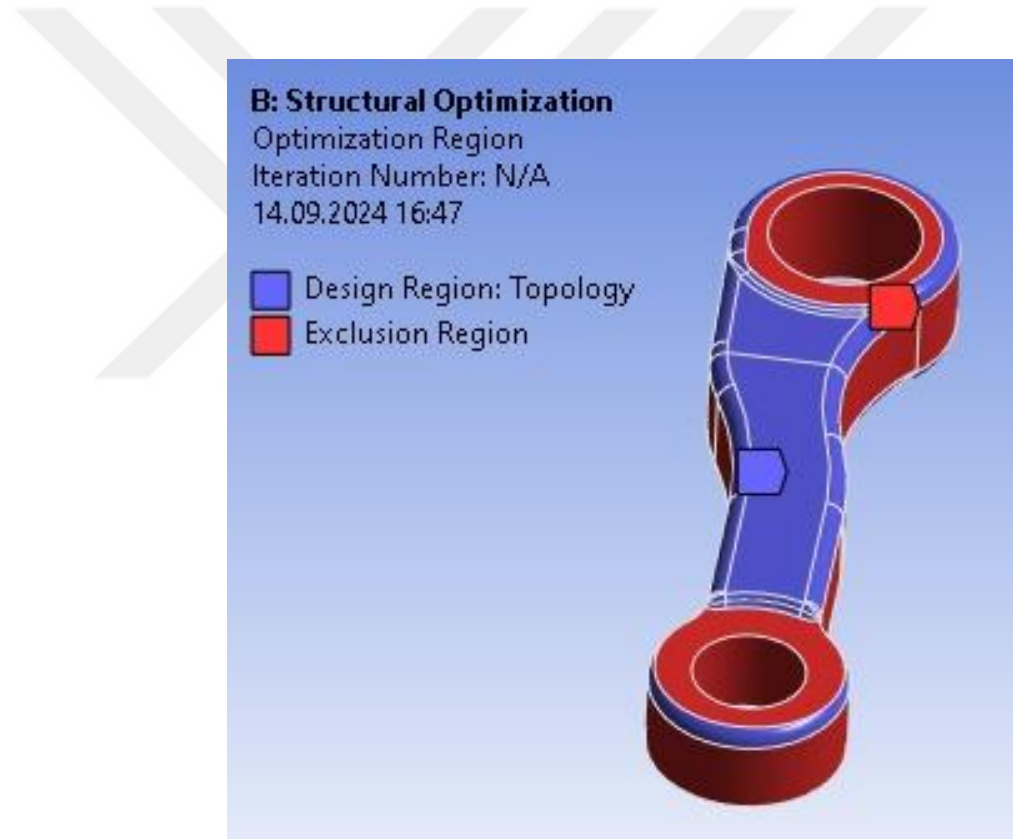
$$\sigma = \frac{(560880) \cdot (12.5)}{26042}$$

$$\sigma = 269 \text{ MPa}$$

3.3.3. Topoloji optimizasyon şartları

Numunenin optimize edilmesi için uygulanması gereken sınır şartları mevcuttur. Topoloji optimizasyonunun delik ekleyerek ağırlık azaltma ve malzemeyi optimum dağıtma olduğundan dolayı malzeme miktarı azaltılırken bir sınır girilmesi gerekmektedir. Bu sınır yazılımın geriye kalacak olan malzeme miktarı kısmında 60% olarak tanımlanmıştır.

Ayrıca parçanın işlevinin kaybetmemesi için optimizasyon uygulanacak bölgeler de sınırlandırılmalıdır. Şekil 3.5'te görüleceği üzere kırmızı renkli bölgeler parçada kaybolmasının istenmediği, mavi renkli bölgeler ise optimizasyonun uygulanabileceği bölgeler olarak kullanıcı tarafından işaretlenmiştir.



Şekil 3.5. Optimizasyon Bölgeleri

3.4. Yorulma Deney Girdileri

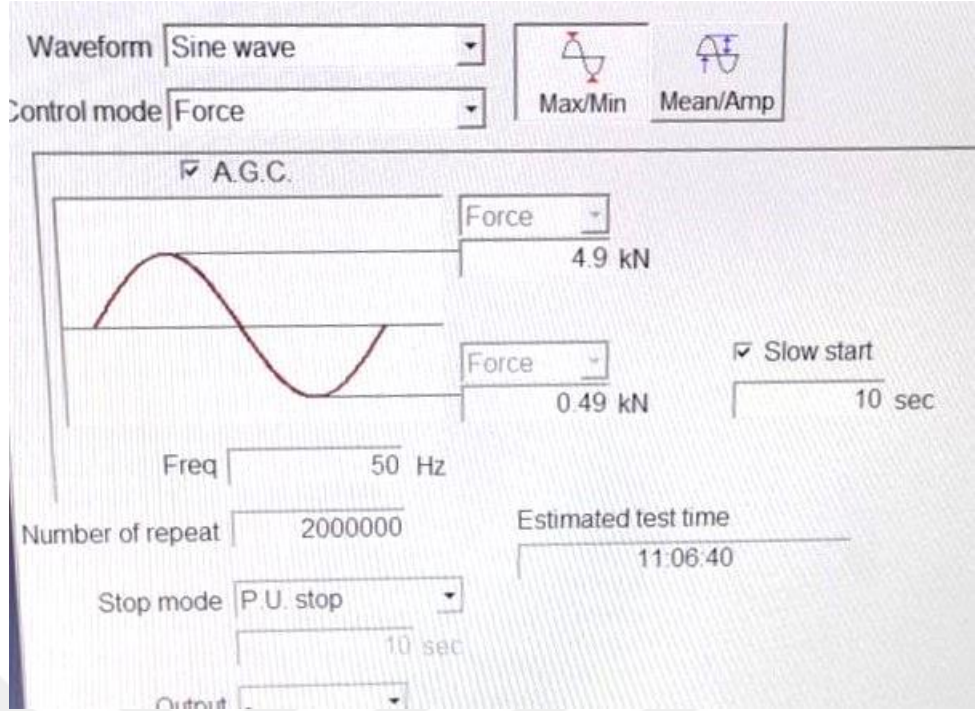
Sınır şartları kısmında yapılan hesap neticesinde bulunan kuvvet 4 numuneye sıra ile uygulanmış olup, numunelerin her biri 10^6 çevrim sayısını aşacak şekilde yorulma testine tabi tutulmuştur. Şekil 3.6'da görüleceği üzere Shimadzu marka EHF-LV020k2-

020 modeli test cihazında 4900 kN yük altında ve 50 Hz (3000 dev/dk) devir olarak test girdileri oluşturulmuştur.



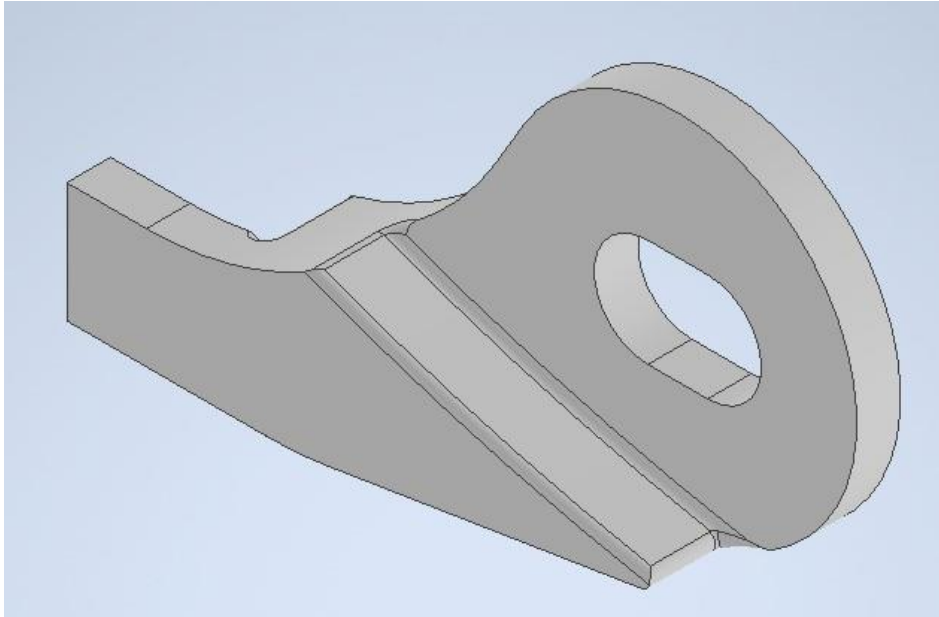
Şekil 3.6. Yorulma Test Cihazı

Şekil 3.7’de görüleceği üzere test cihazının temel fonksiyonu çekme-basma yorulma testi uygulamasıdır. Cihazın maksimum uygulayabileceği yük kapasitesi 20 kN olup, bir elektrik motoru ve hidrolik ünitesi ile çeki ve bası yapmaktadır.



