

**T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ROT BAŞININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ YAPISAL  
ÇÖZÜMLEMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
Mehmet Kutay PEHLİVAN**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**  
**Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIM VE İMALAT**  
**Tez Danışmanı : Yrd.Doç.Dr. Murat ÖZSOY**

**Haziran 2014**

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ROT BAŞININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ YAPISAL  
ÇÖZÜMLEMESİ

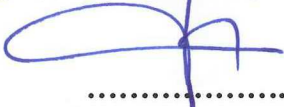
YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Kutay PEHLİVAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ  
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIM VE İMALAT

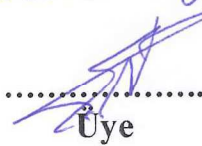
Bu tez 24 / 06 /2014 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

Doc. Dr. Mehmet FIRAT



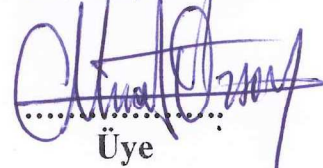
.....  
Jüri Başkanı

Yrd. Doç. Dr. Ergün Nart



.....  
Üye

Yrd. Doç. Dr. Mustafa ÖZSOY



.....  
Üye

## **TEŞEKKÜR**

Tezin hazırlanmasındaki katkılarından dolayı, tez danışmanım Sn. Yrd. Doç. Dr. Murat Özsoy'a, Teknorot A.Ő adına, AR-GE koordinatörü Sn. Murat IŐIK'a ve değerli annem Yrd. Doç. Dr. Selma Pehlivan'a teşekkür ederim.

# İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	ii
İÇİNDEKİLER .....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ .....	vi
TABLolar LİSTESİ .....	ix
ÖZET .....	x
SUMMARY .....	xi

## BÖLÜM 1.

GİRİŞ .....	1
-------------	---

## BÖLÜM 2.

ROT BAŞININ ÖZELLİKLERİ.....	3
2.1. Rot Başının İşlevi.....	3
2.2. Geometri ve Malzemeler.....	4
2.3. İmalat ve Montaj .....	7

## BÖLÜM 3.

TEMEL TEORİK KAVRAMLAR.....	10
3.1. Eğme Yükleme.....	10
3.2. Çeki Gerilmesi .....	12
3.3. Gerilme Yığılması .....	13
3.4. Sürtünme Kuvveti .....	14
3.5. Kayma Gerilmesi .....	14
3.6. Von-Mises Kriteri .....	15
3.7. Yorulma.....	16



## BÖLÜM 4.

BİLGİSAYAR DESTEKLİ MÜHENDİSLİK UYGULAMALARI.....	24
4.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi.....	24
4.2. SEY Uygulama Alanları.....	28
4.3. SEY İşlem Adımları .....	29
4.4. SEY'de Bazı Eleman Özellikleri.....	30
4.4.1. Solid 187 .....	30
4.4.2. Conta 174 .....	31
4.4.3. Targe 170.....	31
4.5. SEY İçin Temas.....	32
4.6. SEY' in Bilgisayar Destekli Mühendislikte Kullanımı .....	33
4.7. Statik Yükleme Uygulaması .....	35
4.7.1. Matematiksel model.....	35
4.7.2. Temas ayarları .....	37
4.7.3. Statik yükleme.....	39
4.7.4. Mafsalın dik konumu .....	41
4.7.5. Mafsalın 25 derecelik konumu.....	46
4.7.6. Mafsalın gövde ile teması .....	48
4.8. Çelik Parçaların Yorulma Ömrü .....	51
4.8.1. Gövde ömrü.....	52
4.8.2. Mafsal ömrü .....	54
4.9. Gövde İçin Dizayn İyileştirmesi .....	56

## BÖLÜM 5.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....	57
KAYNAKLAR.....	60
ÖZGEÇMİŞ .....	62

## SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

$M_{eg}$	: Eğilme momenti
$\sigma_{eg}$	: Eğilme gerilmesi
SEY	: Sonlu elemanlar yöntemi
[K]	: Rijitlik matrisi
$W_{eg}$	: Mukavemet momenti
$\sigma_{\zeta}$	: Çeki gerilmesi
$F_N$	: Normal yönlü kuvvet
P	: Çatlak dibi yarıçapı
$K_t$	: Gerilme yığılması faktörü
$F_S$	: Sürtünme kuvveti
$\mu$	: Sürtünme katsayısı
$\tau$	: Kayma gerilmesi
$\gamma$	: Kayma gerinimi
I	: Kesitin atalet momenti
G	: Kayma modülü
$u_d$	: Şekil değiştirme enerjisi
$\sigma_m$	: Ortalama gerilme
$\sigma_a$	: Alt gerilme
$\sigma_{\ddot{u}}$	: Üst gerilme
$b_0$	: Boyut faktörü
FKN	: Normal stiffness coefficient
$b_1$	: Yüzey düzgünlük faktörü

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Rot başı ve yönlendirme mekanizması. ....	2
Şekil 2.1. Rot başı montajı. ....	4
Şekil 2.2. Yataklar. ....	5
Şekil 2.3. Mafsal ....	7
Şekil 2.4. Gövde ....	7
Şekil 2.5. Mafsal imalat resmi. ....	8
Şekil 2.6. Rot başı ....	8
Şekil 2.7. Aksona montaj ....	9
Şekil 3.1. Ankastre giriş ....	10
Şekil 3.2. Z-Y düzlemindeki normal gerilmeler ....	11
Şekil 3.3. Giriş kesiti ....	11
Şekil 3.4. Eksenel yükleme ....	12
Şekil 3.5. Kesit görünüm. ....	12
Şekil 3.6. Gerilme yığılmaları ....	13
Şekil 3.7. Saf kayma durumu ....	15
Şekil 3.8. Yorulma kırılması ....	17
Şekil 3.9. Yükleme sınıflandırılması ....	18
Şekil 3.10. Wöhler eğrisi ....	19
Şekil 3.11. Gerber, Goodman ve Sorderberg diyagramları. ....	21
Şekil 3.12. S-N Eğrileri örneği. ....	22
Şekil 3.13. E-N Eğrisi örneği ....	22
Şekil 3.14. Çelik için kararlı histeri döngüsü ....	23
Şekil 4.1. Çemberin poligom benzetimi. ....	25
Şekil 4.2. Eksenel kuvvete maruz kalan ankastre çubuk. ....	26
Şekil 4.3. Ankastre çubuğun sonlu elemanlara ayrılması ....	27
Şekil 4.4. Solid 187 ....	30
Şekil 4.5. Conta174 ....	31

Şekil 4.6. Targe 170 .....	32
Şekil 4.7. Direngelik değerin yüksek tutulmasının iterasyon sayısına etkisi.....	33
Şekil 4.8. Çarpışma testleri için SEY .....	34
Şekil 4.9. Sonlu eleman ağı.....	35
Şekil 4.10. Mafsal ile yataklar arasındaki temas yüzeyleri.....	36
Şekil 4.11. Temas ayarları.....	38
Şekil 4.12. Hedef - Temas yüzeyleri.....	38
Şekil 4.13 Modele uygulanan yükleme .....	39
Şekil 4.14. Sınır şartları.....	40
Şekil 4.15. Von-Mises gerilmeleri .....	41
Şekil 4.16. Gövde için von-Mises gerilme dağılımı .....	41
Şekil 4.17. Yükleme sonrası kesit görünüm(150 kat büyütülmüş deformasyon) .....	42
Şekil 4.18. Yataklar için von-Mises gerilmesi dağılımı.....	43
Şekil 4.19. Mafsal için von-Mises gerilme dağılımı .....	43
Şekil 4.20. Dik model taslak çizim .....	44
Şekil 4.21. A ve B kesiti için analiz sonuçları .....	44
Şekil 4.22. Kuvvet kolu ve yarıçap değerleri .....	45
Şekil 4.23. 25 derecelik açıda von-Mises gerilmeleri .....	46
Şekil 4.24. 25 derecelik konum taslak çizimi .....	46
Şekil 4.25. Mafsaldeki sürtünmesiz mesnette reaksiyon kuvvetleri .....	47
Şekil 4.26. Açılı konumda yataklardaki maksimum gerilmeler.....	47
Şekil 4.27. Açılı konumda gövdedeki maksimum gerilmeler.....	48
Şekil 4.28. Yatık konum için gerilme dağılımı.....	48
Şekil 4.29. Mafsalda eğilmeye yol açan temas reaksiyon kuvvetleri .....	49
Şekil 4.30. Mafsal için von-Mises gerilmeleri .....	49
Şekil 4.31. Gövdede von-Mises gerilme değerleri.....	50
Şekil 4.32. Temas nedeniyle oluşan reaksiyon kuvveti .....	50
Şekil 4.33. Yataklar için von-Mises gerilmeleri .....	51
Şekil 4.34. Yorulma aracı ayarları .....	52
Şekil 4.35. Gövde için yorulma aracı girdileri.....	53
Şekil 4.36. Gövde için yorulma güvelik katsayısı.....	53
Şekil 4.37. Gövdenin yorulma hassasiyeti .....	54
Şekil 4.38. Mafsal için yorulma aracı girdileri .....	54

Şekil 4.39. Mafsal için yorulma güvenlik katsayısı .....	55
Şekil 4.40. Mafsalın yorulma hassasiyeti.....	55
Şekil 4.41. Gövdede gerçekleşen yorulma deformasyonu/kırılması.....	56
Şekil 4.41. Gerilme yığılması bölgesi .....	56

## TABLolar LİSTESİ

Tablo 2.1. Yatak malzemesi için mekanik özellikler .....	5
Tablo 2.2. AISI 1040 için mekanik özellikler .....	5
Tablo 2.3. AISI 1040 için yorulma verileri .....	6
Tablo 2.4. AISI 5140 için mekanik özellikler .....	6
Tablo 2.5. AISI 5140 için yorulma verileri .....	6
Tablo 3.1. Boyut faktörü değerleri .....	20
Tablo 3.2. Yüzey düzgünlük faktörü değerleri .....	20
Tablo 4.1. POM malzemenin çelik karşısında yağlı ortamda sürtünme katsayıları...	36
Tablo 4.2. Değişik yol durumlarına göre lastik-yol statik sürtünme katsayıları .....	39
Tablo 4.3. Eleman çeşidi ve sayısı .....	40
Tablo 5.1. Her konum için parçalarda oluşan gerilmeler .....	57
Tablo 5.2. Maksimum gerilmeler ve konum .....	58
Tablo 5.3. Yorulma güvenlik katsayıları .....	58

## ÖZET

Anahtar kelimeler: Bilgisayar Destekli Mühendislik, Rot Başı, Sonlu Elemanlar Yöntemi, Yorulma Ömrü

Araç ön düzeninin temel donanımlarından biri olan rot başı, sürüş güvenliği açısından birinci derece önem taşımaktadır. Bu çalışmada ticari bir araç için Teknorot A.Ş tarafından üretilen rot başının yapısal mühendislik çözümlenmesi yapıldı. Bu donanım, direksiyon bağlantısından gelen yönlendirmeleri, rot kolu üzerinden aksona aktararak, tekerin düşey ekseninde dönmesini sağlamaktadır. Sistem gövde, mafsalsal ve yataklardan oluşmaktadır. Bu çalışmada diğer çalışmalardan farklı olarak, rot başındaki her bir parça ayrı olarak modellendi ve bu parçalar arasında temas tanımlanarak ilişkilendirilme yapıldı. Mafsalsalın sürüş esnasındaki farklı konumları için ayrı ayrı çözümlenmeler yapıldı. Bu şekilde her bir parçanın gerilme karakteri mafsalsalın farklı konumlarına göre incelendi. Metal parçalar için yorulma çözümlenmesi yapılarak sistemin çalışma ömrü hakkında bilgi edinildi. Son olarak, yapısal çözümlenme sonucu oluşan gerilme değerleri incelenerek gövde üzerinde tasarım iyileştirilmesi yapıldı.

## **COMPUTER AIDED ANALYSIS OF A TIE ROD END**

### **SUMMARY**

**Key Words:** Computer Aided Engineering, Fatigue Life, Finite Element Method, Tie Rod End

The tie rod end is one of the most fundamental element of steering mechanism, and possesses direct and crucial importance in terms of driving safety. In this study the structural analysis of a tie rod end piece for a van type vehicle is carried out. The main duty of this piece is to transfer the routing coming from the steering linkage to steering knuckle via tie rot arm. In our study the model for the analysis includes the body, the joint and the bearing. Hence, different form previous studies, every part of the tie rod end modeled and analyzed individually by defining contact between parts. The analysis for the joint part is carried out for different possible orientations. By this way, stress characteristics of every part of the tie rod end are analyzed for different cases. A fatigue analysis for metal parts is performed to obtain information about the service life of the system. Finally by considering the stress analysis results a design improvement is achieved on the body.

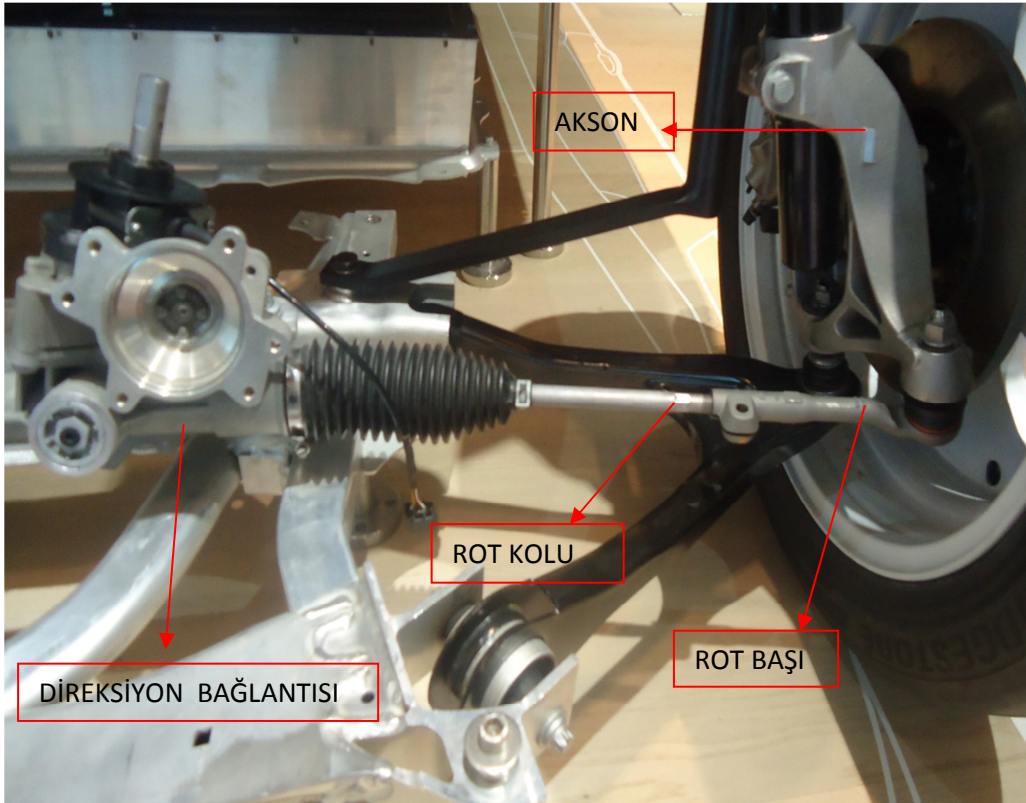


## BÖLÜM 1. GİRİŞ

Rot başı, direksiyon bağlantısından gelen yönlendirmeleri tekere iletmektedir. Mühendislik, tasarım ve imalat süreçlerinin her birinde titizlik gerektiren bu donanım, sürüş esnasında genellikle eksenel yüklere maruz kalmaktadır. Rot başında oluşabilecek arızalar, sürüş esnasında akustik ve stabilite problemlerine yol açmaktadır. Kırılma ve kopma gibi daha az karşılaşılan durumlarda ise kaza riski büyüktür. Arızalar; uygun olmayan malzeme seçimi, tasarım yetersizliği, metal yorulması ve yatakların deformasyonu/yıpranması sonucu gözlenir. Bunun yanında bu donanımın arızalarının belirtileri çok belirgin olmadığından sürüş esnasında riskli durumlar oluşabilmektedir. Bu nedenle araç ön düzeni periyodik olarak kontrol edilmeli, yıpranmış veya arızalı rot parçaları (onarımı mümkün olmadığından) yenilenmelidir. Her hangi bir rot parçasının yenilenmesi sonrası teker açıları uygun değerlerde olacak şekilde hizalanmalıdır.

Konu ile ilgili 2006'da A.H. Falah SUV bir aracın rot başındaki kırılma problemini incelemiştir [1]. 2 yıl dolmadan ve 30.000 km de gerçekleşen kırılma, ülkemizde de otomobil parçaları için belirlenen 2 yıl/60000 km garanti şartı için yetersiz kalmıştır [2]. Spektrum incelemesi sonucu AISI 8620 çeliğinden üretildiği belirlenen parçada yorulma kırılması gerçekleştiği ortaya koyulmuştur. 2005 te George Campbell Nastran yazılımı ile rot başının statik burkulma durumunu incelemiştir [3]. Malzeme akması ve geometrik doğrusalsızlık nedeniyle doğrusal burkulma çözümlemesinin ardından kararsızlık durumunu belirlemek için 'nonlinear' statik çözümleme yapılmıştır. 2013'te Manik A. Patil, belirli bir araçtaki rot başı ve rot kolu için statik gerilme ve doğal frekans hesaplaması yapmıştır. Tüm donanımı tek parça olarak modellediği geometri için yaptığı statik yapısal çözümleme sonucunda, donanımın güvenli olduğunu belirlemiştir [4].

Bu çalışmada farklı olarak, rot başındaki her bir parça ayrı ayrı modellendi. Bu parçalar temas tanımlanarak birbirleri arasında ilişkilendirildi. Mafsalın sürüş esnasındaki farklı konumları için ayrı çözümler yapıldı. Bu sayede her bir parçanın gerilme ve yorulma karakteri mafsalın farklı konumlarına göre incelendi. Yapısal statik çözümlemede elde edilen gerilme değerleri donanımın yorulma çözümlemesinde girdi olarak kullanıldı. Son olarak parça üzerindeki gerilme değerlerinin incelenmesi sonucu gövde üzerinde geometrik olarak değişiklik yapılarak gövdenin yorulma ömrü artırıldı.



Şekil 1.1. Rot başı ve yönlendirme mekanizması

## **BÖLÜM 2. ROT BAŞININ ÖZELLİKLERİ**

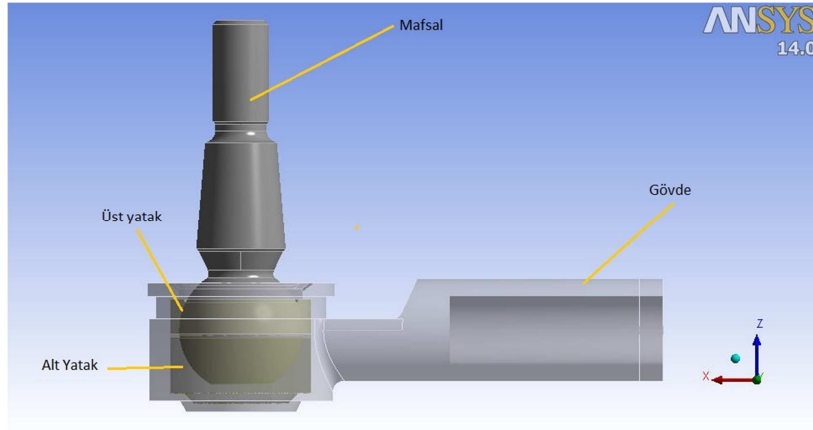
### **2.1. Rot Başının İşlevi**

Araç ön düzeninin temel donanımlarından biri olan rot başı, sürüş güvenliği açısından birinci derece önem taşımaktadır. Direksiyon bağlantısından gelen yönlendirmeleri, rot kolu üzerinden aksone aktararak, tekerin düşey ekseninde dönmesini sağlar. Rot gövdesi içerisinde, yataklar arasında rotasyonel hareket yapabilen bir mafsal bulunmaktadır. Mafsal, dik eksen etrafında dönme ve  $\pm 28$  derece yatma kapasitesine sahiptir.

