

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

KARDAN MİLİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Burak AL

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

Ekim 2020

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Burak AL
25.09.2020

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmanın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden, aynı titizlikte beni yönlendiren değerli danışman hocam Doç. Dr. Murat Özsoy'a teşekkürlerimi sunarım.

Hayatımın her alanında olduğu gibi eğitim ve öğretim hayatımda da beni destekleyen ve daima yanımda olan aileme teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vii
TABLolar LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
SUMMARY	xiii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı	3
1.2. Hipotez	3
BÖLÜM 2.	
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
BÖLÜM 3.	
KARDAN MİLLERİNE GENEL BAKIŞ	12
3.1. Miller ve Kardan Milleri	12
3.2. Kardan Millerinin Tanımı ve Tarihçesi	12
3.3. Kardan Milleri Genel Yapısı	13
3.4. Kardan Mili Parçaları	14
3.4.1. Bağlantı flanşı	14
3.4.2. İstavroz mafsalı	15
3.4.3. Çatal mafsalı	15
3.4.4. Kardan mili ve gövdesi	16

3.5. Şaftların İmalat Aşamaları ve İmalat Yöntemleri	17
3.5.1. Döküm malzemedен üretim	17
3.5.2. Dövme çelik	17
3.6. Dişlilerde Bozulma Şekilleri	17
3.6.1. Dişli kırılması	18
3.6.2. Dişli yenmesi	19

BÖLÜM 4.

METERYAL VE YÖNTEM	22
4.1. Sonlu Elemanlar Metodu	22
4.1.1. Sonlu elemanlar metodunda stres tekilliği ve yoğunluğu	24
4.2. Analizde Kullanılan Malzemenin Seçimi	25
4.3. Kardan Şaftlarında Yorulma	26
4.4. Kardan Şaftına Etki Eden Faktörlerin Hesaplanması	31
4.4.1. Von Mises (eşdeğer) gerilme	32
4.4.2. Gerilmeler etkisinde şekil değiştirme	33
4.4.2.1. Eğilme gerilmeleri etkisi	33
4.4.2.2. Kayma gerilimi etkisi	34
4.5. Değişkenlerin Analizi (Anova)	35
4.5.1. Serbestlik derecesi	37
4.5.2. Kareler toplamı	37
4.5.3. Kareler ortalaması	37
4.5.4. F oranı	38

BÖLÜM 5.

KARDAN ŞAFTININ GEOMETRİK TASARIMI	39
5.1. Boyutsal Hesaplamalar	39
5.2. Profil Kaydırma	41
5.3. Evolvent Eğrisi	42

BÖLÜM 6.

BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM VE ANALİZ	45
6.1. Mil Tasarımı	46
6.2. Gövde Tasarımı	50
6.3. Kardan Şaftının Analizi	53
6.3.1. Modelin oluşturulması	53
6.3.2. Malzemelerin mekanik özelliklerinin belirlenmesi	54
6.3.3. Parçalar arası bağlantıların oluşturulması	56
6.3.4. Sınır şartlarının belirlenmesi ve yükleme koşulları	56
6.3.5. Çözüm ağı (mesh) oluşturulması	58
6.3.6. Çözüm ağı (mesh) kalitesi	58

BÖLÜM 7.

ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	62
7.1. Analiz Sonuçları	62
7.1.1. Von Mises gerilmeleri (eşdeğer gerilme)	62
7.1.2. Toplam deformasyon (yer değiştirme)	70
7.1.3. Yorulma analizi	77
7.2. Analiz Değerlerinin Fonksiyonu	88
7.3. Anova Sonuçları	95

BÖLÜM 8.

SONUÇ VE ÖNERİLER	98
-------------------------	----

KAYNAKLAR	102
-----------------	-----

ÖZGEÇMİŞ	106
----------------	-----

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

Anova	: Değişkenlerin Analizi (Varyans)
B	: Dişlinin tepe nokta değeri
C	: Eleman kalitesi katsayısı
b_h	: Diş dibi genişliğinin yarısı
$E_{1,2}$	: Elastisite modülü
δ	: Yer değiştirme matrisi
δ_T	: Toplam deformasyon
δ_{kayma}	: Kayma kuvveti etkisindeki yer değiştirme
$\delta_{eğilme}$	: Eğilme kuvveti etkisindeki yer değiştirme
f	: Kuvvet vektörü
F	: İstatiksel önem değeri
F_r	: Radyal kuvvet
F_t	: Teğetsel kuvvet
G	: Kayma modülü
GNSD	: Genel serbestlik derecesi
GASD	: Gruplar arası serbestlik derecesi
GİSD	: Grup içi serbestlik derecesi
GNKT	: Genel kareler toplamı
GAKT	: Gruplar arası kareler toplamı
GİKT	: Grup içi kareler toplamı
GNKO	: Genel kareler ortalaması
GAKO	: Gruplar arası kareler ortalaması
GİKO	: Gruplar içi kareler ortalaması
γ	: Kayma miktarı
I	: Atalet momenti
k_s	: Kesme sabiti