Şekil 3.7. Test Girdi Değerleri

Yine 3 boyutlu tasarlanan ve CNC dik işlem tezgahında üretilen bir aparat yardımı ile alt ve üst olmak üzere iki çenenin eksenleri kaydırılarak numunelere eğilme gerilmesi uygulanmıştır. SAE 4130 çeliğinden üretilmiş olan aparat tasarımı Şekil 3.8’de gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Test Aparatı

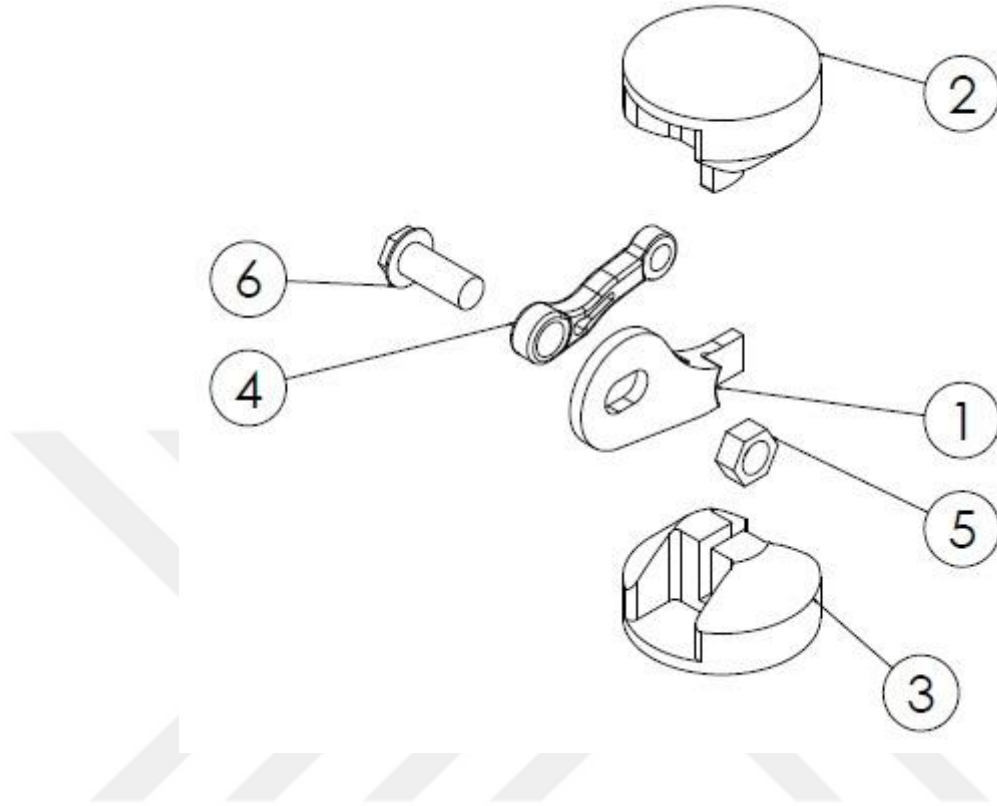
Yorulma testinin güvenilir bir şekilde gerçekleştirilebilmesi için, numunenin test cihazına doğru ve sabit bir şekilde bağlanmasını sağlayan özel bir bağlama aparatı tasarlanmıştır. Şekil 3.7’de gösterilen aparat, numunenin test sırasında maruz kalacağı tekrarlayan yüklemelere karşı stabil kalmasını ve doğru hizalanmasını sağlamak üzere optimize edilmiştir. Aparat, numunenin test cihazına sıkıca monte edilmesine olanak tanırken, aynı zamanda yüklerin homojen bir şekilde iletilmesini ve test sonuçlarının doğruluğunu garanti eder. Bu tür bir bağlama mekanizması, testin tekrarlanabilirliğini ve güvenilirliğini artıran kritik bir bileşendir.

Araç üzerinde olduğu gibi pitman kolunun sektör miline bağlanan kısmı sabitlenmiştir. Sabitleme cıvata, somun ve dönmeyi engellemek amacıyla tırnaklı pul yardımı ile gerçekleşmiştir. Şekil 3.9’da gösterildiği gibi numunenin araçta rod başına bağlanan ve kuvvetin oluşacağı varsayılan ikinci kısmına aralıklarla bası kuvveti uygulanmıştır.



Şekil 3.9. Numune Yorulma Testi

Şekil 3.9’da gösterilen test cihazı, numune ve aparat bağlantısının montaj şeması Şekil 3.10’da tarif edilmiş, altında ise parça tanımlamaları yapılmıştır.



Şekil 3.10. Test Montajı

1. Test aparatı
2. Üst bası çenesi
3. Alt tutucu çene
4. Pitman kolu
5. M25 Somun (1.5 diş)
6. M25x70 Cıvata (1.5 diş)

Saniyede 50 kez tekrarlanan yük uygulama işlemi, test cihazının hızlı ve hassas bir şekilde çalıştığını gösterir.

Alt çenede bulunan yük sensörü, uygulanan yükü sürekli olarak izler ve üst çeneye uyarı gönderir. Bu geri besleme döngüsü sayesinde hidrolik sistem harekete geçer ve istenilen yükü parçaya uygular.

Bu sistem, uygulanan yükün hassas bir şekilde kontrol edilmesini ve testin her aşamasında istenilen şartların sağlanmasını garanti eder. Böylece test sonuçları, güvenilir ve tekrarlanabilir olur.

Test sırasında her saniyede bir kez veri toplanmış ve bu veriler, uygulanan yükü grafiksel olarak göstermiştir. Bu, test sırasında uygulanan yükün zamanla nasıl değiştiğini, sabit kalıp kalmadığını veya dalgalanma olup olmadığını analiz etmek için kullanılır.

3.5. Radyografik Görüntüleme Koşulları

Bu çalışmada topoloji optimizasyon uygulanmış olan numunelere test öncesi ve sonrası olmak üzere toplam 4 adet radyografik muayene uygulanmıştır. Deney numunelerinden alınan radyografik görüntüler, Şekil 3.11’de gösterilen "UNICOMP AX9100 X-Ray" cihazı ile ortalama 120-150 kV enerji ile 1-3 dk süreyle pozlanarak alınmıştır.