Rot başı üzerindeki mafsal, sürüş esnasında çoğunlukla dik konumda olmakla birlikte rotasyonel hareket kabiliyetine sahiptir. Bu sayede, maksimum dönme açılarında ve değişken yol koşullarında, sürücünün aracı yönlendirme imkânını sürdürmesini sağlar.

Mafsal rotasyonel hareketlerini alt yatak üzerinde yapar. Üst yatak, alt yatak ile birlikte mafsalın küresel kısmını çevrelemektedir. Bu bölge yıpranmayı azaltacak şekilde, yağlanmış olarak montajlanmaktadır. Yataklar, montajın son aşamasında özel bir makine ile gövde içinde bir miktar sıkıştırılmaktadır. Bu sayede yatak içinde boşluk kalması önlenmiş olur. Termoplastik malzemeden üretilen alt yatak, sürüş esnasında bir miktar sönüm sağlamakta ve çelik alternatifine göre sessiz çalışmaktadır.

## 2.2. Geometri ve Malzemeler

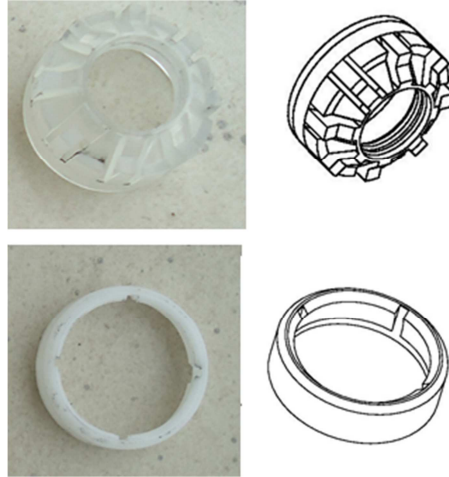


Şekil 2.1. Rot başı montajı

Yapısal çözümlenmeleri yapılacak olan donanım, ticari bir araç için Teknorot AŞ tarafından üretilen rot başıdır. Geometrik model gövde, mafsal ve yataklardan oluşmaktadır. Alt kapak, gövde ile birleşik olarak modellendi. Geometrik model Ansys Workbench Design Modeller ortamında, çözümlenmede önem teşkil etmediği düşünülen bazı kısımlar (dişler, vb) göz ardı edilerek, 3 boyutlu katı model olarak oluşturuldu. Bu geometriler temas tanımlanarak ilişkilendirildi.

Statik gerilme çözümlenmesi için her bir parça malzemesinin mekanik özellikleri kullanıldı. Yorulma çözümlenmesi için ise, gövde ve mafsalın malzemeleri için yapılmış yorulma deney verilerinden faydalanıldı [5].

Yatak malzemesi Ultraform N2320 POM (Polioksimetilen) dur. Bu malzeme bir çok mühendislik uygulamasında kullanılabilir özellikte ve yüksek gerilme değerlerine dayanabilecek kapasitedir. Düşük sürtünme katsayıları sağlamanın yanında, yüksek rijitlik ve tokluğa sahiptir. Ayrıca elastik özellikleri ve kimyasal dayanıklılığı iyidir.



Şekil 2.2. Yataklar

Tablo 2.1. Yatak malzemesi için mekanik özellikler [5]

Malzeme	Ultraform N2320 POM
Elastikiyet Modülü	3 GPa
Poisson Oranı	0.42
Akma Gerilmesi	64 MPa
Çekme Gerilmesi	84 MPa

Gövde malzemesi AISI 1040 dır. Bu çelik yüksek karbon ihtiva eder. Isıl işlemler neticesinde yüksek dayanım değerleri elde edilebilir. Çekme dayanımı iyidir ve endüstride geniş bir kullanım alanı vardır.

Tablo 2.2. AISI 1040 için mekanik özellikler [5]

Malzeme	AISI 1040
Elastikiyet Modülü	207GPa
Poisson Oranı	0.3
Akma Gerilmesi	400 MPa
Çekme Gerilmesi	620 MPa

Tablo 2.3. AISI 1040 için yorulma verileri [5]

Çevrim sayısı	Gerilme
10000	380 MPa
100000	294 MPa
1000000	238 MPa
10000000	200 MPa

Mafsal malzemesi AISI 5140 dır. C, Mo, Cr, Va, Mn, Ni, Si gibi elementler ihtiva eden kimyasal bileşimi, sertleştirilmeye elverişlidir. Islah işlemi sonunda, yüklemeler karşısında yüksek tokluk özelliği gösteren alaşımlı yapı çelikleridir. İndüksiyon edilebilirliği iyidir. Taşıt ve motor imalatında, krank mili, ön aks, aks kovani, direksiyon mili ve benzeri parçalarda kullanımı vardır.

Tablo 2.4. AISI 5140 için mekanik özellikler [5]

Malzeme	AISI 5140
Elastikiyet Modülü	210 GPa
Poisson Oranı	0.3
Akma Gerilmesi	1165 MPa
Çekme Gerilmesi	1310 MPa

Tablo 2.5. AISI 5140 için yorulma verileri [5]

Çevrim sayısı	Gerilme
1000	962 MPa
10000	862 MPa
100000	772 MPa
1000000	692 MPa
10000000	620 MPa



Şekil 2.3. Mafsal

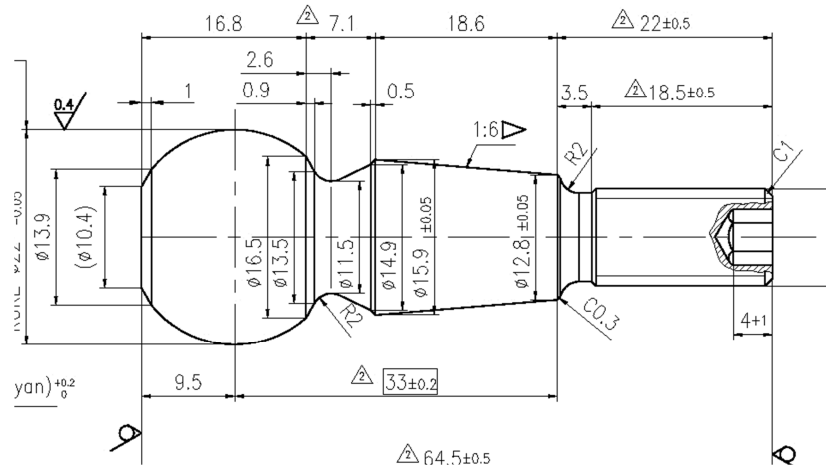
### 2.3. İmalat ve Montaj

Kalıpta sıcak dövme yöntemi ile imal edilen gövde ve mafsal, daha sonra son şeklini alması için CNC dik işleme merkezinde işlenmektedir.



Şekil 2.4. Gövde

Yüksek dayanımın hedeflendiği mafsal indüksiyon ile sertleştirilmiştir. Küresel kısmı pürüzlülüğü minimuma indirecek şekilde işlenmiştir. Bu şekilde minimum sürtünme ve minimum korozyon elde edilebilecektir.



Şekil 2.5. Mafsal imalat resmi [6]

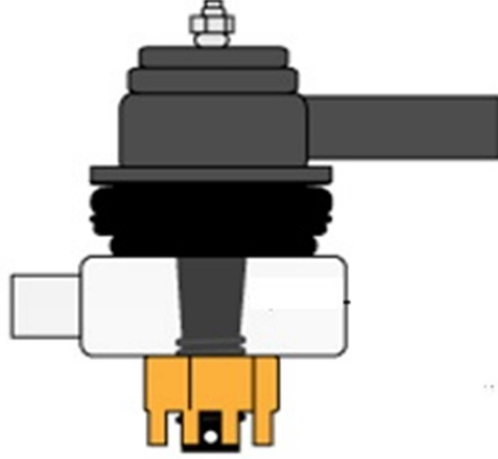
Kesit değişiminin gözlendiği kısımlar da hassas işlenmiştir. Mafsalın sap kısmında dişler açılmıştır. Montajda, gövde başının içerisine sırasıyla üst yatak, mafsal ve alt yatak yerleştirilir. Son olarak gövde içerisindeki boşluk kalmasını önlemek için yataklar sıkıştırılarak kapaklanır. Bu işlem özel bir makine yardımıyla gövde sıvanarak yapılmaktadır.



Şekil 2.6. Rot başı



Gövdedeki dişler ile rot koluna monte edilen rot başı, mafsalı ile aksone bağlanmaktadır. Aksone montaj için mafsal aksondaki konik boşluğa monte edilerek şekil bağı sağlanır. Daha sonra somun ile sıkıştırılarak mafsal aksone tamamen kenetlenir.

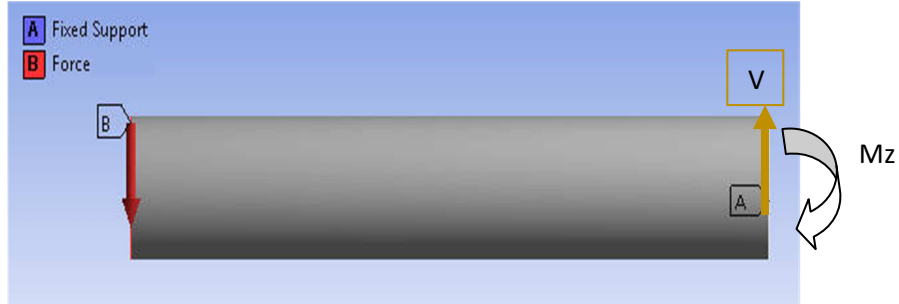


Şekil 2.7. Aksone montaj

## BÖLÜM 3. TEMEL TEORİK KAVRAMLAR

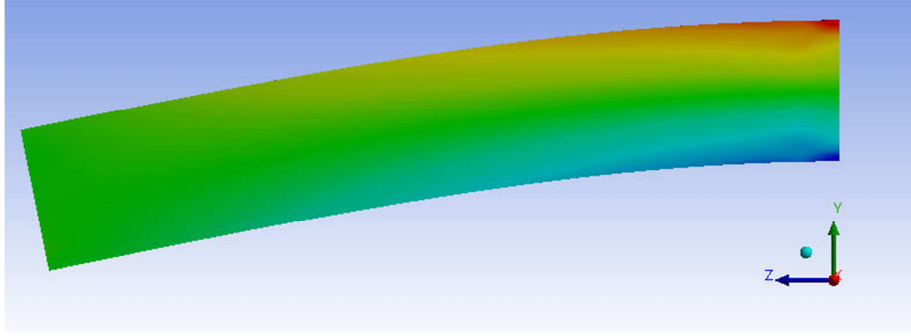
### 3.1. Eğme Yüklemesi

Uygulamalı mekanikte eğme yüklemesi, uzunluğu diğer boyutlarına göre büyük olan yapısal bir elemanın (kiriş gibi), uzunlamasına eksenine dik yönde yükleme olarak tanımlanır. Bu dikey yükleme sonucu yapısal eleman deforme olarak, tarafsız eksene göre alt yüzeylerde bası üst yüzeylerde çeki kuvvetleri oluşturur. Bu çeşit yükleme örneği vermek istenirse ilk olarak, basit silindirik çubuk dairesel bir yüzeyinden ankastre olarak sabitlenebilir. Çubuğa diğer ucundan dikey bir kuvvet uygulandığında, mesnette aynı büyüklükte zıt yönlü reaksiyon kuvveti oluşur. Bu kuvvet çifti, çubuğun iki dairesel yüzünü birbirine göre eğmeye çalışacaktır. Bu yükleme sonucu parçada kayma gerilmeleri ve normal gerilmeler oluşacaktır.



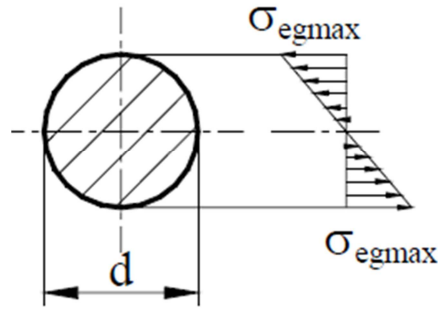
Şekil 3.1. Ankastre kiriş

Dikey kuvvet ile eğme yüklemesi yapıldığında çubuktaki kesitlerde eğme momentinin etkisiyle normal gerilmeler gözlenir. Bu dikey kuvvet nedeniyle oluşan kayma gerilmeleri, normal gerilmelere göre çok küçük değerlerdedir. Bu nedenle emniyet kontrollerini normal gerilmelere göre veya Von-Mises eşdeğer gerilmelerine göre yapmak uygun olur.



Şekil 3.2. Z-Y düzlemindeki normal gerilmeler

Eğme yüklemesine maruz kalan kirişte oluşan gerilmeler şekil 3.2'deki gibi gözlenir. Kirişteki eğilme yüklemesi için formüller aşağıda verilmektedir.  $\sigma_{eg}$  kesit üzerinde hesaplanan eğilme gerilmesi,  $M_{eg}$  kesit üzerindeki eğilme momenti,  $W_{eg}$  eğilme için mukavemet momentidir.



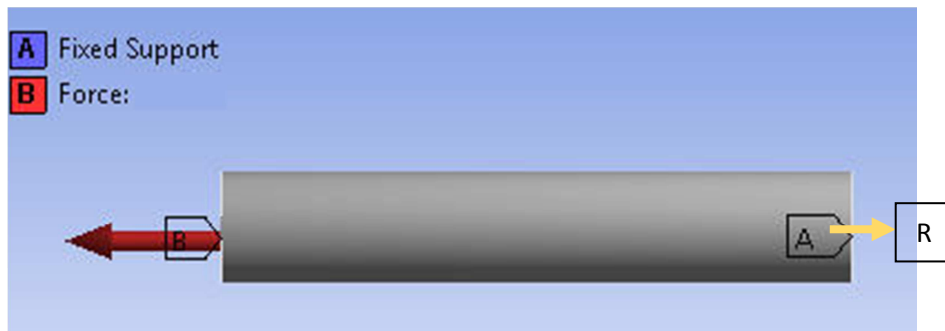
Şekil 3.3. Kiriş kesiti

$$\sigma_{eg} = \frac{M_{eg}}{W_{eg}} \quad (3.1)$$

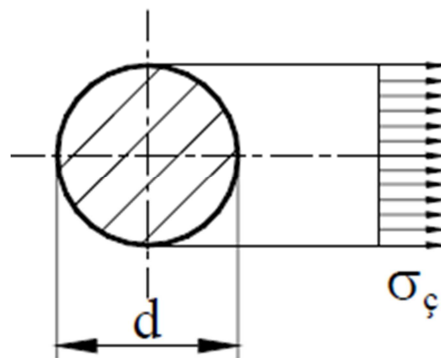
$$W_{eg} = \pi.d^3 / 32 \quad (3.2)$$

### 3.2. Çeki Gerilmesi

Bu yükleme türünde parçada yükleme yönünde uzama diğer iki yönde poisson oranına göre kısalma gözlenir. Basit bir silindirik çubuk için, çubuğun dairesel yüzeyine dik, uzunlamasına eksenine paralel bir yük uygulansın. Diğer dairesel yüzey ise sabit tutulsun. Çubuktaki gerilmeyi görmek için, eksene dik bir kesit alınır ve uygulanan çekme yüklemesi bu kesite taşınır. Yükleme nedeniyle bu kesitte, kesite dik  $F$  iç kuvveti oluşacaktır. İç kuvvetlerin dengede olması gerektiğinden  $F$  aksiyon kuvvetine karşı aynı büyüklükte, zıt yönde reaksiyon kuvveti oluşacaktır. Sonuç olarak bu kesitte oluşan çekme kuvveti çifti çeki gerilmesine neden olacaktır. Uzunlamasına eksene paralel olarak uygulanan bu tarz yüklemeler aksenal yüklemelerdir ve aksenal yüklemeler çeki - bası gibi normal gerilemeler oluşturur.



Şekil 3.4. Aksenal yükleme



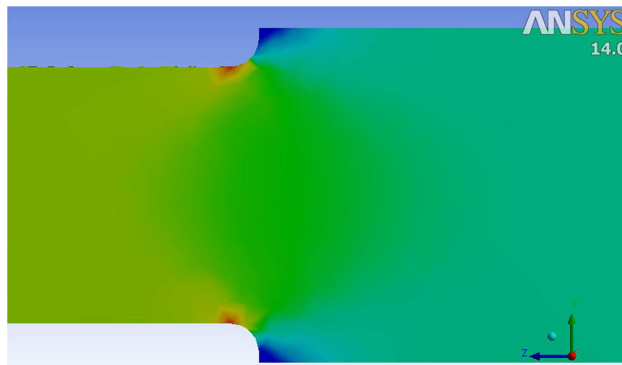
Şekil 3.5. Kesit görünümü

$$\sigma_{\zeta} = \frac{F_N}{A} \quad (3.3)$$

$\sigma_{\zeta}$  Kesitte hesaplanan çeki gerilmesi,  $F_N$  kesitin maruz kaldığı normal yönlü kuvvet,  $A$  kesit yüzey alanıdır.

### 3.3. Gerilme Yığılması

Gerilme yığılması, çoğunlukla çeki yüklemesine maruz kalan parçalardaki geometrik düzensizlikler nedeniyle oluşur. Bir parçanın en güçlü olduğu durum, gerilmenin kesitlerinde düzenli ve eşit olarak aktığı durumdur. Gerilme yoğunlaşması nedenleri olarak; çatlaklar, keskin kenarlar, delikler ve parça kesitinde ani değişimler sıralanabilir. Bu gibi düzensizlikler, yorulma ömrünü de azaltmaktadır.