k	: Cismin rijitlik matrisi
L	: Şaft uzunluğu
ℓ	: Diş uzunluğu
M_t	: Teğetsel kuvvetin eğme momenti
m_0	: Dişlinin eğimi
m	: Modül
n	: Genel varyant sayısı
p_h	: Hertz basıncı (yüzey basıncı)
P	: Analizin anlamlılık değeri
$R_{eş}$	: Silindirlerin eşdeğer eğrilik yarıçapı
σ_v	: Von Mises gerilmesi
σ_A	: Akma gerilmesi
$\sigma_{x,y,z}$	: Asal gerilmeler
$t(y)$	: Herhangi bir y noktasındaki diş genişliği
t_p	: Diş üstü genişliği
τ_{kayma}	: Kayma gerilmesi
$\tau_{x,y,z}$	: Kesme gerilmeleri
$\nu_{1,2}$	: Poisson oranı
x	: Boyutsuz katsayı
y	: Profil kaydırma

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Kardan mili ön görünüş örneği [2]	2
Şekil 2.1. Mil ve gövde bağlantısı [31]	4
Şekil 3.1. Eksenel bağlantılı kardan şaftı [28]	13
Şekil 3.2. Kardan şaftı parçaları [27, 28]	14
Şekil 3.3. Bağlantı flanşı [29]	14
Şekil 3.4. İstavroz çeşitleri [29]	15
Şekil 3.5. Tüp çatal örnekleri [43]	16
Şekil 3.6. Kayıcı takım [43]	16
Şekil 3.7. Diş dibinde oluşan kırılma örneği [22]	18
Şekil 3.8. Dişlerde oluşan yenme örneği [24]	19
Şekil 3.9. Dişlerde oluşan aşınma örneği [21]	20
Şekil 3.10. Dişlilerin bozulması [30]	20
Şekil 4.1. Ağ modelleri [31]	23
Şekil 4.2. Gerilmelerin sınıflandırılması [39]	27
Şekil 4.3. Wöhler eğrisi [39]	28
Şekil 4.4. Çentikli 42CrMo4 çeliği için S-N eğrisi [34]	29
Şekil 4.5. Gerber, Goodman ve Sorderberg diyagramları [39]	30
Şekil 4.6. Diş tabanında bükülme, eğilme, basınç ve eşdeğer gerilmeler [35]	31
Şekil 4.7. İki boyutlu asal ve Von-Mises gerilmeleri [39]	32
Şekil 5.1. Kardan mili ve gövde boyutlandırılması [40]	39
Şekil 6.1. Kardan şaftı örneği [29]	45
Şekil 6.2. Kardan mili ve gövde bağlantısı	46
Şekil 6.3. Millerin dişli ve modül seçim tablosu [40]	47
Şekil 6.4. Kardan mili ön görünüşü	49
Şekil 6.5. Evolvent eğrisi ve dişli çizimi	52
Şekil 6.6. Kayıcı mil 3 boyutlu tasarımı	52