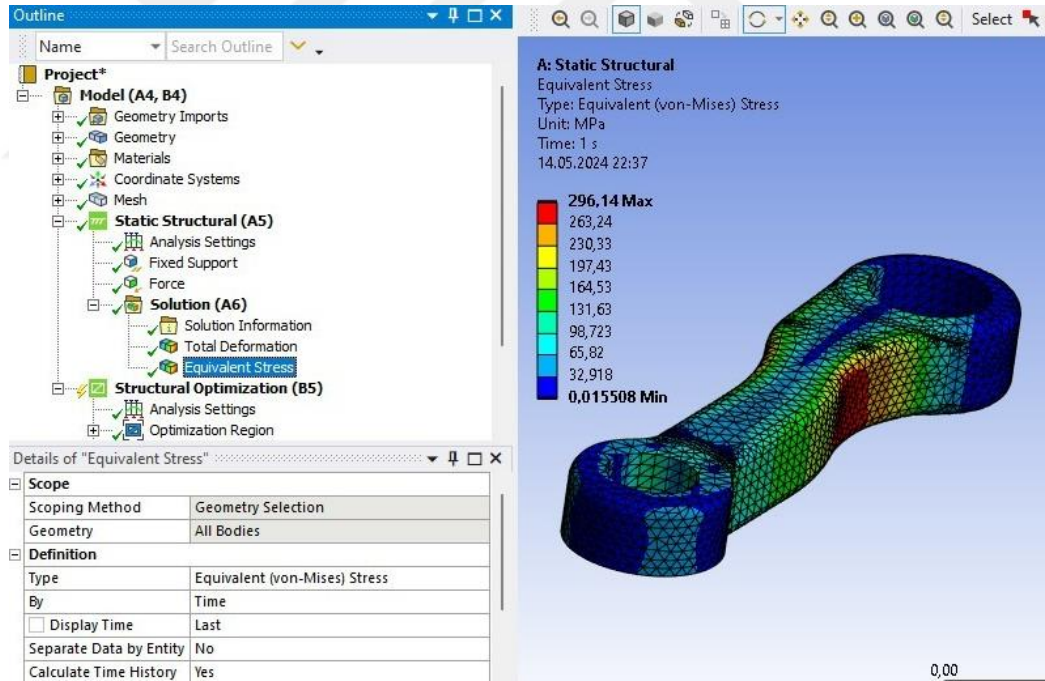
Şekil 3.11. X-RAY Cihazı

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

4.1. Sonlu Elemanlar ile Topoloji Optimizasyon Sonuçları ve Parça Üretimi

4.1.1. Sonlu elemanlar ile topoloji optimizasyon sonuçları

Matematiksel yaklaşım sonucunda yapısal analizde uygulanacak olan tekerleği döndürmek için gerekli kuvvet (F) ve eğilme gerilme değeri bulunmuştur. Kuvvet, analiz programında bir sınır şartı olarak kabul edilmiş ve yapısal analiz uygulanmıştır. Analiz sonucunda ulaşılan gerilme değeri Şekil 4.1'de görüldüğü gibi maksimum bölgede 296 MPa olarak bulunmuş ve hesaplanan değere yakın olduğu görülmüştür. Malzeme akma dayanımı, dövmeden sonra uygulanan ısıtıl işleme bağlı olarak 800-1100 MPa aralıklarında değiştiği düşünüldüğünde yaklaşık 3 kat emniyetli bir tasarım yapıldığı anlaşılmaktadır.

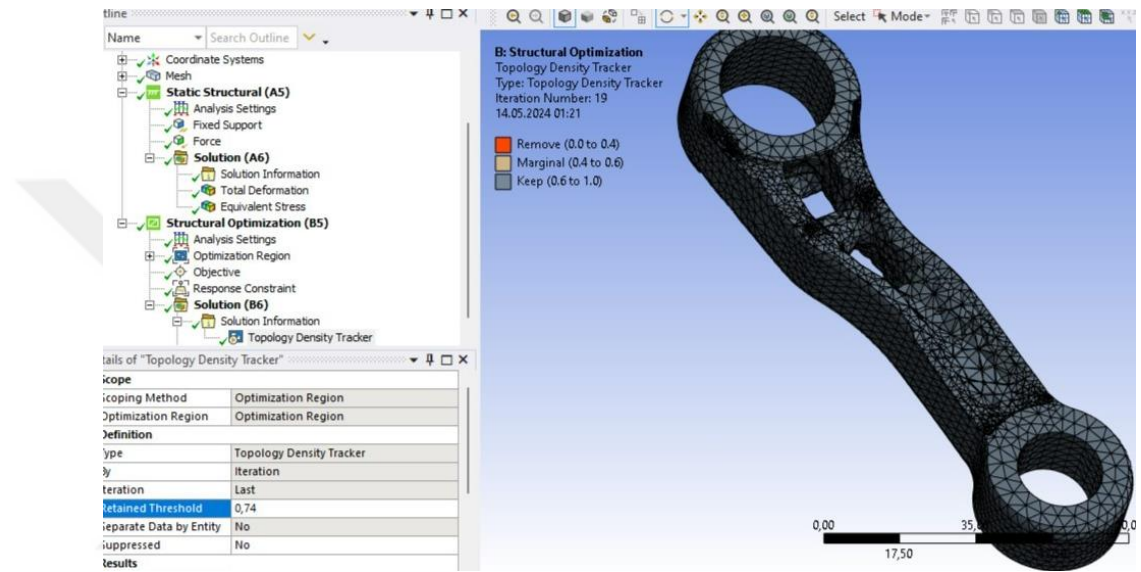


Şekil 4.1. Gerilim Dağılımı

Uygulanan yapısal analizin ardından parçada bir yük dağılımı oluşmuştur. Şekil 4.1'de görüldüğü gibi mukavemet açısından parçanın mavi renkli bölgeleri minimum derecede önem taşımaktadır. Ancak uygulanacak olan optimizasyon, yapının fonksiyonelliğini ve üretilebilirliğini olumsuz anlamda etkilememelidir. Bu nedenle

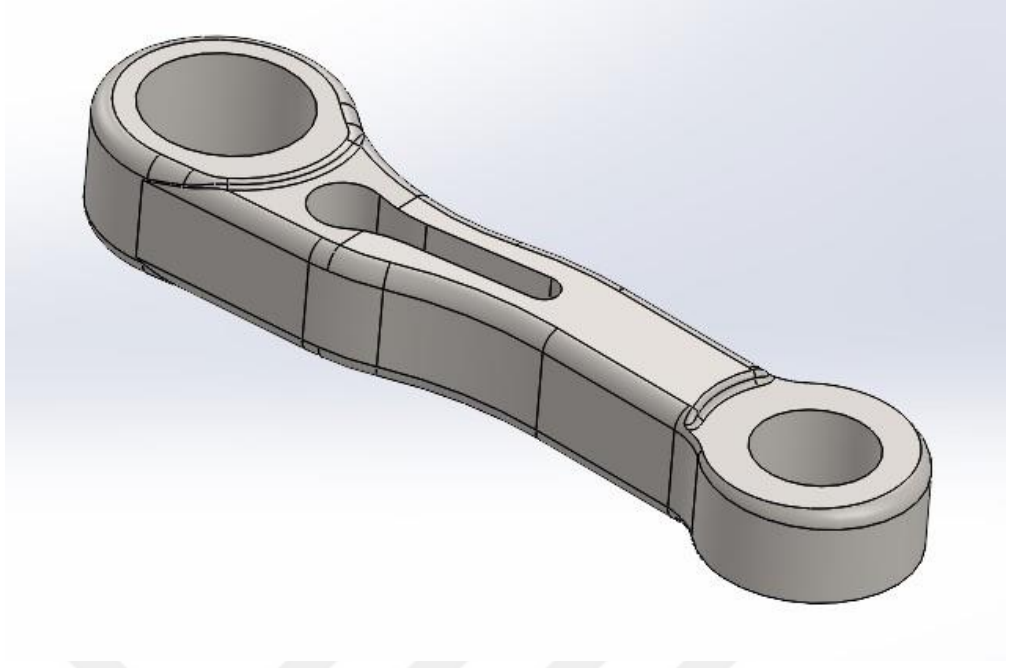
ağırlık azaltma, parçanın ön ve arka yüzeylerinde uygulanacaktır. Şekil 4.2’de optimizasyonun uygulanmış hali görülmektedir.

Şekil 4.2’de görüldüğü gibi optimizasyon sonucunda yük taşıma yoğunluğunun en az olduğu bölge olan sektör dişli miline bağlanan deliğin hemen alt kısmında boşluklar oluşmuştur. Yazılım bu boşluğu sadece belirlenen sınır şartları çerçevesinde oluşturduğundan dolayı şeklin üretilebilirliği için parça tekrar 3 boyutlu bir yazılım ile modellenmiştir.