Şekil 3.6. Gerilme yığılmaları

Nominal  $\sigma$  aksenal gerilmesi oluşmuş bir parçada, eliptik  $2a$  uzunluğunda  $2b$  genişliğinde bir çatlak için oluşacak gerilme yığılmaları aşağıdaki formülle hesaplanabilir. (Denklem 3.4) Denklemde çatlak dibi yarıçapı  $p$  dir. Gerilme yığılması faktörü  $K_t$ , oluşan  $\sigma_{max}$ 'ın nominal gerilmeye oranıdır. Yarıçap sıfıra yaklaştıkça,  $\sigma_{max}$  sonsuza yakınsayacaktır.

$$\sigma_{\max} = \sigma \left( 1 + 2 \frac{a}{b} \right) = \sigma \left( 1 + 2 \sqrt{\frac{a}{p}} \right) \quad (3.4)$$

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma} \quad (3.5)$$

### 3.4. Sürtünme Kuvveti

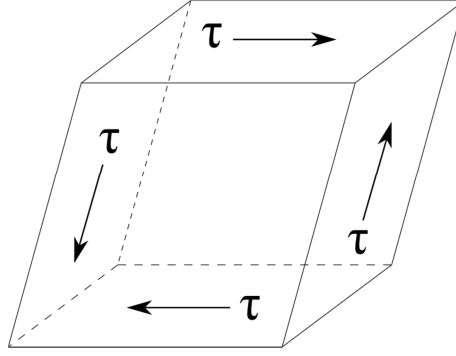
Katılar için sürtünme kuvveti, temel olarak parçaların ve cisimlerin yüzeylerde tutunmasını sağlar. Bu kuvvet birbirine göre bağıl hareketi yapmak isteyen(veya yapmakta olan) iki parçanın yüzeyleri arasındaki bası kuvvetleri ve sürtünme katsayısı sonucu oluşur. Denklem 3.6' da sürtünme kuvveti  $F_S$ , normal kuvvet  $F_N$ , sürtünme katsayısı  $\mu$  dur. Sürtünme kuvveti, sürtünen parçalarda kayma gerilmeleri oluşturabilir. Küçük kaymalar için, normal yönlü kuvvetin büyüklüğü sürtünme katsayısını değiştirmez [7]. Bir akışkanın iki katı yüzeyini ayırdığı durum için yağlı ortam sürtünme katsayısı dikkate alınmalıdır.

$$F_S = F_N \cdot \mu \quad (3.6)$$

### 3.5. Kayma Gerilmesi

Genel ifadesi ile, bir yüzeye etki eden net bileşke kuvvetin yüzeye paralel bileşiminin yüzeyde oluşturduğu gerilmedir. Bir tensör olduğu için birimi yükleme/alan şeklindedir. Sıvılarda kayma gerilmesine benzer bir kavram olarak viskozite vardır. Genel kayma gerilmesi  $\tau$  için formülasyon aşağıdadır.( Denklem 3.7)

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (3.7)$$



Şekil 3.7. Saf kayma durumu

Saf kayma gerinimi durumunda,  $G$  kayma modülü,  $E$  young modülü,  $\nu$  poisson oranı,  $\gamma$  kayma gerinimi için, kayma gerilmesinin ve kayma modülünün ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$\tau = \gamma G \quad (3.8)$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (3.9)$$

Kirişlerde dikey kuvvet yüklemesi sonucu gözlemlenen kayma gerilmesinin hesaplanmasında kullanılan formül ise aşağıdaki gibidir. (Denklem 3.10) Denklemdeki  $V$  kesitteki mevcut kesme kuvveti,  $Q$  statik alan momentini,  $t$  kiriş kalınlığı,  $I$  kesitin atalet momentidir.

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{I \cdot t} \quad (3.10)$$

### 3.6. Von-Mises Kriteri

Von-Mises ölçütü, mühendislerin çelikler için en çok kullandığı mukavemet kontrol değeridir. Bu değer, sünek malzemelerde isabetli sonuçlar elde etmemizi sağlar.

Von-Mises teorisi şekil değiştirme enerjisi teorisine dayanmaktadır. Formülizasyonu sayesinde, basit çekme testinde elde edilen değeri, çok eksenli gerilmelerde kullanılabilecek hale getirmiştir [8].

Basit çekme testinde kırılma durumu için şekil değiştirme enerjisi  $u_d$  için denklem aşağıdaki gibidir.

$$u_d = \frac{1+\nu}{3E} \sigma_y^2 \quad (3.11)$$

Üç boyutlu gerilme halinde asal gerilmeler cinsinden, şekil değiştirme enerjisini veren denklem aşağıdaki gibidir.

$$u_d = \frac{1+\nu}{3E} \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right] \quad (3.12)$$

Akma gerilmesinin  $\sigma_y$  olduğu bir malzeme için, gerilmelerin ölçüldüğü herhangi bir noktada, kırılmanın gerçekleşeceğini gösteren gerilme değerinin hesaplanması için denklem aşağıdaki gibidir.

$$\left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \geq \sigma_y \quad (3.13)$$

### 3.7. Yorulma

Yorulma, değişken gerilmeler altında malzemenin iç yapısında meydana gelen mekanik dayanım değerlerindeki azalma olarak tanımlanabilir. Makine elemanlarının maruz kaldığı yükler genellikle dinamik karakterdedir. Parçaların kesitlerinde zamana göre değişken olan bu gerilmelerin tek nedeni yüklemenin değişken olması değildir. Örneğin dönen bir milde yerçekimi ivmesinin sabit yönü nedeniyle, parça üzerinde dinamik yükleme oluşur [9].

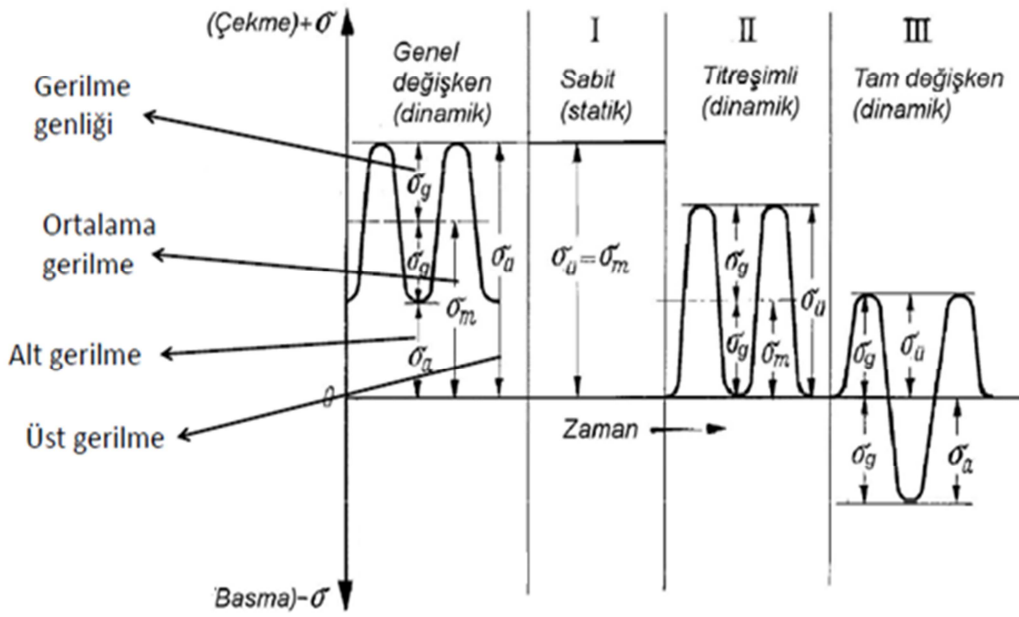


Dinamik karakterdeki yüklere maruz kalan parçalar, çekme testinde elde edilen akma gerilmesi değerinin altında plastik deformasyona uğrarlar. Değişken zorlanmalar altındaki parçalarda meydana gelen bu tarz hasara yorulma denir. Yorulma hasarı, parçada bulunan veya çalışma esnasında oluşan mikro çatlakların değişken zorlamanın etkisiyle büyümesi sonucu ortaya çıkar. Parçalarda bulunan süreksizlikler (vida dişi, pim deliği, kama yuvası, fatura vb) yorulmayı hızlandırıcı etki yaparlar [9].



Şekil 3.8. Yorulma kırılması [10]

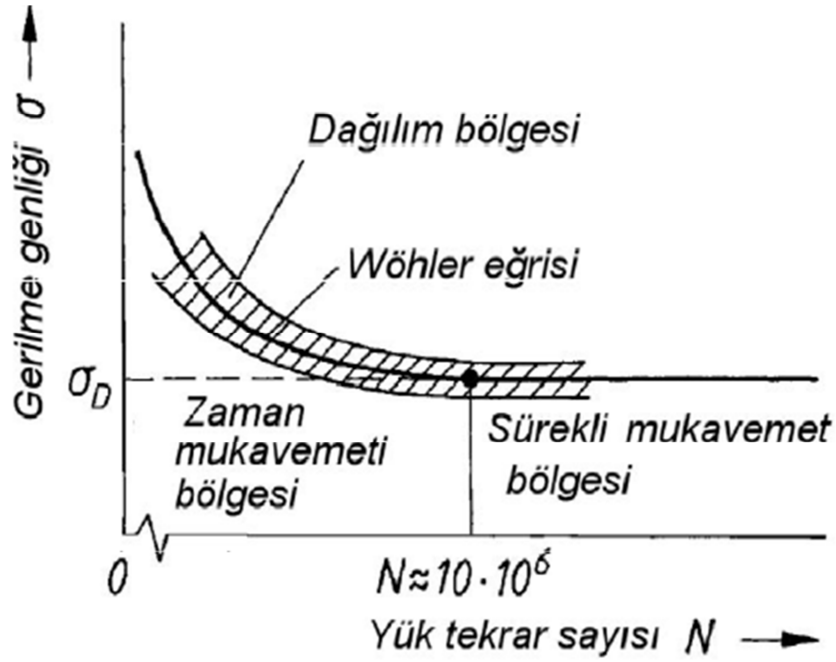
Tipik bir yorulma kırılması kesitinin görüldüğü şekil 3.8 de, koyu renkli alan çatlak başlangıcının olduğu ve büyüdüğü bölge, açık renkli alan ise ani kırılmanın gerçekleştiği bölgedir.



Şekil 3.9. Yüklemelerin sınıflandırılması [11]

Şekil 3.9 da  $\sigma_g$  gerilme genliğini,  $\sigma_m$  ortalama gerilmeyi,  $\sigma_a$  alt gerilmeyi,  $\sigma_u$  üst gerilmeyi ifade etmektedir. Genel değişken yüklenme durumunda gerilme değerleri işaret değiştirmez ve dinamik karakterlidir. Statik yüklemenin büyüklüğü ve işareti zamanla değişmez. Titreşimli yüklenme durumu ise, alt gerilme veya üst gerilmenin sıfır değerini aldığı dinamik yüklemedir. En tehlikeli karaktere sahip dinamik yüklenme, gerilmenin işaretinin ve büyüklüğünün değiştiği tam değişken yüklemedir.

Yorulma ile ilgili ilk deneyler, August Wöhler (1819-1914) tarafından vagon aksları üzerinde gerçekleştirilmiştir. Wöhler eğrileri belirli bir ortalama gerilme için, gerilme genliği ile yük tekrarı arasında çizilir [11].



Şekil 3.10. Wöhler eğrisi [11]

Wöhler eğrisinde, bir noktaya kadar ömür zaman ile kısıtlıdır. Bu gerilme değerinin altında, malzemenin sonsuz ömre sahip olduğu öngörülür. Bu gerilme değeri yorulma sınırı olarak adlandırılır.

Wöhler yorulma verileri, belirli bir sıcaklıkta, belli çaptaki numunelerle (genelde 10 mm) çentiksiz parlatılmış örnekler üzerinden toplanmaktadır. Endüstriyel kullanımda makine parçalarının bu geometride ve koşullarda çalışması pek mümkün değildir. Bu nedenle test numunesinden farklı olan her etmen sürekli mukavemeti azaltan etki olarak incelenir. Parça büyüklüğünün etkisi, yüzey kalitesi, çentik etkisi, sıcaklık etkisi, darbe etkisi bu etkenlere örnek olarak gösterilebilir [9].

Eğilme ve burulma yüklemesinde, parçanın kesitindeki gerilme dağılımı tarafsız eksen ile kesit köşeleri arasına yayılır. Bu nedenle büyük kesitli bir parçada gerilme gradyanı daha geniş olur. Dolayısıyla aynı büyüklükte yükleme maruz farklı büyüklükte parçalardan büyük olanında, yorulma çatlak gelişimi görülmesi ihtimali daha büyüktür [11].

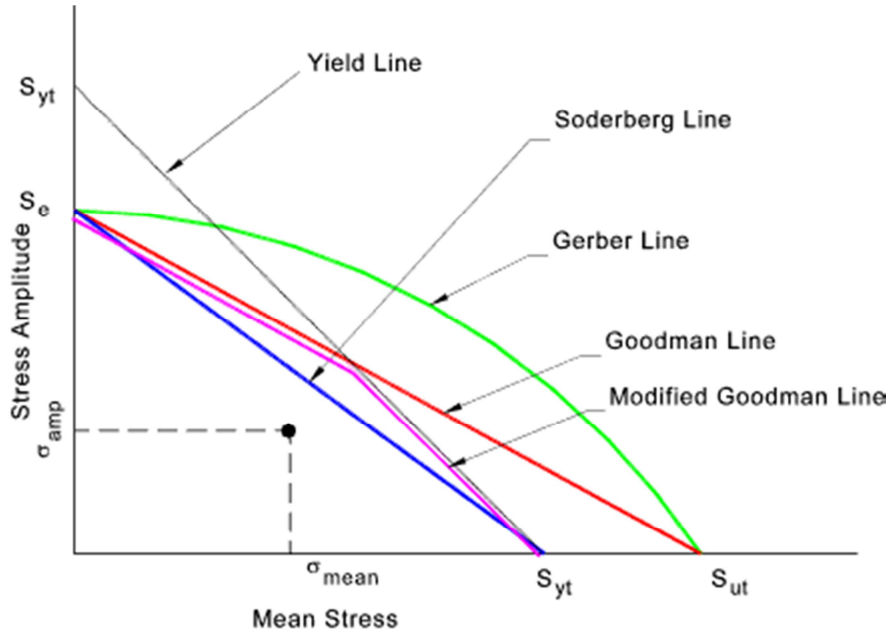
Tablo 3.1. Boyut faktörü değerleri [11]

Çap, d(mm)	Boyut faktörü, $b_0$
10	1.00
15	0.98
20	0.95
30	0.90
40	0.85
60	0.80
120	0.75

Parçanın şekillendirilmesi esnasında yüzeyinde girinti ve çıkıntılar oluşur. Buna yüzey pürüzlülüğü denir. Yüzey pürüzlülüğü yorulma dayanımını negatif yönde etkilemektedir.

Tablo 3.2. Yüzey düzgünlük faktörü değerleri [11]

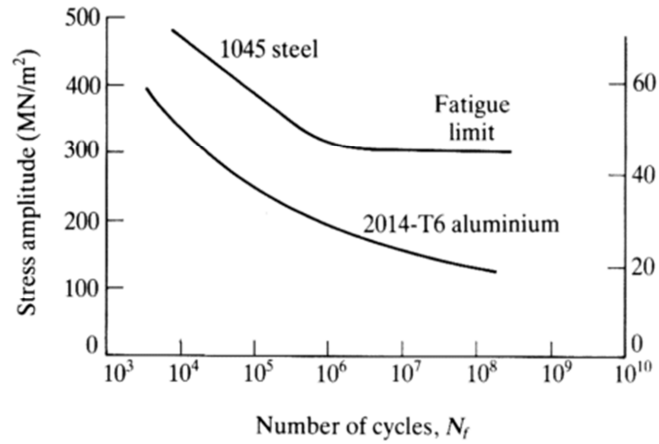
Kopma Dayanımı (MPa)	300	400	500	600	700	800	1000
Çok ince parlatılmış	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Parlatılmış	1.00	0.99	0.985	0.975	0.972	0.972	0.97
Taşlanmış	0.97	0.96	0.95	0.935	0.935	0.932	0.93
İnce talaş alınmış	0.93	0.92	0.91	0.89	0.89	0.885	0.88
Kaba talaş alınmış	0.91	0.90	0.88	0.84	0.84	0.82	0.78
Tufallı	0.80	0.74	0.67	0.56	0.56	0.51	0.43



Şekil 3.11. Gerber, Goodman ve Sorderberg diyagramları [12]

Gevrek malzemelerin hesaplarında Gerber ölçütünü kullanmak uygundur. Bu ölçüt kopma sınırını hasar olarak kabul ettiği için sünek malzemelerde kullanımı sonsuz dayanım için doğru olmamaktadır. Goodman ölçütü Gerber ölçütüne benzerdir. Dayanım bölgesinin bir kısmını attığı için daha emniyetli hesap yapılmış olur. Sorderberg ölçütü, akma noktasını dikkate alır ve sünek malzemelerin hesabında en güvenli yöntemdir [9].

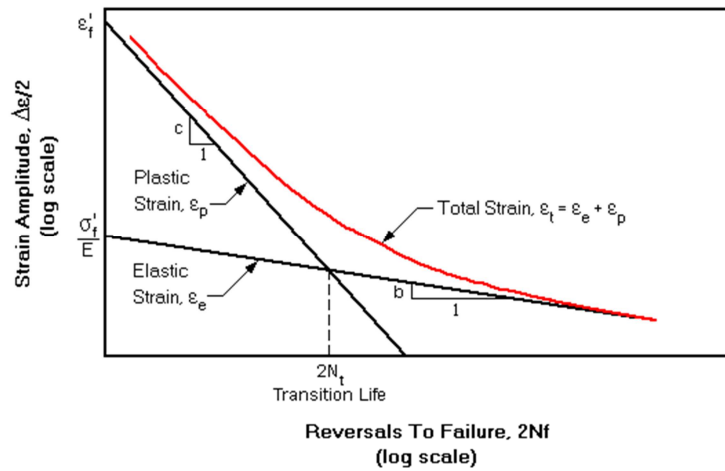
Yorulma ömrü hesaplama yöntemi olarak S-N ( Gerilme - Ömür ) ve E-N ( Gerilme - Ömür ) yoğun olarak kullanılmaktadır. En çok kullanılan ve en basit yöntem S-N yöntemidir. İncelenen yapıdaki gerilme değişiminin aynısı malzeme numunesi üzerinde yapıldığında numune ömrü ile gerçek yapının ömrü aynı olur. Deformasyonların elastik olduğu varsayılır ve malzemenin mukavemet değeri ön plandadır. Geometrinin çentik etkilerinin bilinmesi gerekir. Avantajları arasında kullanım kolaylığı ve malzemenin S-N yorulma veri tabanının kolay elde edilebilmesi gösterilebilir. Bu yöntemde malzeme ve geometrideki değişiklikler kolayca hesaplanabilir. Bunun yanında, ortalama gerilme hesabı çoğunlukla yanlışlık içerir ve çentiklerde bile plastik bölgeye geçmediği varsayılır.



Şekil 3.12. S-N Eğrileri örneği

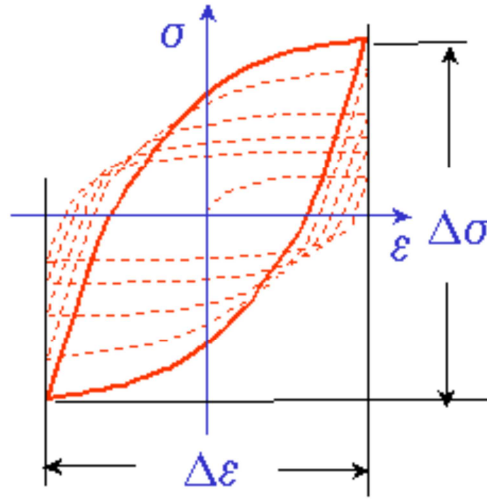
Yorulma konusundaki çalışmalarda kullanılacak yöntem ( S-N veya E-N ) çevrim sayısı ile değerlendirilir. Göreceli büyük genlikli tekrarlar, düşük tekrar sayısı ( $<10E5$ ) ve yüksek lokal plastik gerinme için genelde E-N yöntemi uygundur. Düşük genlik, yüksek tekrar sayısı ( $>10E5$ ) ve elastik gerinme için genellikle S-N yöntemi uygulanır.