Şekil 6.7. Gövde 3 boyutlu tasarımı	53
Şekil 6.8. Kardan milinin malzeme özellikleri	55
Şekil 6.9. Remote point alanı	57
Şekil 6.10. Sınır şartı ve yükleme durumu	57
Şekil 6.11. Kardan mili için çözüm ağı	58
Şekil 6.12. Çözüm ağındaki elemanlar için kalite grafiği	60
Şekil 6.13. Analiz sonuçlarının yakınsama grafiği	61
Şekil 7.1. Mil ve gövde için Von-Mises gerilme grafiği	63
Şekil 7.2. Analiz 1 gövde Von-Mises gerilmeleri	64
Şekil 7.3. Analiz 1 mil Von-Mises gerilmeleri	64
Şekil 7.4. Analiz 2 gövde Von-Mises gerilmeleri	65
Şekil 7.5. Analiz 2 mil Von-Mises gerilmeleri	65
Şekil 7.6. Analiz 3 gövde Von-Mises gerilmeleri	66
Şekil 7.7. Analiz 3 mil Von-Mises gerilmeleri	66
Şekil 7.8. Analiz 4 gövde Von-Mises gerilmeleri	67
Şekil 7.9. Analiz 4 mil Von-Mises gerilmeleri	67
Şekil 7.10. Analiz 5 gövde Von-Mises gerilmeleri	68
Şekil 7.11. Analiz 5 mil Von-Mises gerilmeleri	68
Şekil 7.12. Analiz 6 gövde Von-Mises gerilmeleri	69
Şekil 7.13. Analiz 6 mil Von-Mises gerilmeleri	69
Şekil 7.14. Toplam deformasyon grafiği	70
Şekil 7.15. Analiz 1 gövde toplam deformasyonu	71
Şekil 7.16. Analiz 1 mil toplam deformasyonu	71
Şekil 7.17. Analiz 2 gövde toplam deformasyonu	72
Şekil 7.18. Analiz 2 mil toplam deformasyonu	72
Şekil 7.19. Analiz 3 gövde toplam deformasyonu	73
Şekil 7.20. Analiz 3 mil toplam deformasyonu	73
Şekil 7.21. Analiz 4 gövde toplam deformasyonu	74
Şekil 7.22. Analiz 4 mil toplam deformasyonu	74
Şekil 7.23. Analiz 5 gövde toplam deformasyonu	75
Şekil 7.24. Analiz 5 mil toplam deformasyonu	75
Şekil 7.25. Analiz 6 gövde toplam deformasyonu	76

Şekil 7.26. Analiz 6 mil toplam deformasyonu	76
Şekil 7.27. Güvenlik faktörü grafiği	77
Şekil 7.28. Analiz 1 gövde güvenlik faktörü	78
Şekil 7.29. Analiz 1 mil güvenlik faktörü	78
Şekil 7.30. Analiz 2 gövde güvenlik faktörü	79
Şekil 7.31. Analiz 2 mil güvenlik faktörü	79
Şekil 7.32. Analiz 3 gövde güvenlik faktörü	80
Şekil 7.33. Analiz 3 mil güvenlik faktörü	80
Şekil 7.34. Analiz 4 gövde güvenlik faktörü	81
Şekil 7.35. Analiz 4 mil güvenlik faktörü	81
Şekil 7.36. Analiz 5 gövdede güvenlik faktörü	82
Şekil 7.37. Analiz 5 mil güvenlik faktörü	82
Şekil 7.38. Analiz 6 gövde güvenlik faktörü	83
Şekil 7.39. Analiz 6 mil güvenlik faktörü	83
Şekil 7.40. Analiz 1 gövde yorulma ömrü	84
Şekil 7.41. Analiz 1 mil yorulma ömrü	84
Şekil 7.42. Analiz 2 gövde yorulma ömrü	85
Şekil 7.43. Analiz 2 mil yorulma ömrü	85
Şekil 7.44. Analiz 3 mil ve gövde yorulma ömrü	86
Şekil 7.45. Analiz 4 mil ve gövde yorulma ömrü	86
Şekil 7.46. Analiz 5 mil ve gövde yorulma ömrü	87
Şekil 7.47. Analiz 6 mil ve gövde yorulma ömrü	87
Şekil 7.48. Fonksiyonun hata yüzde grafiği	89
Şekil 7.49. Gövde için analiz ve fonksiyon değerlerinin karşılaştırılması	90
Şekil 7.50. Mil için analiz ve fonksiyon değerlerinin karşılaştırılması	90
Şekil 7.51. Gövde Von Mises gerilmeleri (37,5 mm 0,2 x modül)	91
Şekil 7.52. Mil Von Mises gerilmeleri (37,5 mm 0,2 x modül)	91
Şekil 7.53. Gövde Von Mises gerilmeleri (37,5 mm 0,4 x modül)	92
Şekil 7.54. Mil Von Mises gerilmeleri (37,5 mm 0,4 x modül)	92
Şekil 7.55. Gövde Von Mises gerilmeleri (52,5 mm 0,2 x modül)	93
Şekil 7.56. Mil Von Mises gerilmeleri (52,5 mm 0,2 x modül)	93
Şekil 7.57. Gövde Von Mises gerilmeleri (52,5 mm 0,4 x modül)	94

Şekil 7.58. Mil Von Mises gerilmeleri (52,5 mm 0,4 x modül)	94
Şekil 7.59. Gövde için faktörlerin etki yüzdesi	97
Şekil 7.60. Mil için faktörlerin etki yüzdesi	97



TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 4.1. DIN 42CrMo4 çeliği mekanik özellikleri [33]	25
Tablo 5.1. Mil ve gövde bağlantısı profil formülleri [40]	40
Tablo 5.2. Minimum diş boşluğu ölçüsü [40]	41
Tablo 6.1. DIN 5480 mil evolvent profil denklemleri [40]	48
Tablo 6.2. Mil için evolvent eğri denklemleri [40]	49
Tablo 6.3. DIN 5480 gövde evolvent profil denklemleri [40]	50
Tablo 6.4. Gövde için evolvent eğri denklemleri [40]	51
Tablo 6.5. Kardan mil ve gövde numuneleri	54
Tablo 6.6. 42CrMo4 için yorulma değerleri [34]	55
Tablo 6.7. Çözüm ağı kalitesi (mesh quality)	59
Tablo 6.8. Mesh optimizasyon tablosu	61
Tablo 7.1. Mil ve gövde için Von-Mises gerilme değerleri	63
Tablo 7.2. Toplam deformasyon değerleri	70
Tablo 7.3. Yorulma analizi değerleri	77
Tablo 7.4. Gövde denklemi için değişken faktörlerin katsayısı	88
Tablo 7.5. Mil denklemi için değişken faktörlerin katsayısı	88
Tablo 7.6. Fonksiyonun hata yüzde tablosu	89
Tablo 7.7. Gövde için Anova tablosu	96
Tablo 7.8. Mil için Anova tablosu	96
Tablo 8.1. 100 mm kardan mil ve kayıcı gövde bağlantısı analiz değerleri	101
Tablo 8.2. Kardan mili ve kayıcı gövde analiz sonuçları	101

ÖZET

Anahtar kelimeler: Kardan Şaftı, Evolvent Dişli Mil, Yapısal Analiz, Yorulma Analizi

Kardan milleri endüstriyel alanda ve özellikle otomotiv sektöründe güç aktarımı için çokça kullanılan bir sistemdir. Bu nedenle mil ve dişliler üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada sektördeki bir kuruluştan temin edilen kayar tipli evolvent profilli kardan milinin bilgisayar destekli tasarımı ve analizi yapılmıştır.

İlk olarak kardan mili ve kayıcı gövde için DIN-5480 standardına uygun olarak dişli profil ölçüleri hesaplanmıştır. Elde edilen dişli profil ölçüleri doğrultusunda PTC Creo programı kullanılarak bilgisayar ortamında üç boyutlu katı model oluşturulmuştur. Modellenen geometri, sonlu elemanlar yöntemi ile hesap yapan Ansys programına aktarılmıştır. Çalışma şartları benzetimi gerçekleştirilerek eşdeğer gerilme, toplam deformasyon ve hasar- ömür analizi gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizlerde diş dibi çapı ve dişli boyu değiştirilerek analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar yorumlanarak sistemin kullanım şartlarına uyumlu olup olmadığı tespit edilmiş ve geliştirilmesi için öneride bulunulmuştur.

COMPUTER AIDED DESIGN AND ANALYSIS OF CARDAN SHAFT

SUMMARY

Keywords: Cardan Shaft, Involute Spline, Structural Analysis, Fatigue Analysis

Cardan shafts are systems that are used widely for power transmission in the industrial field and especially in the automotive sector. For this reason, many studies and research have been carried out on shafts and gears. In this study, computer-aided design and analysis of sliding type involute spline shaft and coupling that are supplied from an organization in the sector were performed.

Firstly, the design of the spline and coupling are identified in accordance with the EN-5480 standard. A three-dimensional solid model was created in a computer environment using the PTC Creo program with the identified spline profile dimensions. The modeled geometry was transferred to the Ansys program, which operates using the finite element method. Von Mises stress, total deformation, and fatigue analysis were performed by simulating the working conditions. In the analyses consisting of 6 different samples, the tooth fillet radius and face width were changed and the results of the analyses were compared. Finally, the results of analyses were interpreted and it was determined if the system was compatible with the conditions of use, and suggestions were made for its development.

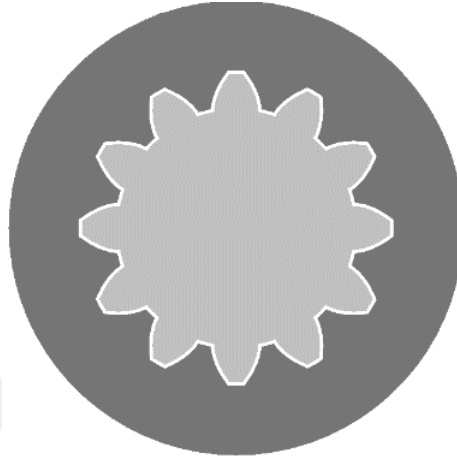
BÖLÜM 1. GİRİŞ

İmalat, bir dizi işlemlerin takip edilip kaliteli ürünün elde edilmeye çalışıldığı bir süreçtir. Ürünün kaliteli olabilmesi için tasarım ve analiz sürecinin iyi işletilmesi gerekmektedir. Günümüzdeki teknoloji ile birçok ürün artık vakit ve maliyet kaybı yaşamadan optimum değerlerde tasarlanıp üretim öncesi yapısal uygunlukları bilgisayar desteği ile analiz edilerek deneysel olarak mukayese edilebilmektedir.