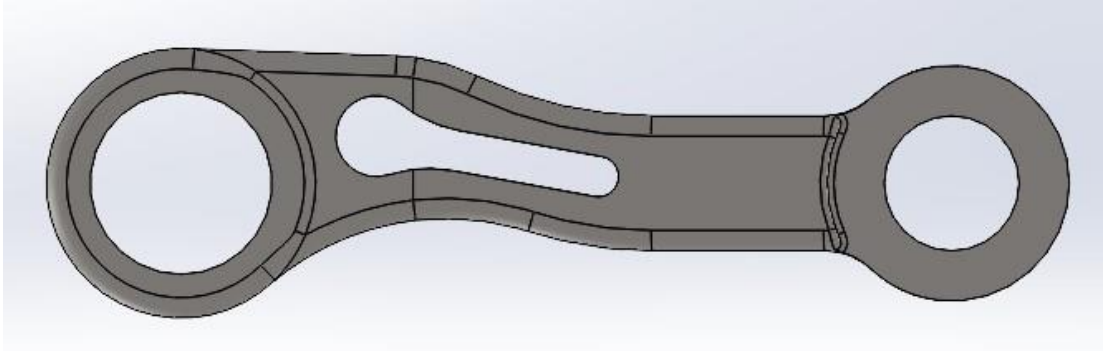


Şekil 4.2. Topoloji Optimizasyonu Uygulaması

Şekil 4.3 ve 4.4’te optimizasyon sonucu imal edilebilir bir geometri görülmektedir. Bu geometri parçanın dövme yolu ile imal edildikten sonra talaşlı imalat ile boşaltma yapılacağı düşünülmüş olarak oluşturulmuştur. Ancak bu yöntem, bu çalışmada uygulanacak bir yöntemdir. Seri üretim süreci düşünüldüğünde bu geometri direkt olarak dövme kalıplama veya döküm proseslerinde maça yardımıyla üretilebilir olacaktır.



Şekil 4.3. Topoloji Optimizasyon Modeli İzometrik Görünüm



Şekil 4.4. Topoloji Optimizasyon Modeli Üstten Görünüm

4.1.2. Parça üretimi

Optimizasyon sonucunda elde edilen karmaşık geometriler, geleneksel üretim yöntemleriyle zorlayıcı olabileceğinden, genellikle ileri üretim teknikleri kullanılır. Örneğin, CNC işleme, hassas döküm veya 3D baskı gibi yöntemler, topoloji optimizasyonu ile üretilen parçaların karmaşık yapısını yüksek doğrulukla üretmek için tercih edilir.

Şekil 4.5 ve Şekil 4.6 CNC dik işlem tezgahında parmak freze yardımıyla işlenmiş parçanın bir örneğini göstermektedir. CNC (Bilgisayar Sayısal Kontrolü) tezgahları, yüksek hassasiyetle karmaşık geometriler oluşturmak için kullanılır. Burada, parmak

frezeleme işlemi kullanılarak parçanın istenilen geometrisi oluşturulmuştur. İşlenen parçalar, prototip olarak veya küçük ölçekli özel üretimler için ideal olabilir.

Bu şekiller, CNC işlemi sonrasında parçaların yüzey kalitesi, detay seviyesi ve genel görünümü hakkında bilgi verir. CNC işlemi genellikle yüksek yüzey kalitesi ve hassasiyet sağladığı için, bu şekillerde parçaların temiz ve doğru geometrilerle işlenmiştir.

Açıklamada CNC işlemi, yalnızca parçanın geometrisini oluşturmak için uygulanmış geçici bir proses olarak değerlendirilmektedir. Bu, seri üretim için değil, daha çok prototip geliştirme veya tasarım doğrulama aşamalarında kullanılan bir işlem olduğunu gösterir.

Seri üretime geçildiğinde, bu işlem yerine daha uygun bir yöntem (dövme veya dökme) kullanılacak ve bu da üretim sürecini daha hızlı ve maliyet etkin hale getirecektir.



Şekil 4.5. Pitman Kolu (İşlemden Sonra-1)

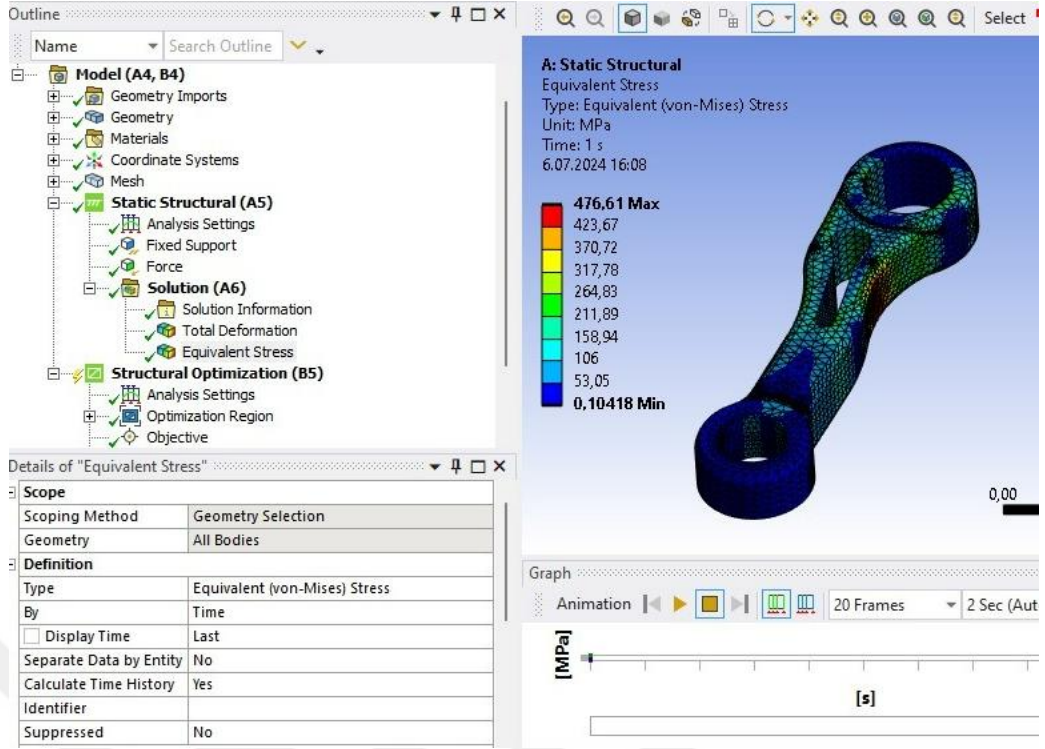
Seri üretimde CNC yerine, dövme veya dökme işlemleri kullanılabilir. Bu yöntemler, aynı geometriyi sağlamak için daha uygun olabilir. Özellikle dövme ve dökme işlemlerinde, parçaların önceden tasarlanmış kalıplar kullanılarak hızlı ve verimli bir şekilde üretilmesi mümkündür.



Şekil 4.6. Pitman Kolu (İşlemden Sonra-2)

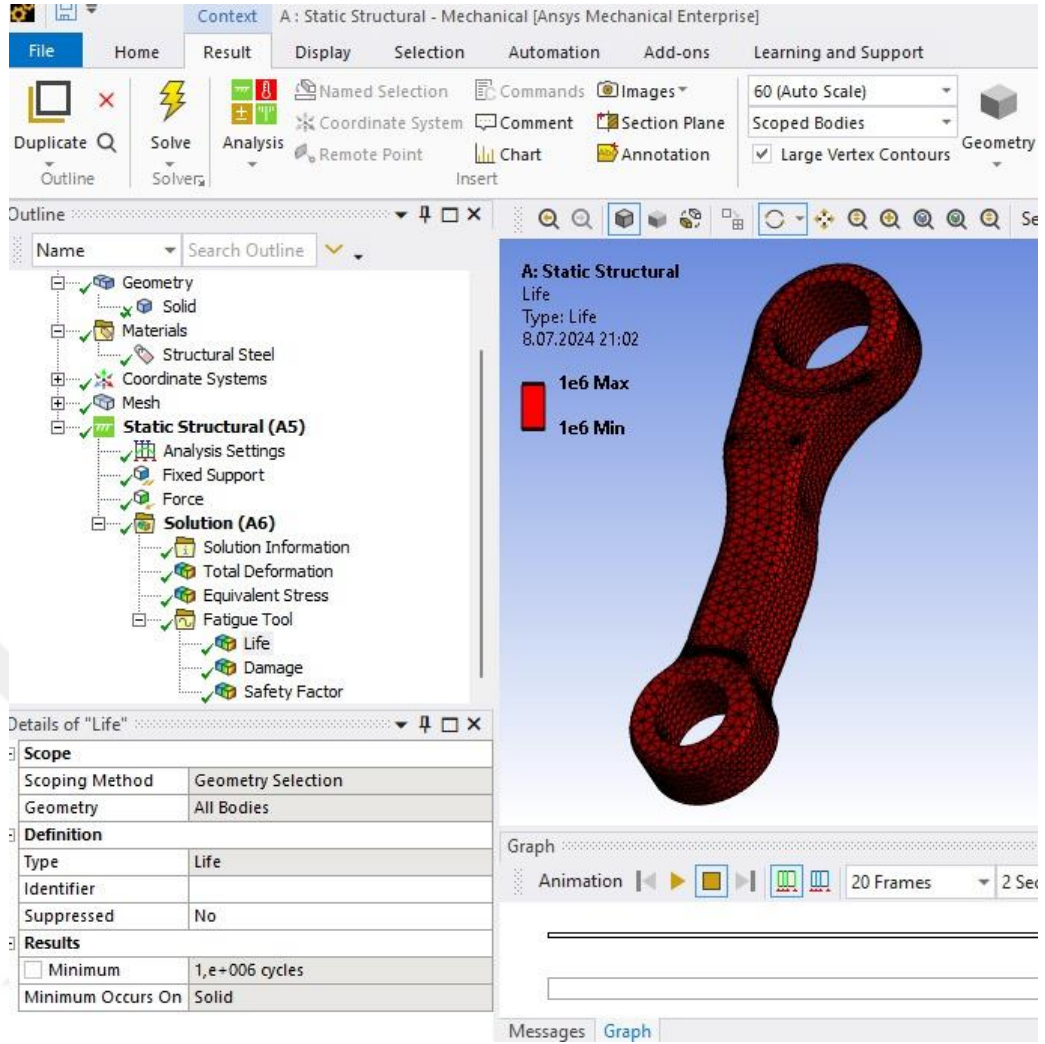
4.2. Optimizasyon Sonrası Yorulma analizi