E-N yöntemi, düzgün bir numunenin malzemesinin gerinme kontrollü testteki davranışı ile çentikli bir yapının malzemesi arasında benzerlik varsayar. Herhangi bir yükleme altında numunede ve çentikte meydana gelen hasar aynı kabul edilir. Dolayısıyla lokal gerilme-gerinme datası elde edilmelidir.



Şekil 3.13. E-N Eğrisi örneği

E-N malzeme testlerinde aksel yüklemeler uygulanır ve gerilme kontrollü testler yapılır. Testler esnasında deformasyon kontrol edilir ve gerilme hesaplanır. Metaller genellikle belli bir süre sonra kararlı gerilme genleme değerine gelirler (histeri döngüsü). E-N eğrisi bu kararlı gerilme genleme eğrilerinden çizilir.



Şekil 3.14. Çelik için kararlı histeri döngüsü

## **BÖLÜM 4. BİLGİSAYAR DESTEKLİ MÜHENDİSLİK UYGULAMALARI**

### **4.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi**

Sonlu elemanlar metodu, karmaşık geometrideki fiziksel sistemlerin tümünü bir bütün olarak incelemek yerine bu sistemi incelenmesi daha kolay olan elemanlara (sonlu elemanlara) ayırarak incelemek amacıyla kullanılan bir metottur. Mühendislik uygulamalarında karşılaşılan problemler çoğu zaman doğrudan çözülemez. Problem, çözümü daha kolay olan alt problemlere ayrılarak daha anlaşılır hale getirilmeye çalışılır. Oluşturulan alt problemler çözülüp birleştirilerek esas problemin çözümü yapılabilir. Problemin tam çözümü yerine kabul edilebilir seviyede bir yaklaşık çözümü tercih edilir.

Öyle problemler vardır ki, bunlarda yaklaşık çözüm tek yol olarak benimsenir. Örneğin gerilme hesaplaması üzerine çalışan mühendisler gerilme problemini basit kiriş, plak, silindir gibi geometrisi bilinen benzer şekillerle sınırlarlar. Bu çözümler çoğu kez gerçek problemin yaklaşık çözümüdür [13].

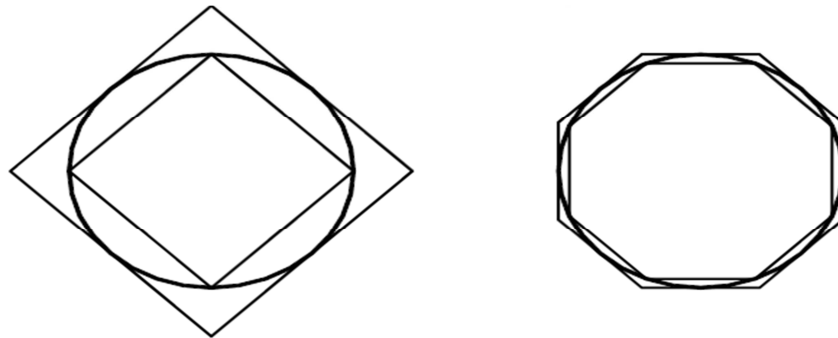
Sonlu elemanlar metodu nümerik bir teknik olup, özellikle katı mekaniği, akışkanlar mekaniği, ısı transferi ve titreşim gibi problemlerin bilgisayar yardımıyla çözümünde kullanılan çok gelişmiş bir tekniktir. Sonlu elemanlar metodunda (Finite Element Method FEM) geometriler sonlu sayıda elemanlara bölünür. Bu elemanlar belli noktalardan birbirleriyle bağlanır, buna düğüm denir. Katı modellerde her bir elemandaki yer değiştirmeler doğrudan düğüm noktalarındaki yer değiştirmelerle ilişkilidir. Düğüm noktalarındaki yer değiştirmeler ise elemanların gerilmeleriyle ilişkilidir. Sonlu elemanlar yöntemi bu düğümlerdeki yer değiştirmeleri çözmeye çalışır [13].



Sonlu elemanlar metodu ve bilgisayarların sanayiye girmesiyle, günümüze kadar ancak pahalı deneysel yöntemlerle incelenebilen bir çok makine elemanının yapısal çözümlemesini kısa bir sürede yapıp, en iyi tasarımı elde etmek mümkün olabilmektedir. Metot ilk defa 1950'li yıllarda havacılık endüstrisinde uçakların kanatlarındaki gerilmelerin hesaplanması için kullanılmıştır. 1960'lı yıllarda metodun matematik temelleri oluşturulmaya başlanmış ve çeşitli mühendislik dallarında avantajları nedeniyle giderek artan oranda kullanılmaya başlanmıştır.

Sonlu elemanlar terimi (Finite Element) ilk defa 1960 yılında Clough isimli bilim adamı tarafından kullanılmıştır [13]. 1970'li yıllarda metot özel bilgisayarlarda kendine uygulama alanı bulmuştur. 1980'li yıllara girerken mikro bilgisayarların geliştirilmesi ile metodun uygulanması genişlemiştir. 1990'lı yıllara gelindiğinde ise büyük ölçekli yapıların çözümlemesi mümkün olmuştur.

Sonlu elemanlar metodu bugün bilgisayar destekli tasarım sistemleri ile bütünleşmiş olarak gerilme, doğal frekans, ısı transferi, akışkanlar mekaniği, elektromanyetik, jeomekanik ve biyomekanik gibi sahalarda mühendislere geniş çözüm olanakları sağlamaktadır. Mühendisleri asıl ilgilendiren, yaklaşık çözümün gerçek çözüme yakınsaklığıdır. Elde edilen sonuçların iyiliğinin, yaklaşım derecesinin artırılmasına bağlı olduğu unutulmamalıdır.



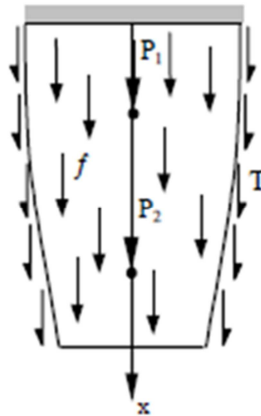
Şekil 4.1. Çemberin poligom benzetimi

Mesela bir çember çevresinin ölçülmesinde, eğer bu çemberin çapı 1 birim ise, çemberin çevresi tam olarak  $p = 3.141\dots$  birim olacaktır. Bununla beraber ölçme için

çetvel kullanılmak isteniyorsa, yapılacak şey çemberi şekil 4.1 deki gibi bir poligon kabul etmektir. Bu şekilde açıkça görüleceği gibi, poligonun kenar sayısı arttıkça çembere yaklaşmaktadır. Yüzyıllar öncesinde bilim adamları çemberin çevresini bu şekilde hesaplamaktaydı.

Mühendislik problemlerinde de bir fiziksel sistemin olduğu gibi alınarak bilgisayar ortamında matematik modellerinin oluşturulması mümkün olmamaktadır. Bir uçak gövdesinin aerodinamik çözümlemesinin ya da bir otomobil karoserinin çözümlemesinin yapılması gibi durumlarda klasik mekanik yöntemleri ile problemlere çözüm bulmak çok zor ya da imkânsız olmaktadır. Bu gibi durumlarda yapının tamamının üzerinde çalışmak yerine esas yapının özelliklerini taşıyan ve çözümlemesi daha kolay olan sonlu elemanları kullanmak incelenen problem için yaklaşık bir çözüm yolu olmaktadır [13].

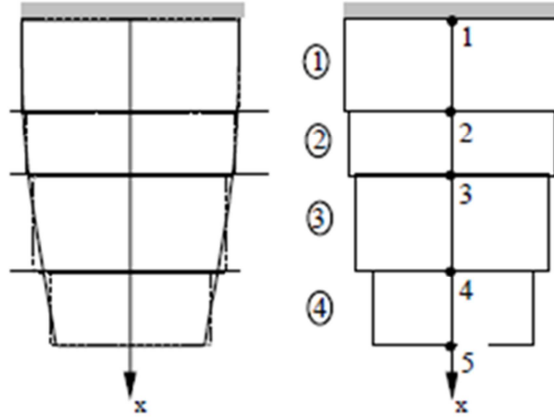
Metodun çalışma prensibini incelemek için şekil 4.2' deki gibi P kuvvetine maruz bırakılan ankastre bir çubuk seçilebilir. Çubukta meydana gelen deformasyon ve gerilmeleri analitik olarak hesaplamak çubuk kesiti uzunluk boyunca değiştiği için zor olacaktır. Bu durumda çubuğu bir bütün olarak incelemek yerine kesiti sabit olan silindirlerden oluşmuş bir yapı gibi düşünerek hesaplamak daha pratik olacaktır.



Şekil 4.2. Eksenel kuvvete maruz kalan ankastre çubuk

Bu amaçla incelenecek çubuk şekil 4.3' teki gibi çapları sabit olan 4 silindire bölünür. Aslında sonsuz sayıda elemandan oluşan (sürekli bir sistem olan) çubuk

artık 4 adet sonlu sayıdaki elemandan oluşmaktadır. Bu sonlu elemanlar birbirilerine düğüm noktaları vasıtasıyla bağlanmaktadır.



Şekil 4.3. Ankastre çubuğun sonlu elemanlara ayrılması

Bir boyutlu olarak incelenen bu sistemde her düğüm noktası sadece çubuk eksenini boyunca hareket edebileceğinden her bir düğüm noktasının bir serbestlik derecesi vardır. Tüm sistemin serbestlik derecesi 5 olmaktadır. Yapı artık basit sonlu elemanlara bölündüğünden her bir sonlu elemandaki deformasyon ve gerilme değerinin hesaplanması mümkündür. Çubuğu modellemek için kullanılan sonlu eleman sayısının artması ile birlikte gerçek gerilme değerine yakın gerilme değerleri elde edilebilir. Çubuğun kuvvet etkisi altında göstermiş olduğu deformasyon her bir sonlu elemanın kuvvet etkisi altında göstermiş oldukları deformasyonların toplamına eşittir. Başka bir ifadeyle çubuğun toplam rijitliği sonlu elemanların rijitliklerinin toplamına eşittir.

Sonlu elemanlara bölünmemiş çubukta olduğu gibi sonlu elemanların bir araya gelerek oluşturduğu ağ (mesh) yapıda da “uygulanan kuvvet sonucu oluşan deformasyonların yapının rijitliğine bağlı olması” ilkesi geçerliliğini korumaktadır.

Şimdiye kadar anlatılanları matematiksel olarak ifade etmek için her bir sonlu elemanın rijitliğini  $[k]$  matrisi ile, eleman üzerindeki kuvvetleri  $[f]$  vektörü ile ve deformasyonları da  $[d]$  vektörü ile gösterilsin. Bu matrisler arasındaki ilişki;

$$[k] \times [d] = [f] \quad (4.1)$$

şeklinde olmaktadır. Çubuğun toplam rijitliği her bir sonlu elemanın rijitliğinin birbirine matriste monte ederek toplanması ile bulunmaktadır. Tüm yapıya etkiyen kuvvet ile deformasyonlar arasındaki ilişki (4.1) denklemine benzer tarzda aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$[K] \times [D] = [F] \quad (4.2)$$

Burada  $[K]$  matrisi tüm yapının rijitlik matrisini,  $[D]$  tüm yapının deformasyon vektörünü ve  $[F]$  de çubuğa etki eden kuvvet vektörünü göstermektedir.

## 4.2. SEY Uygulama Alanları

Sonlu elemanlar metodunun uygulama alanları çoğunlukla öz değer (eigenvalue), denge ve yayılma problemleridir. Denge problemlerinin bir uzantısı olan özdeğer grubuna giren problemler arasında yapıların stabilitesi ve titreşimleri, lineer viskoelastik sönümleme, burkulma, katı ve esnek kaplarda akışkanların çalkalanması gibi problemler en çok bilinenleridir.

Kararlı hal problemleri olarak bilinen denge problemlerine makine ve inşaat yapılarının gerilme hesaplamaları, katılarda ve sıvılarda kararlı sıcaklık dağılımları, sürekli akış problemleri gibi problemler örnek verilebilir. Yayılma problemleri ise zamana bağlı olan problem grubuna giren problemler arasında yapılarda gerilme dalgaları, yapıların darbelere karşı davranışı, viskoelastik problemler, zeminlerden suyun geçişi, katılarda ve sıvılarda ısı geçişi, kararlı olmayan akış problemleri örnek verilebilir.

Mühendislik açısından sonlu elemanlar metodunun en geniş uygulama alanı gerilme hesabı problemleridir. Gerilme hesaplama problemlerinde yer değişim, kuvvet ve karma yöntem gibi üç yaklaşım dikkate alınmaktadır. Yer değişim yönteminde yer

değişimler, dönmeler ve deformasyonlar; kuvvet yöntemi yaklaşımında kuvvetler ve gerilmeler; karma yönteminde ise bilinmeyen veya serbest değişkenler işlenmektedir.

Sonlu elemanlar metodunun uygulama alanı geniştir. Çubuk, plak, levha ve kabukların çözümünde (yapı mühendisliği), şevlerin gerilme hesabında, barajlarda ve tünellerde (zemin mekaniği), viskoz akımda, sürtünme maddelerinin taşınmasında, dalga titreşiminde (hidrolik), ısı iletiminde, ısı akımı taşınmasında (ısı transferi), reaktörün statik ve dinamik çözümlemesinde, ısı akımında (nükleer enerji), devre hesaplamalarında, manyetik potansiyel dağılımı tespitinde (elektrik mühendisliği) kullanılabilir.

### **4.3. SEY İşlem Adımları**

Sonlu elemanlar metodunun temel prensibi öncelikle bir elemana ait sistemin özelliklerini içeren denklemlerin çıkartılıp daha sonra tüm sistemi temsil edecek şekilde eleman denklemlerini birleştirerek sisteme ait lineer denklem takımının elde edilmesidir.

Sonlu elemanlar metodunda ilk basamak, yapıyı veya çözüm bölgesini alt bölümlere yani sonlu elemanlara ayırmaktır. Bu ayırımında uygun sonlu elemanlar kullanılmalı, elemanların cinsi, sayısı ve düzeni tespit edilmelidir. Basit geometriler veya az sayıda eleman için manuel olarak yapılabilecek bu modelleme işleminin, karmaşık geometriler veya çok sayıda eleman için bu şekilde yapılabilmesi imkânsız hale gelmekte ve bu iş için ön işlemci (preprocessor) adı verilen programlar kullanılmaktadır.

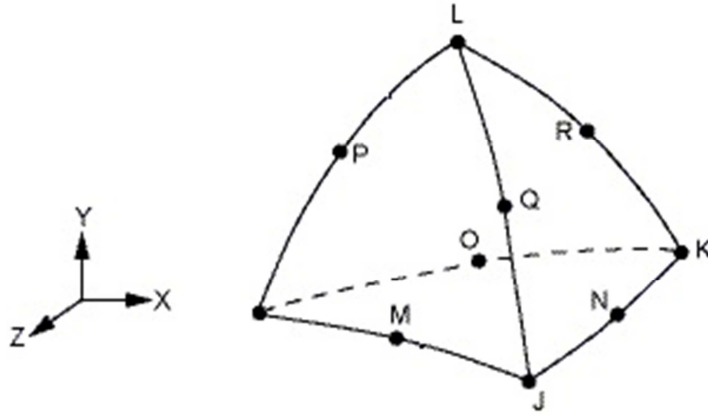
Özetlenirse, verilen bir problemi SEY ile çözmek için sırası ile aşağıdaki işlemlerin uygulanması gerekir:

- 1 Cisim düğüm noktaları içeren elemanlara ayrılır.
- 2 Her eleman için fiziksel büyüklüklerin davranışları tanımlanır ve eleman denklemleri çıkartılır.
- 3 Sistem denklemleri düğüm noktalarındaki bilinmeyen değerler için çözülür. (örneğin yer değiştirme)
- 4 Seçilen elemanların istenilen değerleri hesaplanır. (Örneğin gerilmeler)

#### 4.4. SEY'de Bazı Eleman Özellikleri

##### 4.4.1. Solid 187

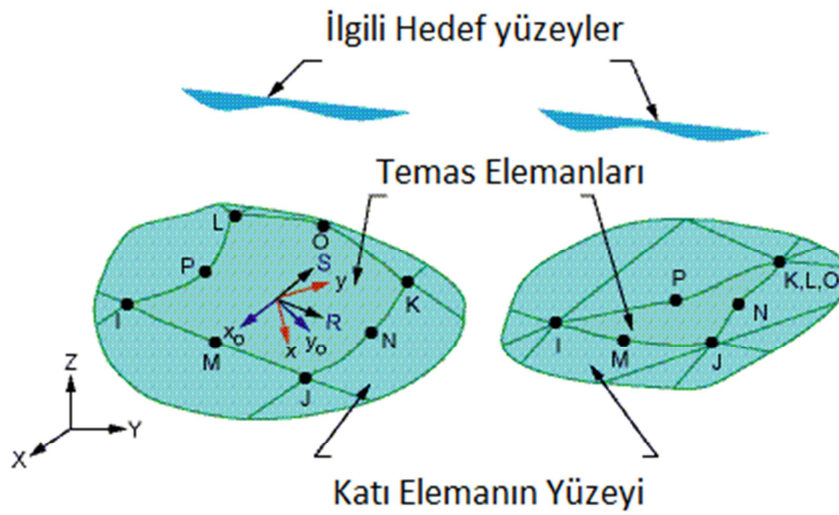
Solid 187 yüksek mertebeden üç boyutlu, 10 düğüm noktalı bir elemandır. Bu eleman ikinci dereceden bir elemandır ve ön işlemcilerin otomatik olarak oluşturduğu düzensiz çözüm ağları için uygundur. Bu elemanın her bir düğüm noktasının üç serbestlik derecesi vardır. Bu serbestlikler x, y, z eksenlerinde çizgisel yer değiştirmelerdir. Eleman, plastite, hiperelastite, sürünme, pekleşme ve büyük deformasyona izin verme kabiliyetlerine sahiptir [14].



Şekil 4.4. Solid 187

#### 4.4.2. Conta174

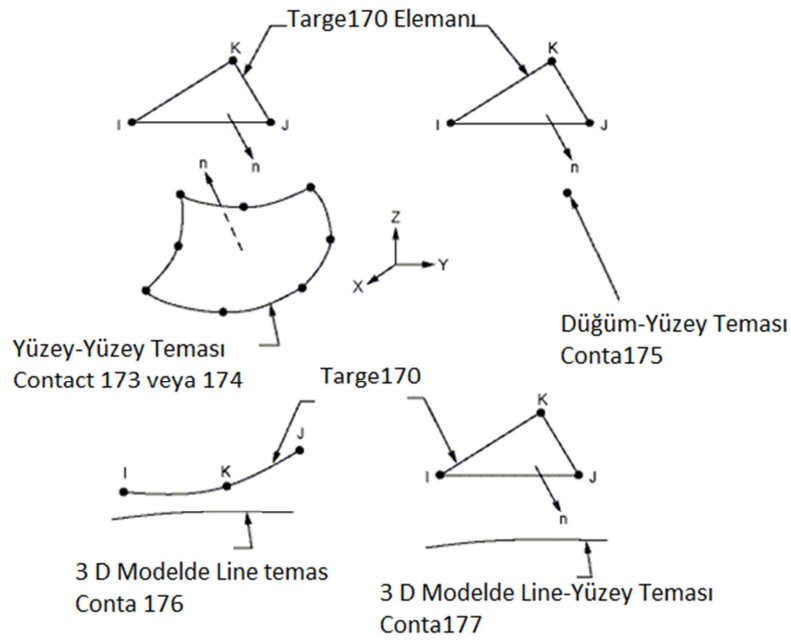
Temas tanımlanmış üç boyutlu deforme olabilir parça yüzeyleri arasında, 'contact' yüzeyinin 'target' yüzeyle arasındaki teması ve kaymaları temsil eder. Conta174 elemanlar, üç boyutlu eleman yüzeyinde, orta düğüm noktalarında konumlanırlar. Eleman konumlandığı parçanın geometrisinin karakteristik özelliklerini alır. Bu eleman hedef yüzey elemanına girişim yaptığında temas gerçekleşmiş olur. Sürtünme tanımlanmasına uygundur ve temas yüzeylerinin çözüm esnasında ayrılmasına müsaade eder [14].



Şekil 4.5. Conta174

#### 4.4.3. Targe170

Üç boyutlu deforme olabilir katıların yüzeyleri arasında oluşan temasta, hedef yüzeyde oluşan elemanlardır. Çizgisel ve rotasyonel yer değiştirmeler, kuvvetler, momentler, sıcaklık, voltaj ve manyetizma uygulanabilir [14].



Şekil 4.6. Targe 170

#### 4.5. SEY İçin Temas

Çözümleme esnasında iki parçanın birbirinin içinden geçmesi önlenmek istendiğinde, ilgili yüzeyler arasında temas tanımlanır. Temas bölgesindeki düğümlerin arasındaki ilişki ve temas bölgesindeki direngenlik, hesaplama sonucunun doğruluğunda etkilidir. Bu nedenle sistem için en doğru temas formülasyonunun seçimi önem taşımaktadır. Pure Penalty ve Augmented Lagrange temas formülasyonunda, yüzeyler arasında ilişki kurmak amacıyla, Ansys çözücüsü yüzeyler arasında küçük bir miktar penetrasyona izin verir [15].

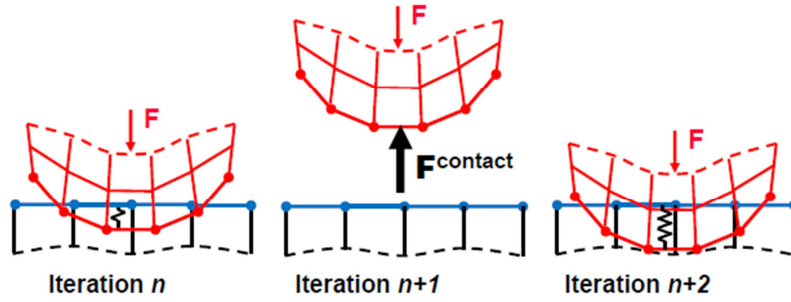
$$\text{Pure Penalty: } F_{normal} = k_{normal} x_{penetrasyon} \quad (4.3)$$

$$\text{Augmented Lagrange: } F_{normal} = k_{normal} x_{penetrasyon} + \lambda \quad (4.4)$$

Augmented Lagrange formülasyonunda, denkleme bir değer daha eklendiği için sonucun temas direngenliğine hassasiyeti azalır. Maksimum değerdeki direngenlik



değeri için minimum penetrasyon elde edilir. Pure Penalty ve Augmented Lagrange formulasyonları temel olarak penetrasyon üzerinden çalıştığı için penetrasyon olmak zorundadır. Penetrasyonun yüksek tutulması ise, temas yüzeylerinde yüksek basınç değerleri okunmasına neden olur. Penetrasyon değerinin mümkün olduğunca küçük tutulması, kabul edilebilir sonuçlar almak için yeterli olacaktır [15].



Şekil 4.7. Direngenlik değerinin yüksek tutulmasının iterasyon sayısına etkisi [14]

Sürtünlü temas kullanılması durumunda, teğetsel yönde benzer bir durum gözlenir. Penetrasyona izin veren yöntemler için küçük kaymalar kabul edilebilir sınırlardadır [15]

$$F_{\text{teğetsel}} = k_{\text{teğetsel}} x_{\text{kayma}} \quad (4.5)$$

#### 4.6. SEY'in Bilgisayar Destekli Mühendislikte Kullanımı

Sonlu elemanlar metodunun bilgisayar destekli mühendislikte kullanılması ile, bugüne kadar ancak pahalı deneysel yöntemlerle incelenebilen bir çok yapının ve makina elemanının (şasi, gövde, motor blokları, pistonlar vs.) kolayca incelenebilmesi, hatta çizim esnasında mukavemet hesaplamalarının kısa bir sürede yapılarak en iyi tasarımı gerçekleştirilmesi mümkün olabilmektedir.



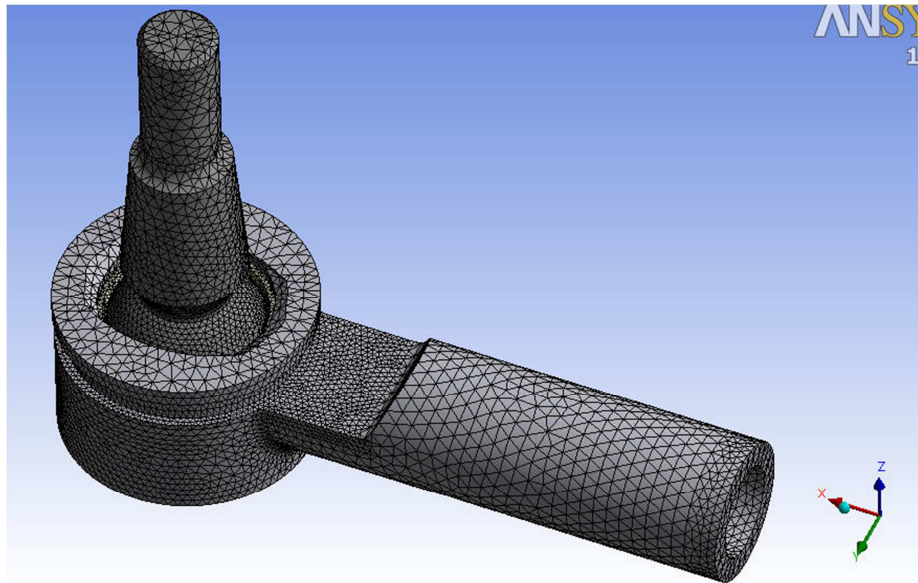
Şekil 4.8. Çarpışma testleri için SEY [16]

Sonlu elemanlar çözümlemesi otomotiv sektöründe de yoğun olarak kullanılmaktadır. Çarpışma testlerinden en meşhur olanı Euro NCAP i göz önüne alırsak; testler gerçek arabalar üzerinden gerçekleştirilmekte, bu nedenle bu testler araç maliyetlerini yükseltmektedir. Araç maliyetlerinin aşağı çekilmesi amacı ile bu gibi testler bilgisayar üzerinde gerçekleştirilmeye çalışılmaktadır. Bilgisayar üzerinde yapılan testler ile gerçek testlere yaklaşılmaya çalışılmakta ve yapılacak olan gerçek testlerin sayısını azaltarak maliyetler aşağı çekilmektedir. Bu gibi testlerin yapılabilmesi amacı ile yüksek eleman sayılı ve çok miktarda kontak ilişkilerinin bulunduğu sonlu elemanlar modelleri çok çekirdekli süper bilgisayarlarda çözdürülmeye çalışılmaktadır.

## 4.7. Statik Yükleme Uygulaması

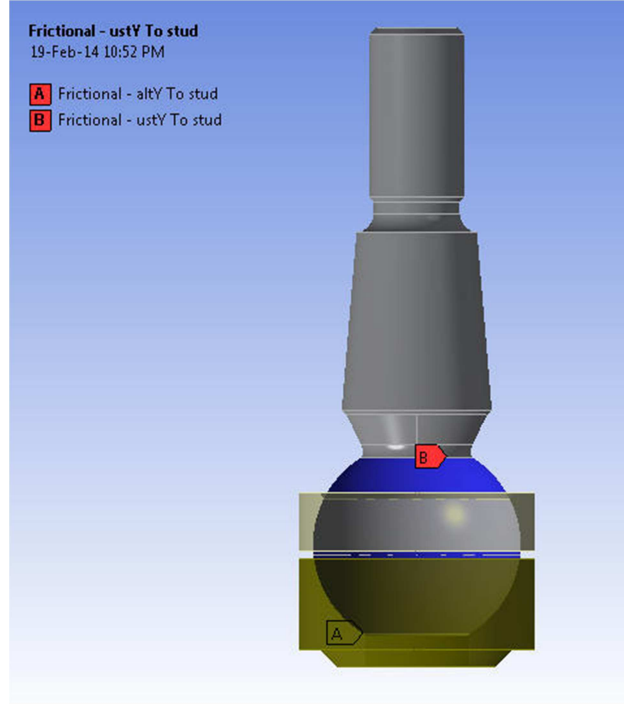
### 4.7.1. Matematiksel model

Problemin çözücüye gönderilebilmesi için, matematiksel model elde etmek amacıyla, sonlu eleman ağının, malzeme atamalarının, yüklemelerin ve sınır şartlarının oluşturulduğu aşama ön işlem (post processing) olarak adlandırılmaktadır. İsbetli sonuçlar elde ederken aynı zamanda uzun çözüm süresinden kaçınmak için eleman yoğunluğu gereği kadar artırıldı. Kritik bölgelerdeki eleman boyutlarını küçülterek 97173 eleman sayısına ulaşıldığında, eleman ağı yoğunluğu artırılrsa dahi, gerilme sonuçlarında önemli değişim görülmemektedir.



Şekil 4.9. Sonlu eleman ağı

Çözümlemede yakınsama problemleri ile karşılaşılması ve hatalı gerilme gradyanı görülmemesi için parçaların geometrileri sonlu elemanlar yöntemine uygun şekilde oluşturuldu. CAD modellemesi esnasında mafsalsal ve gövde üzerindeki dişler ve diğer çok küçük detaylar göz ardı edildi. Ayrıca temas yüzeylerinin düzgün hazırlanmış olması ve iç içe geçmemiş konumda olması önemlidir.



Şekil 4.10. Mafsal ile yataklar arasındaki temas yüzeyleri

Mafsalın yatakları olduğu bölge, yıpranma faktörünün düşürülmesi için yağlanmaktadır. Yüksek yıpranma faktörü, polimer yataklarda boşluk oluşumuna neden olan en büyük etkenlerdendir. Gerçeğe en yakın sonuçlar için mafsalın küresel bölgesi ile yataklar arasında sürtünmeli/ayrılabilen temas tanımlandı.

Tablo 4.1. POM malzemenin çelik karşısında yağlı ortamda sürtünme katsayıları [18]

Malzeme	Bileşimdeki Yağ Oranı	Sürtünme Katsayısı
POM-Çelik	0.0	0.25
POM-Çelik	0.25	0.22
POM-Çelik	0.50	0.17
POM-Çelik	1.00	0.17
POM-Çelik	1.50	0.13

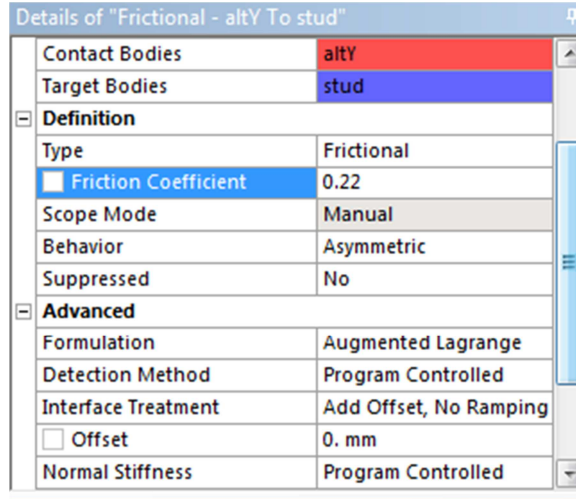
Yataklama bölgesinde, çelik gövde ile pom malzeme yatak arasındaki sürtünme katsayısı tablo 4.1' den 0,22 kabul edildi. Küçük kaymaların görüldüğü durumlar için sürtünme katsayısı kuvvet ile değişmemektedir [7]. Bu nedenle, montajın son adımı olarak gerçekleştirilen ön yüklemenin sürtünme katsayısına etkisi bulunmamaktadır.

#### 4.7.2. Temas ayarları

Temas yüzeyleri için birkaç farklı temas tipi ve temas formülasyonu sunulmaktadır. Gövde ile yataklar arasında bağlı (Bonded) temas ile tutarlı sonuçlar elde edilebildi. 'Bonded' olarak tanımlanan temas bölgelerinde, çözücünün yakınsaması kolay olacağından, temas ayarları çözücüye bırakıldı. Mafsal ile yataklar arasındaki sürtünmeli temaslarda ise 'Augmented Lagrange' formülasyonu kullanıldı.

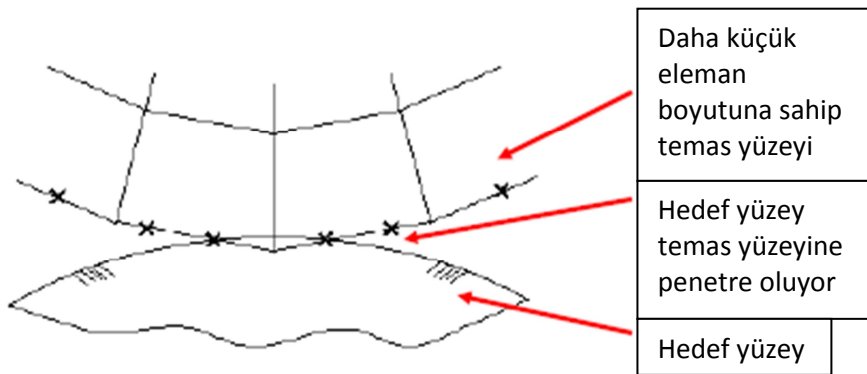
Augmented Lagrange formülasyonu (denklem 4.4), sürtünmeli temaslarda yakınsamanın sağlanması için penetrasyona izin vermektedir [15]. Normal yönlü direngenliğin değeri, yakınsama sağlanmasında ve tutarlı sonuçlar elde etmede etkilidir. Yüksek değerde direngenlik verilmesi, daha doğru sonuç sağlayacaktır fakat yakınsama ihtimali düşecektir [15].

Ansys en uygun normal direngenlik değerini kendi hesaplamaktadır. Dışarıdan bu değere müdahale etmek istenirse 'FKN' değeri olarak bir çarpan girilebilir. Bu değer Ansys'in hesapladığı direngenlik değeri için fazladan bir katsayı olacaktır. Eğilme yüklemesinin domine ettiği modellerde, yakınsama problemleri yaşanması halinde 0.01 ile 0.1 arasında bir değer, diğer bütün durumlarda 1 değeri girilmesi önerilmektedir [15].



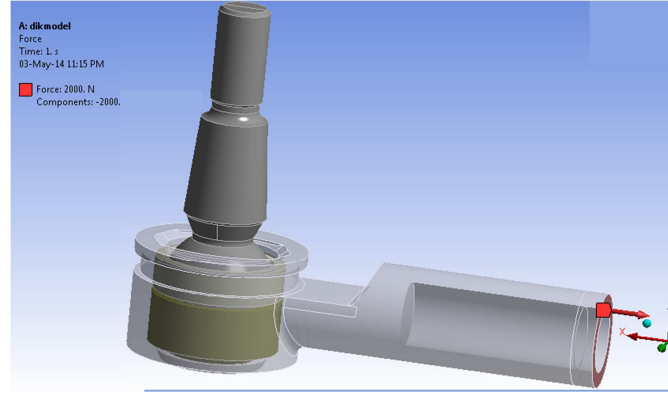
Şekil 4.11. Temas ayarları

Mafsalın küresel bölgesi ile yataklar arasında asimetrik (Assymmetric) özelliği aktif edildi. Bu şekilde kontakt yüzeyleri penetre olan hedef yüzeylerden oluşturulacaktır ve bütün bilgiler kontakt yüzeyinden rahatça okunabilecektir [15]. Simetrik (Symmetric) seçilmesi durumunda temasın kurulması daha kolay olabilirdi fakat sonuçların gösterimi hem temas yüzey hem de hedef yüzeye dağıtılacaktı. Dolayısıyla yüzeylerdeki gerilmelerin okunması zorlaşacaktı. Modelde sonuçların görülmek istendiği yatak yüzeylerine daha küçük eleman boyutu atandı ve bu yüzeyler temas yüzeyi olarak belirtildi.



Şekil 4.12. Hedef - Temas yüzeyleri

### 4.7.3. Statik yükleme



Şekil 4.13 Modele uygulanan yükleme

Statik gerilme çözümlerinde şekil 4.13 deki kırmızı renkli yüzeye üretici firmanın aktardığı 2.000 Newtonluk -X yönlü kuvvet uygulandı. 2011'de K.H. LEE benzer kullanım özelliklerinde bir binek araç için yaptığı çözümlemede, rot başına 1.538 Newton'luk statik yük uygulamıştır [17]. Dolayısıyla firmadan alınan 2.000 Newton'luk yükleme koşulu bilgisinin uygun olduğu kabul edildi. Bunun yanında, rot başının maruz kaldığı zorlamaların büyüklüğü aracın yük miktarına ve zemin şartlarına göre değişebilmektedir. Aracın ağır yüklü olması zemin ile teker arasında sürtünme kuvvetini oluşturan normal yönlü kuvveti arttıracaktır. Tablo 4.2 yol durumuna göre değişen sürtünme katsayısını göstermektedir.

Tablo 4.2. Değişik yol durumlarına göre lastik-yol statik sürtünme katsayıları [19]

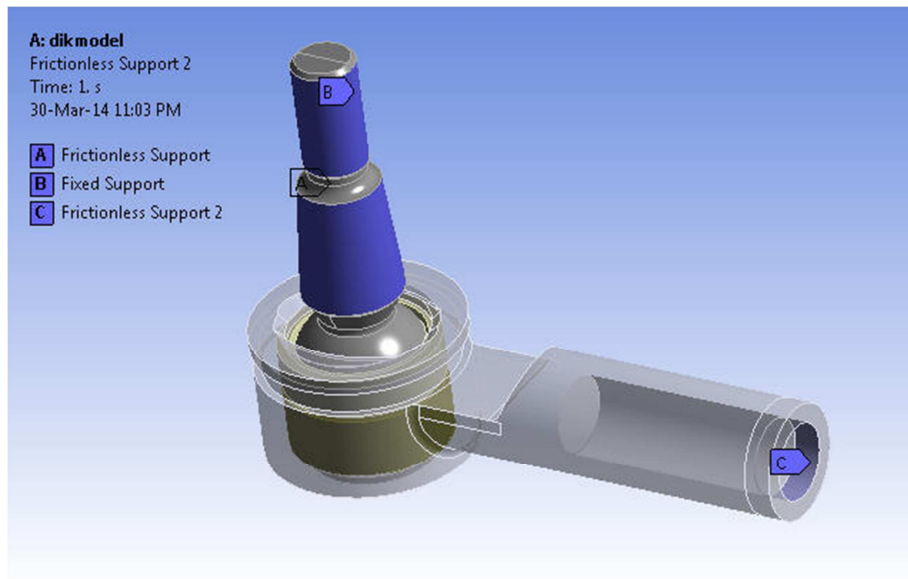
Yüzey	Durum	Nü(statik)
Asfalt yada Beton	Kuru	0.8-0.9
Beton	Islak	0.8
Asfalt	Islak	0.5-0.7
Toprak yol	Kuru	0.68
Toprak yol	Islak	0.55

Gerçekçi sonuçlar alabilmek için, sınır şartlarının doğru verilmesi önemlidir. Bu aşamada mekanik sistem iyi incelenerek, sanal ortamda tutarlı bir şekilde modellenmelidir.