3 boyutlu tasarım programı yardımı ile topoloji optimizasyon uygulanarak modellenen parça aynı sınır koşullarında tekrar analiz edilmiştir. Analiz sonucunda oluşan gerilme dağılımı ve maksimum gerilme Şekil 4.7’de gösterilmiştir. Görüldüğü üzere parçada oluşan maksimum gerilme 476 MPa olup, parça akma dayanımının neredeyse ancak yarısı kadardır. Optimizasyon öncesi geometri ile kıyaslandığında ise yaklaşık 60% oranında bir gerilme artışı gözlenmiştir.



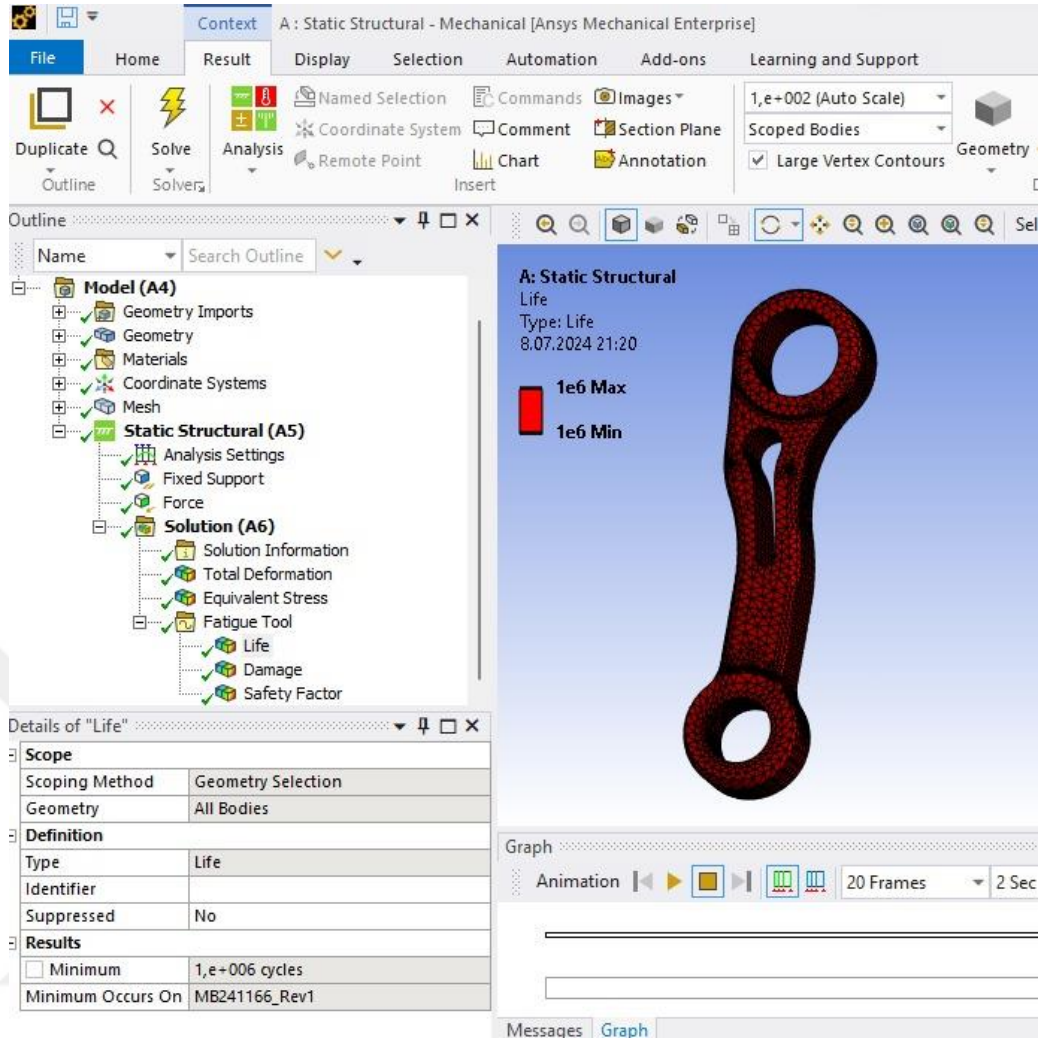
Şekil 4.7 Optimizasyon Sonrası Yapısal Analiz

Parçanın çalışma koşulları göz önünde bulundurulduğunda yorulma davranışını da bilgisayar ortamında test etme ihtiyacı duyulmuştur. Öncelikle Şekil 4.8’de parçanın optimizasyon öncesindeki geometrisi test edilmiş ve parça yorulma dayanımının minimum 10^6 çevrim olduğu gözlemlenmiştir. Buradaki sınır koşulları aynı zamanda yapısal analizde kullanılan sınır koşullarıdır.



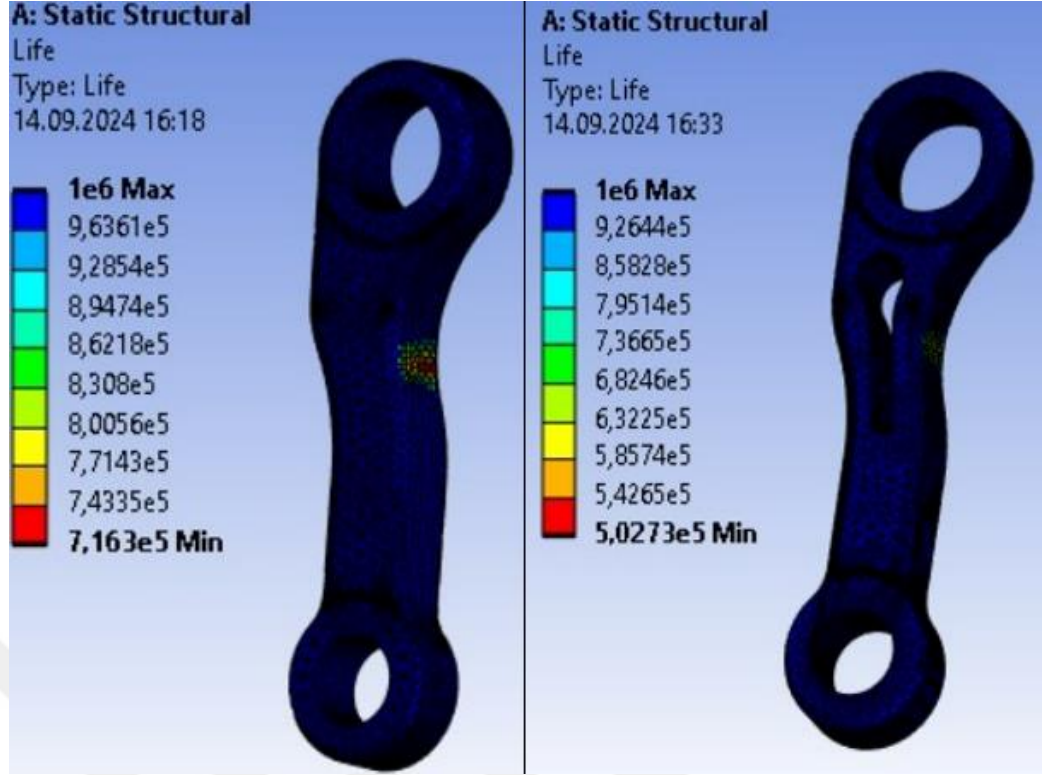
Şekil 4.8 Optimizasyon Öncesi Yorulma Çevrimi