A Mafsalının aksona daldığı konik yüzeyde sürtünmesiz mesnet tanımlanmıştır.

B Mafsalının dişlerinin bulunduğu yüzeyde sabit mesnet tanımlanmıştır.

C Rot kolunun vereceği stabiliteyi sağlamak için sürtünmesiz mesnet tanımlanmıştır.



Şekil 4.14. Sınır şartları

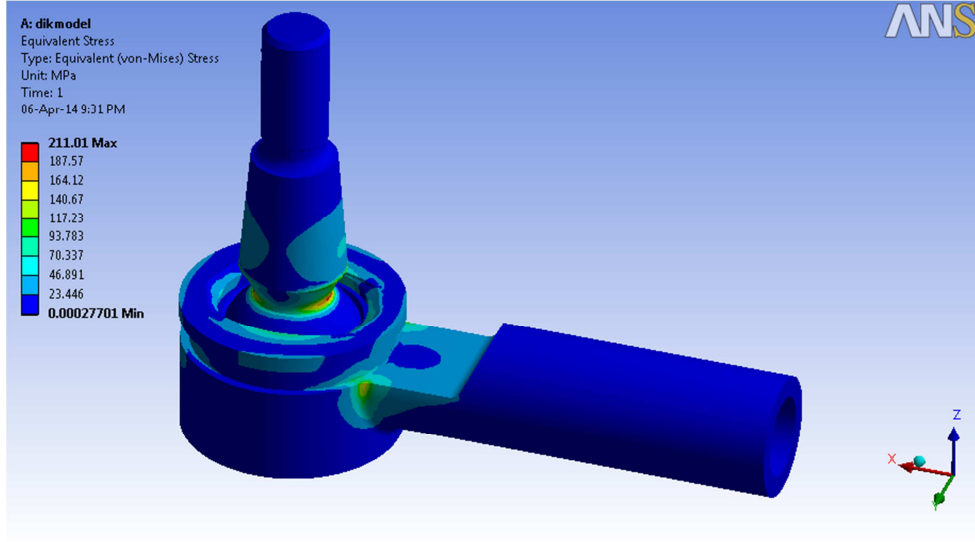
Ansys çözücüsünün, çözüm ağı tipi, hesaplama çeşidi, yükleme durumu ve temaslar gibi ölçütleri dikkate alarak otomatik olarak seçtiği eleman çeşitleri ve sayıları aşağıda görülmektedir.

Tablo 4.3. Eleman çeşidi ve sayısı

Eleman Çeşidi	Eleman Sayısı
SOLID187	75035
CONTA174	11069
TARGE170	11069

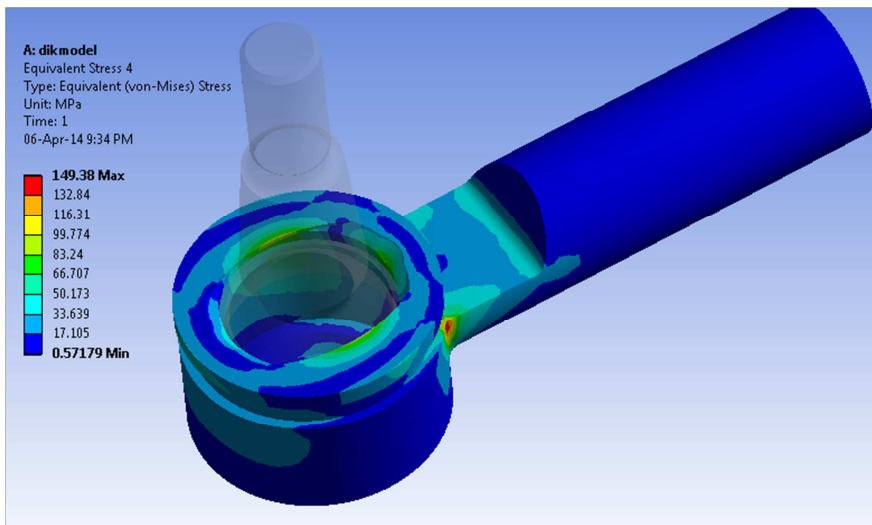


#### 4.7.4. Mafsalın dik konumu



Şekil 4.15. Von-Mises gerilmeleri

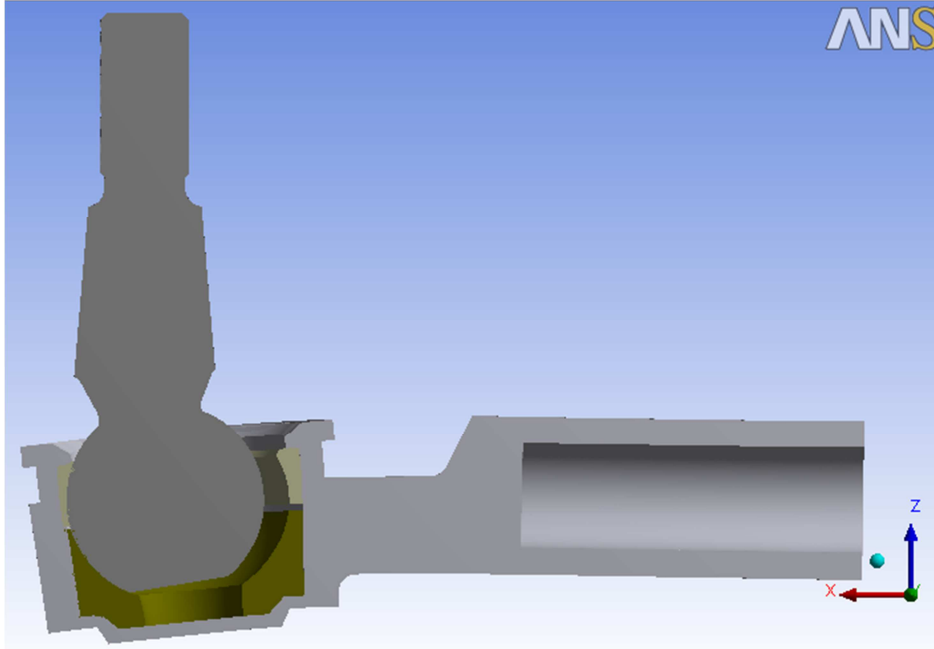
Von-Mises gerilmeleri kontrol edildiğinde, maksimum gerilmenin mafsal üzerinde olduğu ve 211MPa değerini aldığı görülmektedir. Şekil 4.15 te montajın tamamı için elde edilen von-Mises gerilmeleri görülmektedir. Sonuçlar her parça için ayrıca incelenecektir.



Şekil 4.16. Gövde için von-Mises gerilme dağılımı

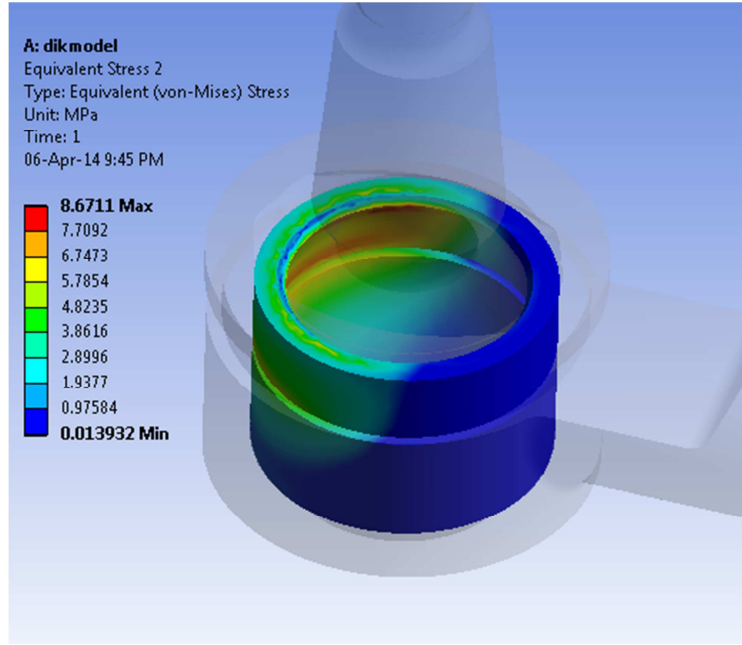
Eksenel zorlama etkisindeki gövdede, ani kesit değişimi bölgesinde gerilme yığılması gözlenmektedir ve maksimum gerilme de bu bölgede oluşmaktadır. Gerilmenin değeri 150 MPa olarak okunmaktadır.

Gövdenin yatakları çevreleyen bölgesinde, gerilmeye maruz kalan geniş yüzeyler dikkat çekmektedir. Bu bölgelerde gelişecek deformasyonlar, yataklama bölgesinde boşluk oluşumuna sebebiyet verecektir. Ekipmanda en çok karşılaşılan arızalar, yataklama bölgesinde boşluklar oluşması nedeniyle gözlemlenmektedir.



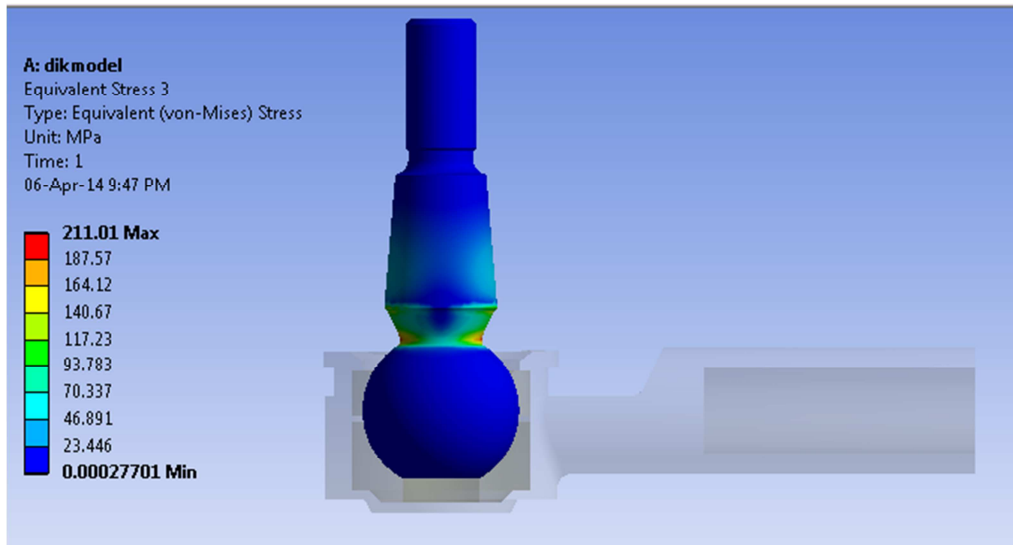
şekil 4.17. Yükleme sonrası kesit görünüm (150 kat büyütülmüş deformasyon)

Uygun temas tanımlaması sayesinde gerçeği sonuçlar alınarak, mafsalın küresel kısmının içe dönük yüzü yataklardan ayrıldı. Arızaların en sık gözlemlendiği yatak bölgesindeki gerilmelerin doğru elde edilmesi istendiğinden, temas bölgesindeki analiz şartlarının doğru kurulması hedeflendi.



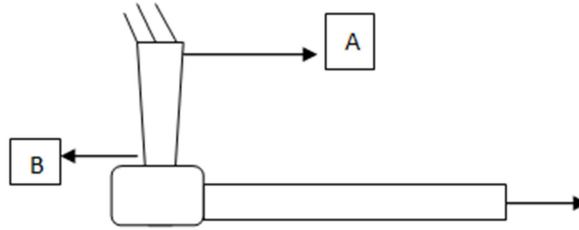
Şekil 4.18. Yataklar için von-Mises gerilmesi dağılımı

Gerilmeler küresel kısmın lastiğe bakan kısmında gözlenmektedir. Temasın sürtünmeli olması kayma gerilmelerini arttırmaktadır. Maksimum gerilmeler üst yatakta oluşmaktadır. Üst yatakta von-Mises eşdeğer gerilmesi 8.6 MPa değerine kadar ulaşmaktadır.



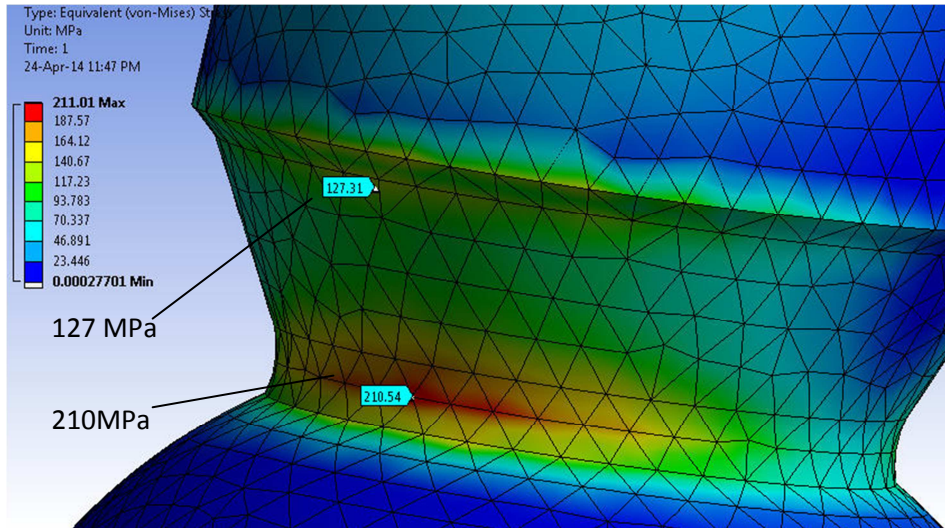
Şekil 4.19. Mafsal için von-Mises gerilme dağılımı

Mafsaldaki von-Mises gerilme değerleri 211 MPa kadar ulaşmaktadır. Maksimum gerilme en dar kesitte görülmektedir. Tarafsız eksenden kesit köşelerine gidildikçe artan gerilmeler, eğilme yüklemesine işaret etmektedir.

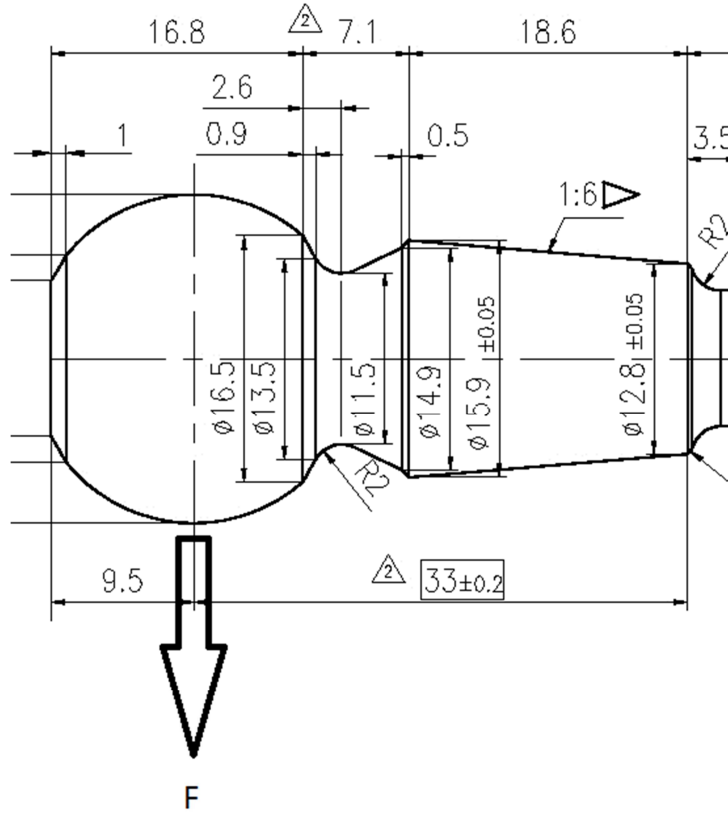


Şekil 4.20. Dik model taslak çizim

Hesaplamanın uygulanacağı model şekil 4.20'deki gibi izostatik (statik denge denklemleri ile çözülebilen) basit bir taslak olarak düşünüldüğünde, saplamada eğilme yüklemesi nedeni gerilmelerin oluşacağı öngörülebilir. Çözümlenme sonucuna göre, maksimum gerilmeler, eğme momentinin en yüksek olduğu A kesitinde değil, yarıçap farkından dolayı mukavemet momentinin en az olduğu B kesitinde gözlenmektedir.



Şekil 4.21. A ve B kesiti için analiz sonuçları



Şekil 4.22. Kuvvet kolu ve yarıçap değerleri [6]

Basitleştirilmiş geometrik model taslağı üzerinden, sadece eğilme yüklemesi sonucu oluşacak normal gerilmeler için el hesabı yapılacak olursa;

Silindirik kesitlerdeki eğilme mukavemet momenti hesabı için denklem 3.2 den

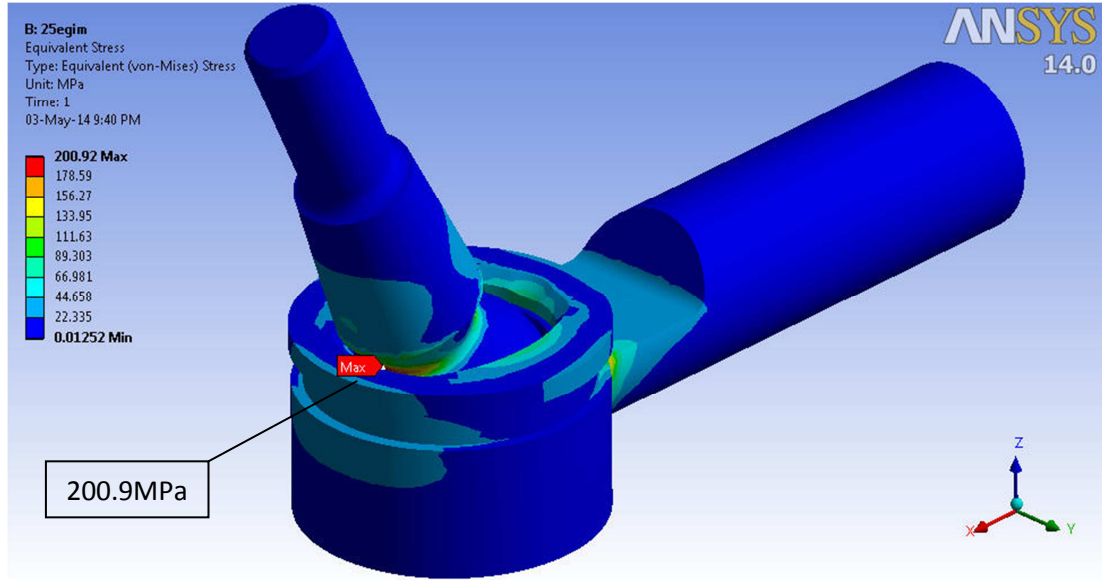
$$W_{eg} = \pi.d^3 / 32 \text{ kullanılırsa, } W_A = 324.75 \text{ mm}^3 \quad W_B = 149.3 \text{ mm}^3 \text{ bulunur.}$$

Eğilme sonucu oluşan maksimum normal gerilmelerin hesabı için denklem 3.1 den

$$\sigma_{eg} = \frac{M_{eg}}{W_{eg}} \text{ kullanılırsa, } \sigma_A = 88.3 \text{ MPa} \quad \sigma_B = 134.6 \text{ MPa} \text{ olarak bulunur.}$$

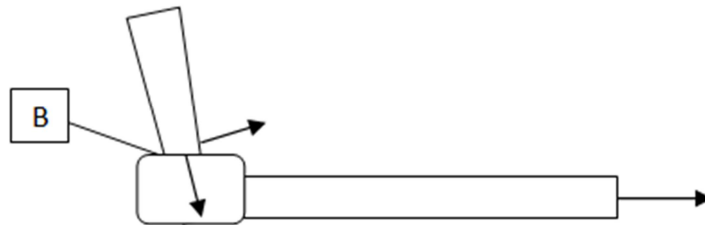
B kesitinde 46.3 MPa daha yüksek değer elde edilmektedir. Gerilme değeri farkı ani kesit değişimi sonucu oluşan gerilme yığılması nedeniyle yapısal hesaplama sonuçlarında da görüldüğü gibi artmaktadır.