Topoloji optimizasyonunun yorulma dayanımına etkisini bilgisayar ortamında inceleyebilmek amacıyla optimizasyon sonrası oluşan ve üretime uygun tasarlanan geometriye de aynı sınır koşullarında yorulma analizi uygulanmıştır. Şekil 4.9'da görüldüğü gibi parçanın minimum yorulma dayanımının yine 10^6 çevrim olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Sonuç optimizasyonun avantajı olarak gözlemlenebilir. Bu durum sadece mekanik değerler ile değil, ticari ve endüstriyel bakış açıları ile birlikte değerlendirilmelidir. Sonlu elemanlar analiz yönteminde de bahsedildiği gibi geometride oluşturulan düğüm noktaları, sonuçların doğruluğu açısından çok önemli olup, belli bir düğüm noktası sayısının aşamadığı da unutulmamalıdır. Deneysel yorulma testleri sonuçların daha güvenilir elde edilebilmesi açısından daha yardımcı olacaktır.



Şekil 4.9 Optimizasyon Sonrası Yorulma Çevrimi

Ancak geometrileri birbirinden farklı olan iki numunenin arasında fark görülmemesi uygulanan testlerin yetersiz olduğunu düşündürebilir. Bu olguyu ortadan kaldırmak ve numuneler arasındaki farkı daha belirgin hale getirmek için numunelere gelen yükler 30% oranında artırılmış ve parçalara bilgisayar ortamında tekrar yorulma analizi uygulanmıştır. Yük artırıldığında, optimize edilmemiş parça Şekil 4.10'da gösterildiği gibi yaklaşık 7.16×10^6 çevrimde hasar görürken, optimize edilmiş parçanın dayanımı Şekil 4.11'de görüleceği üzere 5.03×10^6 çevrimde tükenmiştir. Bu fark, topoloji optimizasyonunun yorulma dayanımı üzerindeki etkisinin daha ayrıntılı bir şekilde incelenmesi gerektiğini göstermektedir.

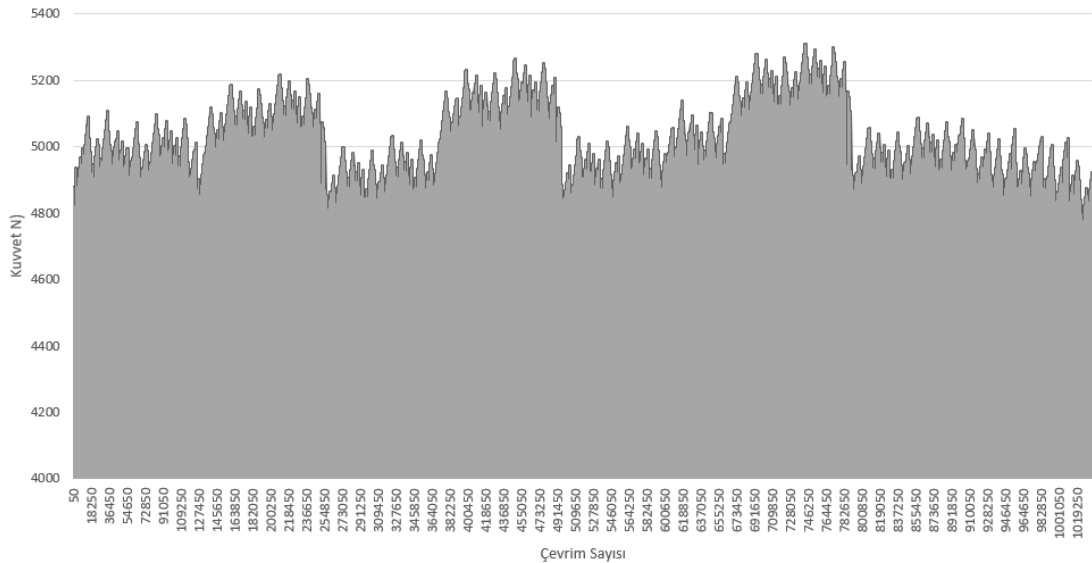


Şekil 4.10. Yorulma Analizi-1

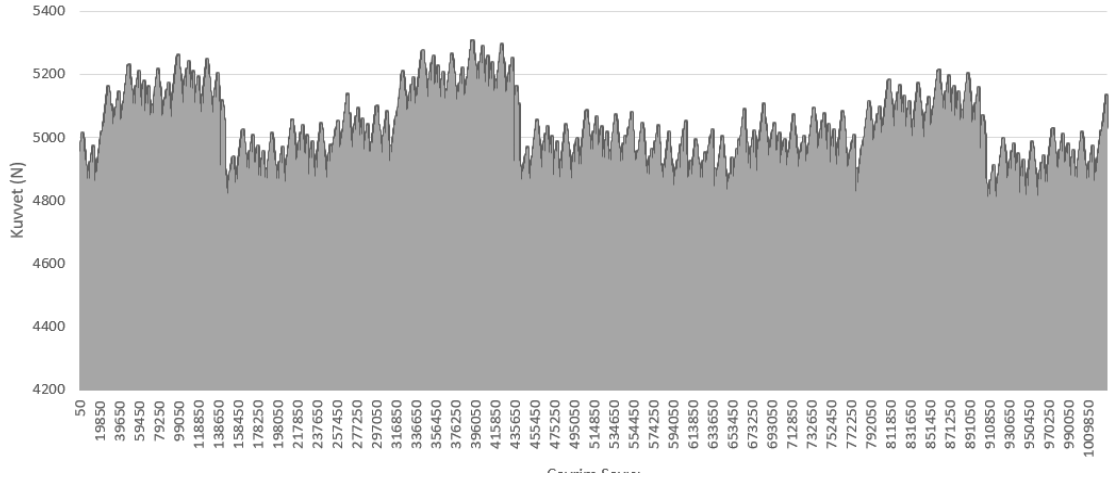
Şekil 4.11. Yorulma Analizi-2

4.3. Yorulma Deneyi Sonuçları

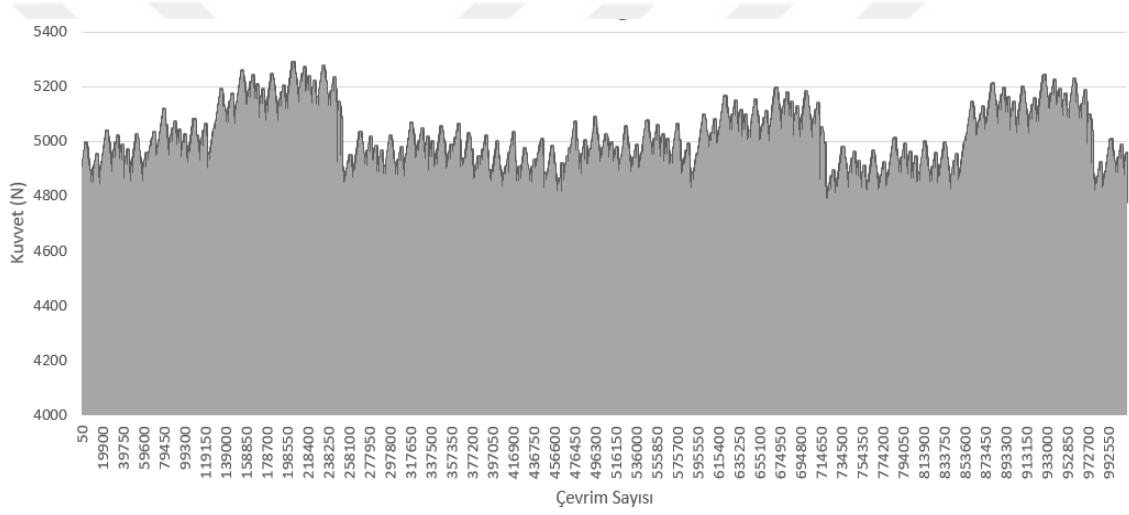
Şekil 4.12 ve 4.13'te gösterilen grafikler, optimizasyon uygulanmamış numunelere ait test sonuçlarını, Şekil 4.14 ve 4.15 ise optimizasyon uygulanmış numunelere ait test sonuçlarını göstermektedir.