#### 4.7.5. Mafsalın 25 derecelik konumu

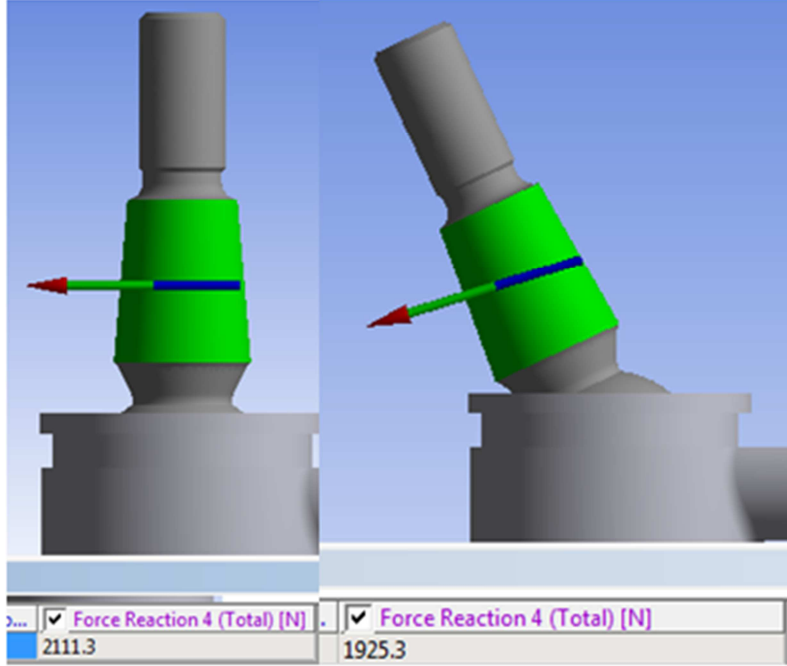


Şekil 4.23. 25 derecelik açıda von-Mises gerilmeleri

Mafsalın 25 derece yattığı konumda maksimum gerilme 200.9 MPa olarak gerçekleşmektedir. Maksimum gerilmeler mafsal üzerinde ve aynı kesitte oluşmakta fakat 10 MPa kadar azalma görülmektedir. Yükleme durumu incelendiğinde B kesitinin aksenal yüklemeye ve eğme yüklemesine maruz kaldığı görülmektedir. Dik konuma nazaran, mafsalda eğilme yüklemesi oluşturan kuvvetlerin azaldığı, aksenal yüklemeye oluşturan kuvvetlerin arttığı düşünülmelidir. Bunun sonucunda gerilme büyüklüğü %5 azalmaktadır.

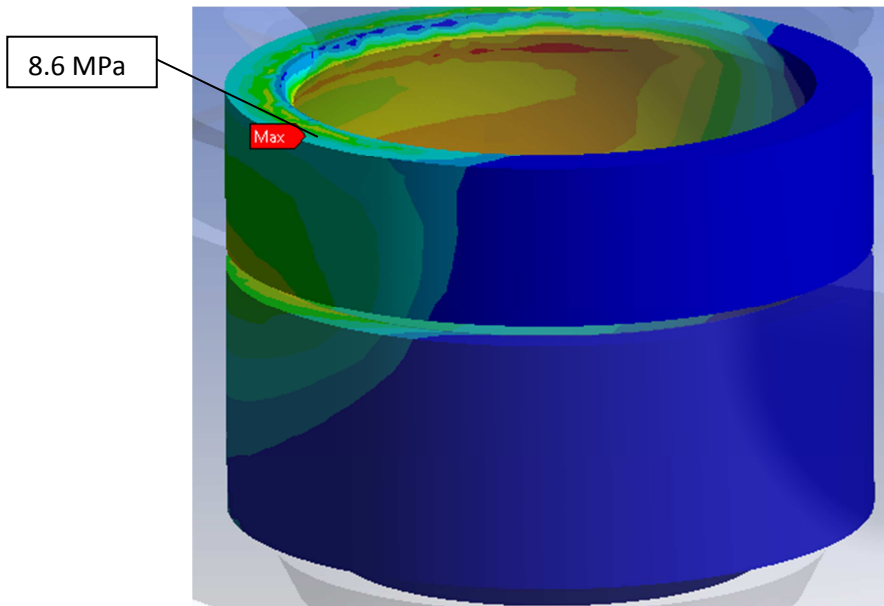


Şekil 4.24. 25 derecelik konum taslak çizimi

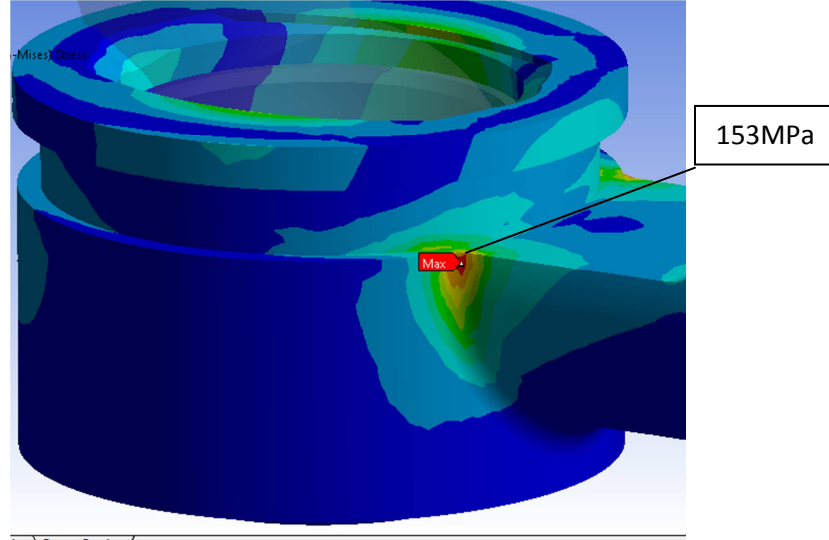


Şekil 4.25. Mafsaldaki sürtünmesiz mesnette reaksiyon kuvvetleri

Mesnetin aksonun içine dalan yüzeyinde oluşan reaksiyon kuvvetleri dik konumda 2111N iken açılı konumda 1925N a düşmektedir.



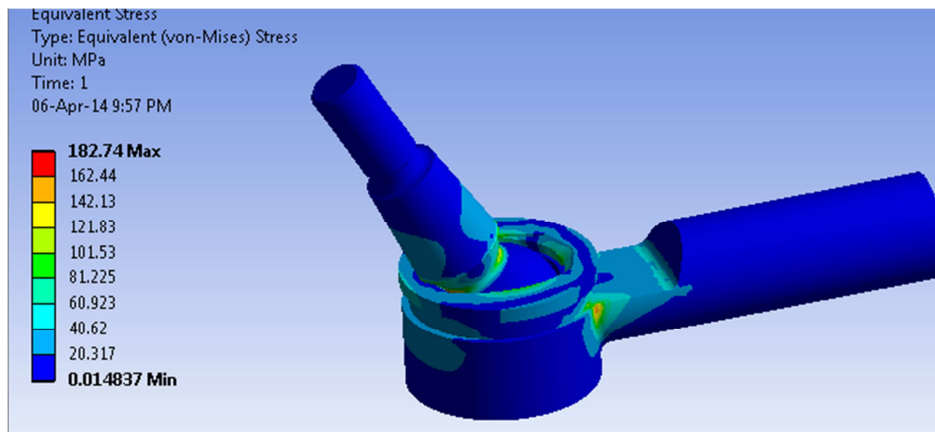
Şekil 4.26. Açılı konumda yataklardaki maksimum gerilmeler



Şekil 4.27. Açılı konumda gövdedeki maksimum gerilmeler

Açılı konumda gövdedeki maksimum gerilme değeri bir miktar artarak 153 MPa olarak, yataklardaki maksimum gerilme değeri değişmeyerek 8.6MPa olarak gerçekleşti. Bu verilerin sonucunda açı değişimi ile (gövdeye yatana kadar), mafsal üzerindeki maksimum gerilmenin azaldığı, diğer parçaların üzerindeki maksimum gerilmelerin ciddi bir değişim göstermediği görülmektedir.

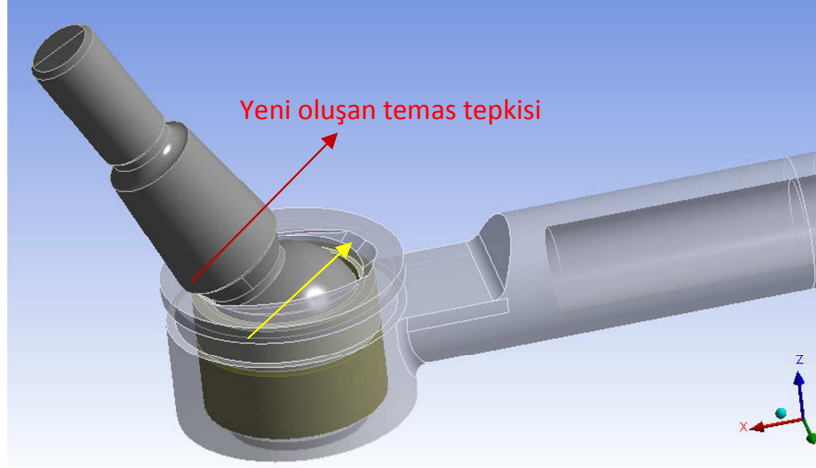
#### 4.7.6. Mafsalın gövde ile teması



Şekil 4.28. Yatık konum için gerilme dağılımı

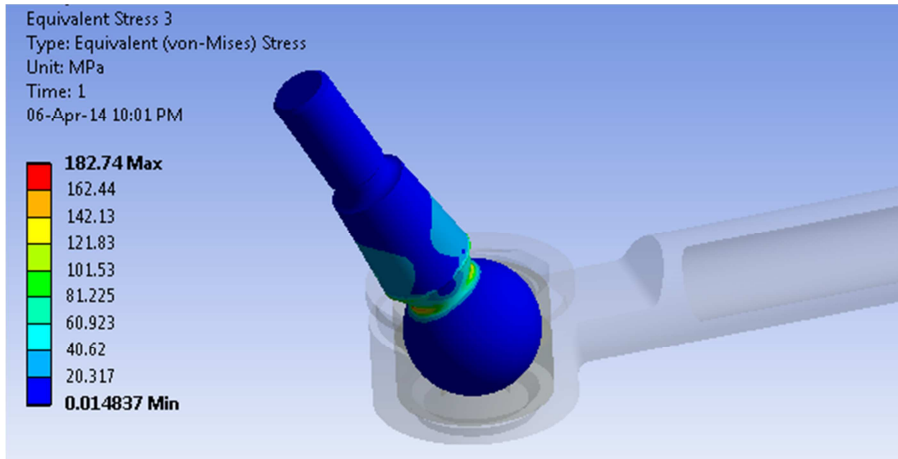


Maksimum gerilme mafsal üzerinde aynı kesitte oluşmaktadır. Mafsalın gövdeyle temas girmesi sonucu, mafsalda eğilme yüklemesine sebep olan, mafsal-yatak temas bölgesindeki reaksiyon kuvveti bileşeni azalmaktadır.



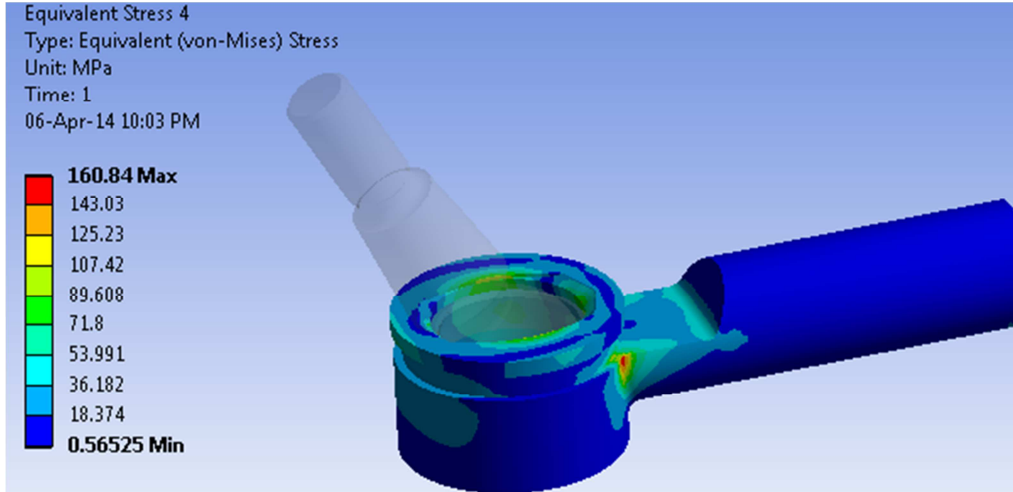
Şekil 4.29. Mafsalda eğilmeye yol açan temas reaksiyon kuvvetleri

Yataklar, mafsalda eğilmeye yol açan yüklemeyi, gövde-mafsal arasındaki yeni temas bölgesi ile paylaşmaktadır. Yeni temas bölgesi mesnete (aksona) daha yakındır. Bu nedenle mafsal üzerinde eğme momenti nedenli gerilmeler azalmaktadır.



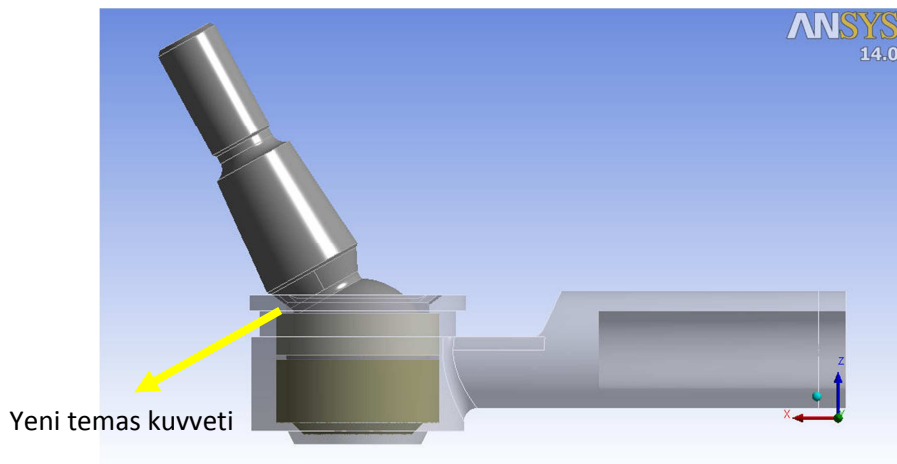
Şekil 4.30. Mafsal için von-Mises gerilmeleri

Mafsal üzerindeki maksimum gerilmenin 182.7 MPa değerine kadar azaldığı (%10) görülmektedir. Bu sonuçlar ışığında, gövdeye dayanmış konumun mafsal için en güvenli konum olduğu rahatça söylenebilir.



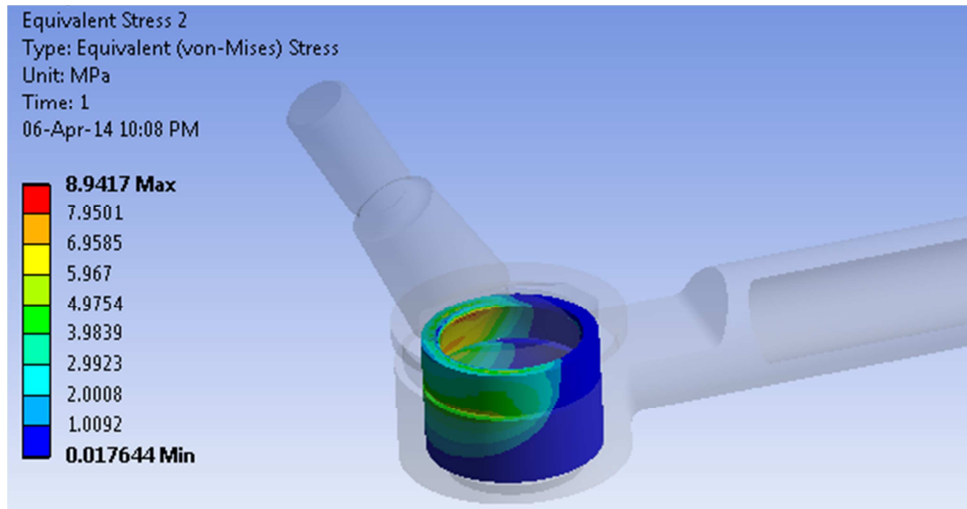
Şekil 4.31. Gövdede von-Mises gerilme değerleri

Gövde için gerilme değerleri incelendiğinde, maksimum gerilme değerinin 160 MPa değerine ulaşarak, %7 arttığı görülmektedir. Mafsalın 28 derecelik konumunda gerçekleşen temas gövdeyi eğilmeye zorlamaktadır.



Şekil 4.32. Temas nedeniyle oluşan reaksiyon kuvveti

Mafsal-gövde temas bölgesinde oluşan tepki kuvveti, gövde için eğilme yüklemesi oluşturmaktadır ve maksimum gerilme değerini artırmaktadır. Bu sonuçlara göre, mafsalın gövdeye dayandığı konumun gövde için en tehlikeli konum olduğu görülmektedir.



Şekil 4.33. Yataklar için von-Mises gerilmeleri

Yataklarda oluşan maksimum von-Mises gerilmesi değeri 8.9 MPa'dır. Üst yatak için gerilme değerleri bir miktar artmakta fakat maksimum gerilmelerde kayda değer bir değişim gözlenmemektedir.

#### 4.8. Çelik Parçaların Yorulma Ömrü

Yapısal statik hesaplama sonucunda oluşan gerilme değerleri yorulma hesaplamasında girdi olarak kullanılmaktadır. Yorulma çözümlemesinde sadece çelik parçalar hesaba katıldı. Mafsal çoğunlukla dik konumda bulunduğu için, hesaplamada dikkate alınacak olan gerilmeler mafsalın dik konumu için oluşan gerilmelerdir.

Yorulma verilerinin alındığı test ile paralel olarak, yükleme tipi için ' tam değişken ', çözüm tipi için ' gerilme-ömür ' seçilmiştir (Şekil 4.34).

Type	Fully Reversed
<input type="checkbox"/> Scale Factor	1.
[-] Definition	
Display Time	End Time
[-] Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Soderberg

Şekil 4.34. Yorulma aracı ayarları

Düzeltilme ölçütü olarak Soderberg eğrisi kullanıldı. Bu ölçüt akma gerilmesini dikkate aldığından sünek malzeme için en güvenli sonucu vermektedir.

#### 4.8.1. Gövde ömrü

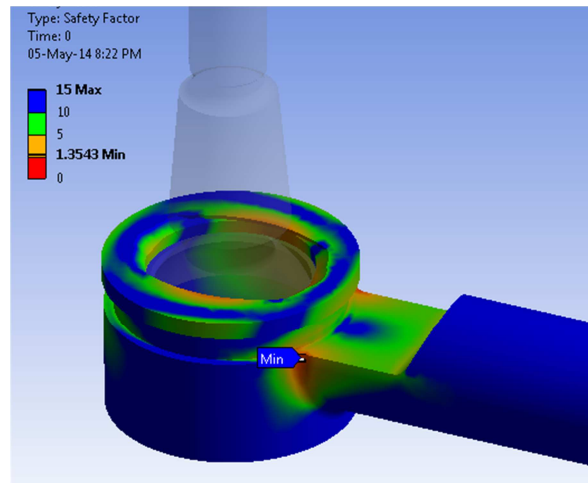
Mukavemet azaltıcı etken ( $K_f$ ) katsayısı hesabında, yüzey düzgünlüğü ve deney numunesine göre boyut farkı dikkate alınacaktır. Gerilme yığılmaları hâlihazırda çözücü tarafından hesaplanmaktadır. Gövdede en yüksek gerilmelerin olduğu kesitte çap 20 mm dir. Tabloya göre (bkz tablo 3.1) boyut faktörü ( $b_0$ ) 0.95 alınmalıdır. Parçada yüzey işleme olarak 'ince talaş' seçildi. Malzeme kopma gerilmesine göre tablodan (bkz tablo 3.2) 600 MPa için ( $b_1$ ) 0.90 seçilir. Denklem 4.6'dan  $K_f$  0.855 olarak hesaplanır.

$$K_f = b_0 \cdot b_1 \quad (4.6)$$

Details of "Fatigue Tool 3"	
<b>Materials</b>	
Fatigue Strength Factor (Kf)	0.85
<b>Loading</b>	
Type	Fully Reversed
<input type="checkbox"/> Scale Factor	1.
<b>Definition</b>	
Display Time	End Time
<b>Options</b>	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Soderberg
Stress Component	Equivalent (Von Mises)
<b>Life Units</b>	
Units Name	cycles
1 cycle is equal to	1. cycles

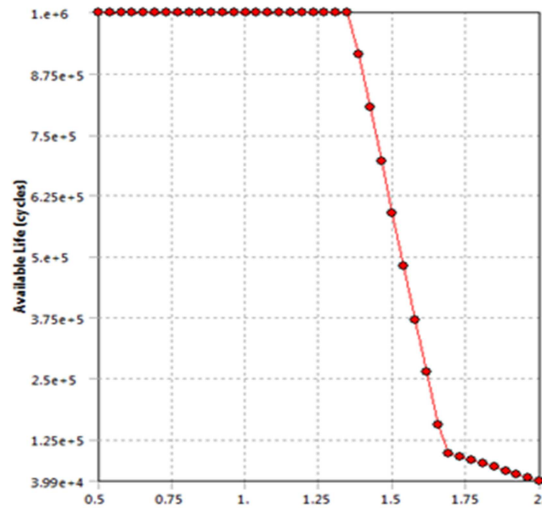
Şekil 4.35. Gövde için yorulma aracı girdileri

$10^6$  ömür için güvenlik katsayısı hesabı sonuçlarına bakıldığında, minimum değer olarak 1.35 görüldü. Güvenlik katsayısı değerleri şekil 4.36'da görülmektedir.



Şekil 4.36. Gövde için yorulma güvelik katsayısı

Gerilme büyüklüğünün değişimine karşı parçanın ömrü şekil 4.37'deki gibidir. Diyagramda y eksenini ömür, x eksenini mevcut gerilme ile çarpılacak katsayıdır. Şekilde görüldüğü gibi gövde, mevcut yükleme değerinin 1.35 katına kadar  $10^6$  çevrimlik ömrü sağlamaktadır.



Şekil 4.37. Gövdenin yorulma hassasiyeti

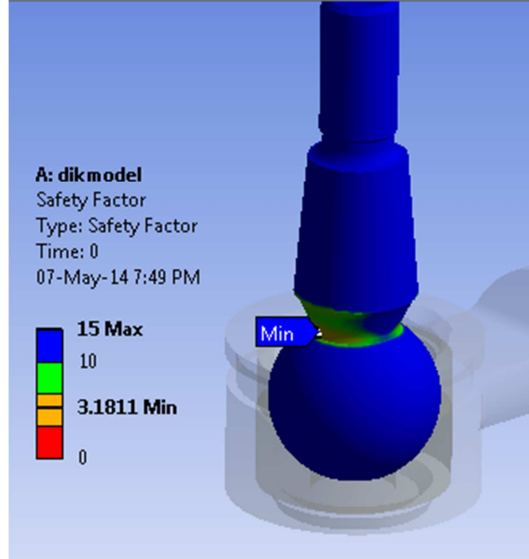
#### 4.8.2. Mafsal ömrü

Gövde ömrü hesabı ile aynı şekilde, mukavemet azaltıcı etken ( $K_f$ ) katsayısı hesabında, yüzey düzgünlüğü ve deney numunesine göre boyut farkı dikkate alındı. Mafsalda en yüksek gerilmelerin olduğu kesitte çap 11.5 mm dir. Tabloya göre (bkz tablo 3.1) boyut faktörü  $b_0$  0.99 alınmalıdır. Parçada yüzey işleme olarak parlatılmıştır. Malzeme kopma gerilmesine göre tablodan (bkz tablo 3.2) 1300 MPa için  $b_1$  0.98 seçilir. Denklem 4.6'dan  $K_f$  0.97 olarak hesaplanır.

Details of "Fatigue Tool 4"	
<b>Materials</b>	
Fatigue Strength Factor (Kf)	0.97
<b>Loading</b>	
Type	Fully Reversed
<input type="checkbox"/> Scale Factor	1.
<b>Definition</b>	
Display Time	End Time
<b>Options</b>	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Soderberg
Stress Component	Equivalent (Von Mises)
<b>Life Units</b>	
Units Name	cycles
1 cycle is equal to	1. cycles

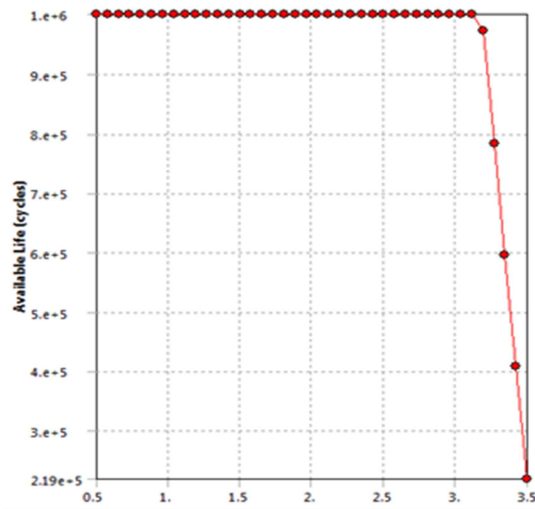
Şekil 4.38. Mafsal için yorulma aracı girdileri

$10^6$  ömür için güvenlik katsayısı hesaplatıldığında minimum değer olarak 3.18 elde edildi. Güvenlik katsayısı değerleri şekil 4.39 da görülmektedir.



Şekil 4.39. Mafsal için yorulma güvenlik katsayısı

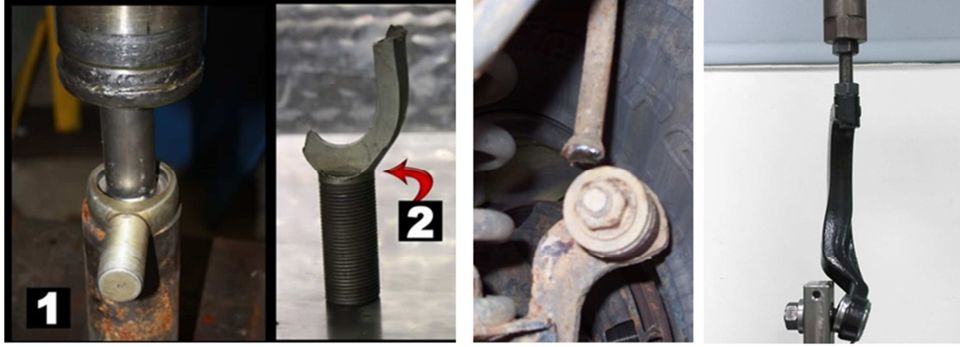
Diyagramda y eksenini ömür, x eksenini mevcut gerilme ile çarpılacak katsayıdır. Şekilde görüldüğü gibi gövde, mevcut yüklemeye değerinin 3.18 katına kadar  $10^6$  çevrimlik ömrü sağlamaktadır.



Şekil 4.40. Mafsalın yorulma hassasiyeti

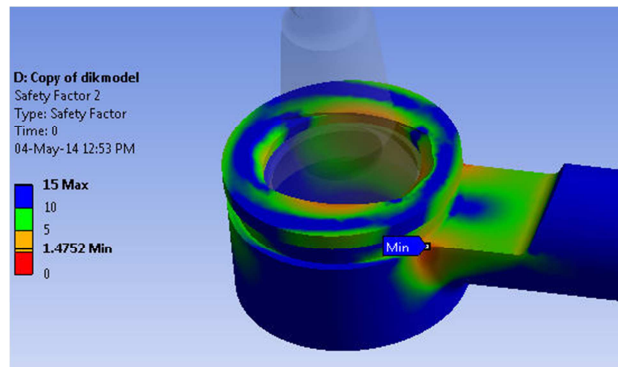
#### 4.9. Gövde İçin Tasarım İyileştirmesi

Şok yüke maruz kalma durumlarında kırılmalar çoğunlukla mafsalda gerçekleşirken, tekrarlı yüklemeler sonucu gerçekleşen yorulma nedenli kırılmalar (tezde incelenen durum) ise çoğunlukla gövdede gözlenmektedir.



Şekil 4.41. Gövdede gerçekleşen yorulma deformasyonu ve kırılması

Gerçekleştirilen statik çözümleme sonuçları değerlendirildiğinde, gövde üzerinde oluşan gerilme yığılmasının, güvenlik katsayısını önemli ölçüde düşürdüğü görülmektedir. Kesit geçişini iyileştirmek amacıyla gerilme yığılması bölgesindeki yuvarlatma yarıçapı 2 mm'den 3 mm'ye çekilerek çözüm tekrarlandı. Hesaplama sonuçlarında görüldüğü gibi, kütlede artış olmaksızın güvenlik katsayısında %10'luk iyileşme gerçekleşti.



Şekil 4.42. Gerilme yığılması bölgesi



## BÖLÜM 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Donanım üzerinde gerçekleştirilen yapısal statik hesaplama sonuçları incelendiğinde, parçalar üzerinde meydana gelen gerilmelerin akma gerilmelerinin altında olduğu görüldü. Metal parçalara  $10^6$  çevrim ömrü için yapılan yorulma çözümlemesinde de donanımın güvenli olduğu tespit edildi. Çözümleme sonuçlarında maksimum gerilmeler mafsal için 211 MPa gövde için 160.8 MPa yataklar için 9 MPa değerlerine ulaşmaktadır. En yüksek gerilmeler mafsal üzerinde oluşmasına rağmen AISI 5140'ın yüksek akma gerilmesi ve ömür-gerilme değerleri nedeniyle en düşük güvenlik katsayısı gövde üzerinde görülmektedir. Dolayısıyla hesaplama sonuçlarına göre gövde üzerinde kırılma ve deformasyonlar daha erken gözlemlenecektir. Bu sonuçlar, üretici firma Teknorot A.Ş. ye gelen arıza bildirimleriyle uyusmaktadır.

Tablo 5.1. Her konum için parçalarda oluşan gerilmeler

Konum (Derece)	Gövde Maks. Gerilme (MPa)	Mafsal Maks. Gerilme (MPa)	Alt Yatak Maks. Gerilme (MPa)	Üst Yatak Maks. Ger. (MPa)
0	150	211	6.5	8.6
25	153.2	200.9	6.6	8.7
28	160.8	182.7	6.1	9

Tablo 5.2. Maksimum gerilmeler ve konum

Parça	Max Gerilme (MPa)	Dikey eksen ile açı (Derece)
Mafsal	211	0
Gövde	160.8	28(Temas)
Yataklar	9	28(Temas)

Mafsal çoğunlukla dik konumda bulunmakla birlikte, maksimum dönme açılarında ve bozuk yol koşullarında açı yapabilmekte hatta gövdeye yaslanabilmektedir. Arızaların en çok gözlemlendiği gövde ve yataklar için en tehlikeli mafsal konumu 28 derecede gerçekleşen temas konumudur. Dolayısıyla uygunsuz yol koşulları ve sürüş, donanım ömrünü büyük ölçüde kısaltacaktır.

Tablo 5.3. Yorulma güvenlik katsayıları

Parça	Tasarım ömrü	Yorulma güvenlik katsayısı
Mafsal	$10^6$	3,18
Gövde	$10^6$	1,35

Tablo 5.1'de görüleceği üzere mafsal dik konumundan 25 dereceye geldiğinde, maksimum gerilmede 10 MPa azalma gerçekleşti. 28 derecede gövdeye temas etmesiyle birlikte, mafsal için maksimum gerilme %13 azalarak minimum değerini almaktadır. Açı arttıkça gövde üzerindeki maksimum gerilme değerinde artış eğilimi izlenmekte, temasın gerçekleşmesiyle birlikte bu değer maksimuma (160,8 MPa) ulaşmaktadır. Yataklar için maksimum gerilme değeri temas konumunda üst yatakta izlenmektedir (9 MPa).

Üretici firma Teknorot A.Ş ye, donanım için en fazla arıza bildirimini, yataklama bölgesinde oluşan deformasyonlardan kaynaklanan problemler için gelmektedir. Tablo 5.1'deki gerilme değerleri incelendiğinde, üst yatak üzerinde %33 daha büyük değerler izlenmektedir. Bu büyük gerilme farkı nedeniyle üst yatağın daha kısa sürede deforme olmasını önlemek amacıyla üst yatak için malzeme değişikliğine gidilebilir.

Rot başını oluşturan herhangi bir parçada gerçekleşecek deformasyon donanımı kullanılmaz hale getirebileceği için, gerilmelerin yoğunlaştığı bölgeler incelenerek tasarımda iyileştirmeler gerçekleştirilmelidir. Bu doğrultuda gövde üzerindeki maksimum gerilme değerini azaltmak amacıyla, kesit değişim bölgesindeki yuvarlatma yarıçapı 2 mm'den 3 mm'ye çıkarılarak tekrarlanan çözümlene sonrası kütle artış olmaksızın yorulma güvenlik katsayısında %10'luk iyileşme elde edildi. Gövde için elde edilen 1,48'lik yeni yorulma güvenlik katsayısı yeterli görülmediği takdirde, malzeme değişikliğine gidilmelidir.

Rot başının maruz kaldığı gerilmelerin ve çalışma ömrünün incelendiği bu çalışma, ön takımındaki diğer donanımları da içerecek şekilde genişletilebilir. Ön takım parçalarının yüklemeler karşısındaki gerilme karakterleri incelenerek, tüm parçalarda tasarım iyileştirilmesine gidilebilir.

## KAYNAKLAR

- [1] FALAH, M.A. ALFARES, A.H. ELKHOLY, Failure investigation of a tie rod end of an automobile steering system, Mechanical Engineering Dpt., Kuwait University, P.O. Box 5969, Safat 13060, Kuwait 19 November 2006.
- [2] Garanti Belgesi Uygulama Esaslarına Dair Yönetmelik Resmi Gazete Tarih-No:14.06.2003-25138.
- [3] CAMPBELL, G. and TING, W Buckling and geometric nonlinear analysis of a tie rod in NASTRAN VERSION68, Light Truck Divison, Ford Motor Company.
- [4] MANİK A. PATİL, Prof. D.S.CHAYA, Prof.M.V.KAVADE, UMESH S. GHORPADE, FEA of Tie Rod of Steering System of Car Mechanical Engineering Dept. Rajarambapu Institute of Technology, Sakharale. Islampur, India. 5, May 2013.
- [5] <http://www.keytometals.com/>, Erişim Tarihi: 24.11.2013.
- [6] Teknorot A.Ş Ar-Ge Birimi, Düzce.
- [7] RABINOWICZ E., Friction and Wear of Materials Wiley, 1965.
- [8] SAYMAN O., KARAKUZU R., AKTAŞ A., Mukavemet 2, Sürat Yayınları, 2012.
- [9] BOZACI, A., Makina Elemanları Cilt:1, Çağlayan Kitabevi, 2005.
- [10] [http://en.wikipedia.org/wiki/Fatigue\\_\(material\)](http://en.wikipedia.org/wiki/Fatigue_(material)), Erişim Tarihi: 22.10.2013.
- [11] TEMİZ, V., Makine Elemanları Ders Notu, İTÜ Makine Fak., 2009.
- [12] [http://www.roymech.co.uk/Useful\\_Tables/Fatigue/](http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Fatigue/) Erişim Tarihi: 16.02.2014.

- [13] MOAVENİ S., Theory and Application with ANSYS, 2003.
- [14] Ansys Help Guide v. 14.0.
- [15] ANSYS Mechanical Structural Nonlinearities Customer Training Material, december 2010.
- [16] FHWA/NHTSA National Crash Analysis Center, Finite Element Model of Chevy Silverado, Model Year 2007.
- [17] K.H. LEE, J. K. KİM, Y. J. KİM, W. H. YANG, Y. C. PARK, Structural Design of An Outer Tie Rod For a Passenger Car, Department of Mechanical Engineering, Dong-A University, Busan, Korea, 2011.
- [18] SHİNOHARA, K., Thermoplastic Resin Composition Containing Mesoporous Powders Absorbed With Lubricating Oils, DuPont, 1 June 2006.
- [19] [http://data.obitet.net/obitet/lastikler/tekerler\\_lastik\\_mekanigi.htm](http://data.obitet.net/obitet/lastikler/tekerler_lastik_mekanigi.htm) Erişim Tarihi 05.11.2013.

## **ÖZGEÇMİŞ**

Mehmet Kutay Pehlivan 01.12.1986' da doğdu. 2010'da Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden lisans derecesini aldı. 2011'de Sakarya Üniversitesi Makine Tasarım ve İmalat bilim dalında yüksek lisans eğitimine başladı. Çeşitli firmalarda bilgisayar destekli mühendislik projelerinde çalıştı. Bir süredir BİAS mühendislikte çalışmaktadır.