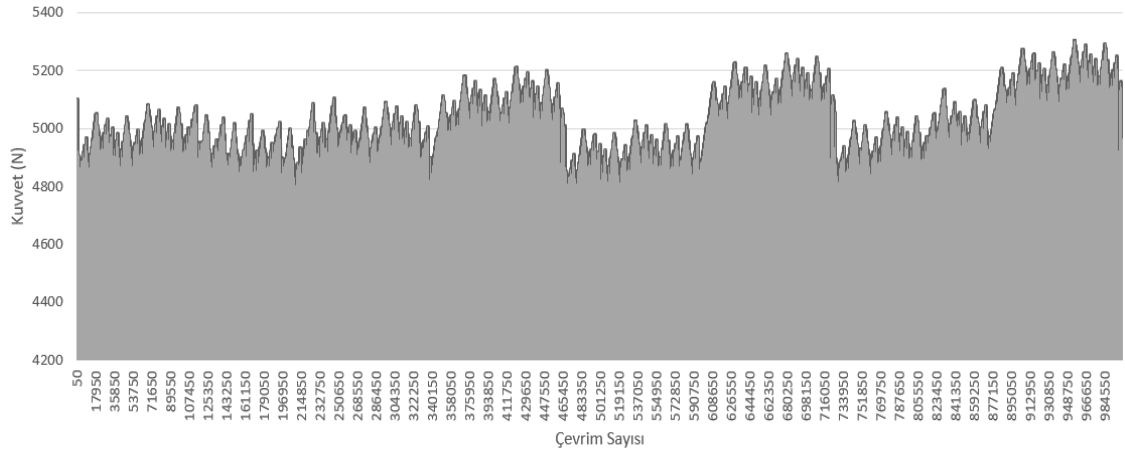
Şekil 4.12. Yük-Çevrim Sayısı 1



Şekil 4.13. Yük-Çevrim Sayısı 2



Şekil 4.14. Yük-Çevrim Sayısı 3



Şekil 4.15. Yük-Çevrim Sayısı 4

Şekillerde görüldüğü üzere dikey eksen numuneye uygulanan yükü kN cinsinden gösterirken, yatay eksen ise çevrim sayısını adet cinsinden belirtmektedir. Cihazın %10 sapma değeri göz önünde bulundurulduğunda numunelere uygulanan kuvvetler 4700 N ile 5300 N aralığında olup makul seviyelerdedir. Test sonucunda 4 numunede de herhangi bir tahribat meydana gelmemiştir.

4.4. Radyografi Sonuçları

Bu çalışmada topoloji optimizasyon uygulanmış olan numunelere test öncesi ve sonrası olmak üzere toplam 4 adet radyografik muayene uygulanmıştır. Şekil 4.16 test öncesi radyografik görüntüyü gösterirken Şekil 4.17 yorulma testi sonrası radyografik görüntüyü yansıtmaktadır. İkinci görselde yorulma gerilmesi sonucu bir kusur gözükmemektedir. Görüntü mesafeleri ve açıları değişmemektedir.



Şekil 4.16. Radyografik Görüntü-1

Şekil 4.17’te gösterilen yorulma testine tabi tutulan numune, uygulanan yorulma yüklemelerine rağmen çatlak veya kusur göstermemiştir. Bu, malzemenin yorulma dayanıklılığının yüksek olduğunu, yani tekrarlayan yüklemeler altında malzemenin iç yapısında önemli bir bozulma olmadığını gösterebilir.

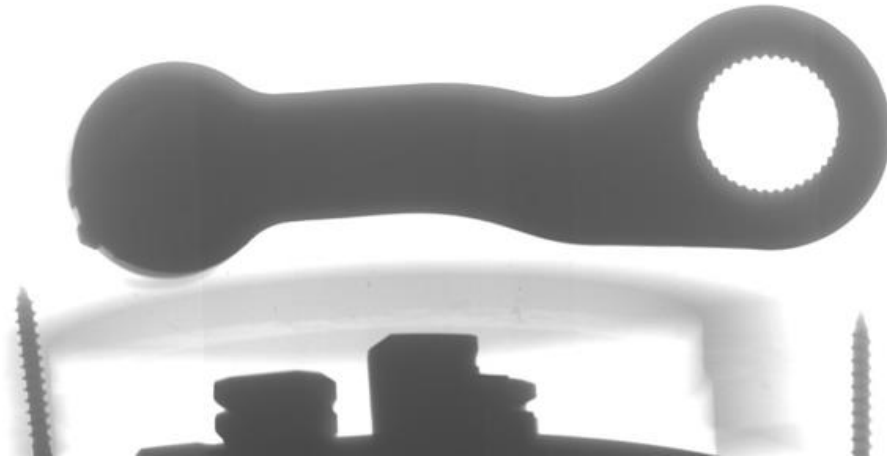


Şekil 4.17. Radyografik Görüntü-2

Şekil 4.18 ve Şekil 4.19’da ise topoloji optimizasyon uygulanmamış olan numunelerin sırasıyla test öncesi ve sonrası olmak üzere toplam 2 adet radyografik görüntüsü gösterilmiştir. Yine ikinci görselde yorulma gerilmesi sonucu bir kusur gözükmemektedir. Görüntü mesafeleri ve açıları değişmemektedir.



Şekil 4.18. Radyografik Görüntü-3



Şekil 4.19. Radyografik Görüntü-4

Radyografik testlerde fark görülmemesi, yorulma hasarının henüz erken aşamalarda olduğunu veya mikro düzeyde meydana gelen hasarların radyografik testlerle tespit edilemeyecek kadar küçük olduğunu gösterebilir. Radyografi, büyük ve belirgin kusurları tespit etmek için uygundur, ancak mikro çatlaklar gibi küçük ölçekli hasarları tespit etmekte yetersiz kalabilir.

4.5. Tartışma

Her iki parça da belirli bir yük altında minimum 1 milyon çevrim boyunca hasar görmemiştir, bu da her iki parçanın da yorulma dayanımı açısından yeterli performans sergilediğini göstermektedir.

Yorulma testleri sonucunda malzeme ağırlığının azaltılması ile bir avantaj elde edilirken dayanımın da bir miktar düşmüş olduğu gözlenmektedir. Literatür 20’de yapılan çalışmada da pitman kolunun ağırlığı 8.5% azalırken parçada oluşan maksimum gerilme 77 MPa’dan 138 MPa’a çıkmıştır. Yaklaşık 80% oranındaki artış artarak bu olgu desteklenmektedir.

Araç üzerindeki olağan yük ile kıyaslandığında topoloji optimizasyonunun olumsuz etkisi görülmemiştir. Farkın ortaya çıkması için yüksek yük ile incelenen parçalar arasında oluşan fark göz ardı edilebilecek seviyededir.

Optimizasyon çalışmalarında ağırlık azaltımı 40-70% civarında görülebilir. Pitman kolunun optimizasyonu sırasında bu seviyelerine çıkılamamasının sebebi yüksek çevrime maruz kalan bir parça olmasıdır. Literatür 24’te optimizasyonu gerçekleştirilen

uçak motor kaputunun menteşesi için 400000 çevrim sayısı gayet yeterlidir. Dolayısıyla kapı kolu, braket, pedal, kapak gibi durağan parçalar topoloji optimizasyonu için daha elverişlidir.



5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu tez çalışmasında topoloji optimizasyonu uygulanan pitman kolunun yorulma dayanımı incelenmiştir. Topoloji optimizasyonu ile ağırlığın önemli miktarda azaltılması, aynı zamanda malzemenin yorulma dayanımının da korunması hedeflenmiştir. Bu kapsamda elde edilen sonuçlar aşağıdadır.

- Test sonuçlarına göre, optimizasyon uygulanmış parçalar ile optimizasyon uygulanmamış parçalar arasında yorulma dayanımı açısından bir fark olmadığı görülmüştür. 10^6 çevrim sayısına ulaşmış olan numunelerde çatlak veya kusur gözlenmemiştir. Bu, topoloji optimizasyonunun başarılı bir şekilde uygulandığını, malzeme azaltımı veya malzemenin gerilime uygun şekilde dağılımı yapıldığında bile ölçülebilen parça dayanımında bir azalma olmadığını gösterir.
- Topoloji optimizasyonu ile 464.8 gr. olan numune ağırlığı yaklaşık 11% azaltılarak 414.6 gr. seviyelerine düşürülmüştür. Malzeme tasarrufu ve buna bağlı olarak üretim maliyetlerinin de düşürülmesi mümkündür.
- Bu esnada statik yüklemde parça üzerinde oluşabilecek maksimum gerilme 296 MPa'dan 476 MPa'a çıkmış olup yaklaşık %60 artış gözlenmiştir.
- Aynı zamanda, parça ağırlığının azaltılması otomotiv sektöründe yakıt verimliliği gibi ek avantajlar sağlayabilir.
- Optimizasyon tekniklerinin farklı yükleme koşulları, malzeme türleri veya üretim yöntemleri üzerinde de benzer etkileri olup olmadığını incelemek faydalı olabilir.
- Ağırlık azaltımı için frezelenecek bölge imalat şartları dikkate alınarak modellenmiştir. Modelleme aşamasında topoloji optimizasyonu ile imal edilebilirlik arasında ilişki kurulmaya çalışılmıştır.
- Yorulma deneyleri minimum 1 milyon tekrar sayısında eğilme zorlanması koşullarında yapılmıştır. Pitman kolunun yorulma deneyleri için özel bir aparat tasarım ve imalatı yapılmıştır.

Sonuç olarak, bu uygulama, topoloji optimizasyonunun malzeme verimliliği sağlarken, yorulma dayanımı gibi kritik performans ölçütlerini olumsuz etkilemediğini göstermektedir. Bu, mühendislik ve tasarım süreçlerinde optimizasyon tekniklerinin etkinliğini doğrulayan önemli bir bulgudur.

5.2. Öneriler

Bu çalışma kapsamında elde edilen bulgular ışığında, konuyla ilgili daha kapsamlı ve derinlemesine araştırmalar yapılması gerekirse bu çalışmalar için aşağıdaki öneriler sunulabilir:

- Optimizasyon tekniklerinin farklı yükleme koşulları, malzeme türleri üzerinde de benzer etkileri olup olmadığını incelemek faydalı olabilir.
- Optimizasyonun daha verimli uygulanabilmesi için eklemeli imalat yöntemi başta olmak üzere farklı üretim yöntemleri kullanılarak mekanik testler gerçekleştirilebilir.
- Direksiyon alt sisteminde bulunan parçalar ile birlikte sistematik bir optimizasyon uygulanıp mekanik testler yardımıyla parça dayanımları incelenebilir.

KAYNAKLAR

1. *A study on fatigue fracture at double and tapered cantilever beam.* Lee, J.H., ve diğeri. 2016.: Elsevier, 2016, Composite Part-B, s. 139-145.
2. M., Kamal ve M.M., Rahman. 2018.: Elsevier, 2018, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Cilt 82.
3. Anderson, T.L. 2005. *Fracture Mechanics Fundamentals and Applications*. Boca Raton : Taylor & Francis Group, 2005. 13: 978-1-4200-5821-5.
4. *Bending fatigue failure mechanisms of twill fabric E-Glass/Epoxy composite.* Beyene, A.T & Belingardi, G. 2014. 2014, Composite Structures. S0263-8223(14)00648-5.
5. *Bending fatigue life characterisation of direct metal laser sintering nickel alloy 718.* Emuakpor, O.S., ve diğeri. 2015. 2015, Fatigue ve Fracture of Engineering Materials & Structures, s. 1105-1117.
6. *Bending of a Nitinol Cantilever and its Fatigue Performance.* A.Kossa ve McMeeking, R.M. 2020. 2020, Journal Pre-proof, s. 1-44. S2352-4316(20)30268-6.
7. Bendsoe, M.P. ve Sigmund, O. 2013. *Topology Optimization Theory, Methods and Applications*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2013.
8. Budynas, G.R. ve Nisbett, J.K. 2021. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 9. New York : McGraw-Hill Education, 2021. 9780077591670.
9. *Characterization of bending vibration fatigue of slm fabricated Ti-6Al-4V.* Ellyson, B., Brochu, M. ve Brochu, M. 2017. 2017, International Journal of Fatigue, s. 15-32. S0142-1123(17)30059-2.
10. Chen, X. ve Y.Liu. 2015. *Finite Element Modeling and Simulation with ANSYS Workbench*. Boca Raton : Taylor & Francis Group, 2015. 13: 978-1-4398-7385-4.
11. *Experimental investigation on fatigue of concrete cantilever bridge deck slabs subjected to concentrated loads.* Natário, F., Ruiz, M.F. ve Muttoni, A. 2015.: Elsevier, 2015, Engineering Structures, s. 191-203.
12. *Fatigue Life Prediction in Bending from Axial Fatigue Information.* Manson, S.S. ve Muralidharan, U. 1987. 5, 1987, Fatigue Fracture. Engineering Material Structural, Cilt 9, s. 357-372.
13. *Fatigue of structures and materials in the 20th century and the state of the art.* J., Schijve. 2003. Kluwer : Elsevier, 2003, International Journal of Fatigue, s. 679-702.

14. *General relation between tensile strength and fatigue strength of metallic materials*. Pan, J.C., ve diğerleri. 2012. Shenyang :, 2012, Materials Science & Engineering A.
15. Moaveni, S. 1999. *Finite Element Analysis, Theory and application with ANSYS*. Mankato : Library of Congress Cataloging in Publication Data, 1999. 0-13-785-098-0.
16. O.M., Querin, ve diğerleri. 2017. *Topology Design Methods for Structural Optimization*. Oxford : Elsevier Science, 2017. s. 93-94. 9780080999890.
17. *Optimal Bearing Housing Designing Using Topology Optimization*. Pedersen, C.B.W. ve S.Kabus. 2012. 2012, Journal of Tribology.
18. Pedersen, M.M. 2018. *Introduction to Metal Fatigue*. Aarhus : Aarhus University, 2018. 2245-4594.
19. *Recent developments and future challenges in fatigue strength assessment of welded joints*. Fricke, W. 2014. Hamburg, 2014, Journal Mechanical Engineering Science.
20. *Structural Analysis and Optimization of Pitman Arm*. Narwad, Sujit P., ve diğerleri. 2021. 2021, International Journal of Engineering Sciences, Cilt 14, s. 72-80.
21. *Structural Topology Optimization of Multilink Suspension System Using ATOM*. Twu, S.L. ve Geisler, R.L. 2012.: SIMULIA, 2012. SIMULIA Community Conference.
22. Szabzo, B. ve Babuska, I. 2011. *Introduction to Finite Element Analysis*. West Sussex : John Wiley & Sons, 2011. 9780470977286.
23. *Topology Optimization of Aircraft Wing*. Rao, J.S., ve diğerleri. 2009. 3, 2009, Journal of Aerospace Sciences & Technologies, Cilt 61.
24. *Topology Optimization of an Additive Layer Manufactured (ALM) Aerospace Part*. Tomlin, M. ve Meyer, J. 2011. Filton : Altair, 2011. The 7th Altair CAE Technology Conference.
25. *VHCF Properties of A7075-T651 Al Alloy Depending on*. Suh, M.S., ve diğerleri. 2014. 2014, Hindawi Publishing Corporation Advances in Mechanical Engineering, s. 67-74.