Maliyet ve işlevsellik ise imalatın en önemli parametreleridir. Bu nedenle tasarımların en uygun değerde hesaplanması istenir. Gelişen teknolojiler ile imal süreçlerinin hızlanması, bilgisayar destekli tasarım ve analizin de önemini artırmıştır. Bu süreçte bilgisayar destekli parametrik katı modelleme yapan programlar kullanılmaktadır. Bu gelişmelere paralel olarak ürün ve üretim kalitesini artırabilmek için ömür analizi, gerilme ve burulma analizi gibi birçok yapısal hesaplamaları yapabilen programlar geliştirilmektedir. Mevcut teknoloji dâhilinde endüstriyel ve ulaşım sektörünün aşağıdaki listede belirtilen önemli birçok alanında kullanılan makine elemanları ve mekanizmaları her geçen gün mühendislik yaklaşımıyla en iyi şekilde üretilmektedir. Bu makine elemanlarından biri olan kardan milleri, kullanım alanının genişliği ve kavrama görevi görmesi nedeniyle kritik öneme sahiptir. Otomotiv sektöründe otomobillerden ağır iş makinelerine, madencilikten tarım sektörüne kadar geniş bir alanda kullanılan ve bu nedenle farkı yükleme durumlarına maruz kalan kardan millerinde sık olarak, mil ve dişli hasarları görülmektedir.

Şekil 1.1.'de gösterildiği gibi mil-gövde yapıları bağlantılar, yüksek tork ileten uygulamalarda kullanılmaktadır. Mil, tolerans değerlerinin dışında üretilir ya da yanlış hizalanırsa dişler arasında farklı ölçüde boşluklar oluşacaktır ve bütün dişlerde aynı anda kavrama gerçekleşmeyecektir. Bu durumda milde bulunan dişlerin %25~50'si toplam yükün orantısız olarak büyük bir kısmını taşıyacaktır. Hataya neden olabilecek

bu varyasyonlar mildeki diş çiftinin daha erken hasar almasına neden olmaktadır. Hasar onarım ve işletme maliyetleri göz önünde bulundurulduğunda kayıplara neden olmaktadır. Bu tez çalışmasında üretilecek kardan millerinde mil dişli yapılarının ve mildeki diş uzunluklarının (L) servis ömrüne ve mekanik özelliklerine etkisi incelenmiştir [1].



Şekil 1.1. Kardan mili ön görünüş örneği [2]

Kardan Milleri çeşitli uygulamalarda kullanılmaktadır. Belli başlı bazı uygulamalar aşağıdaki gibidir;

- Yük Taşıtları
- Raylı Taşıtlar
- Hadde Makinaları
- İnşaat Tesisleri
- Gemi Tahrik Sistemleri
- Vinç Sistemleri
- Kâğıt Makineleri
- Kauçuk Sanayii
- Jeneratörler
- Karıştırıcılar ve diğerleri...

1.1. Tezin Amacı

Kardan millerinin uzun süreli çalışması ve maruz kaldığı aşırı yüklemeler, milin ve dişlinin ömrünü kısalttığı gibi dişli sıyrması, diş aşınması, dişlide çatlak ve kırılma gibi hem tehlikeli hem de maliyetli sorunlara neden olmaktadır. Bu hasarların ve maliyetlerin engellenmesi, milin geliştirilmesi için kardan mili dişli uzunluğunun ve diş dibi yarıçapının değiştirilmesi, Von Mises (eşdeğer) gerilme değerlerini ve mil ömrünü nasıl etkilediği incelenmiştir. Eşdeğer gerilmenin normalden yüksek çıktığı durumlarda iyileştirme önerileri getirilmiştir. Buna ek olarak dişlerde oluşan toplam deformasyon ve yorulma analizi yapılarak ömür ve güvenlik katsayısı incelenmiştir. Bu tezin literatüre katkısı; DIN 5480 standardına uygun tasarlanan kardan milinde, diş dibi yarıçapının ve dişli uzunluğunun değişiminin gerilmenin azalması ve ömrün uzaması üzerinde etkisini desteklemesidir.

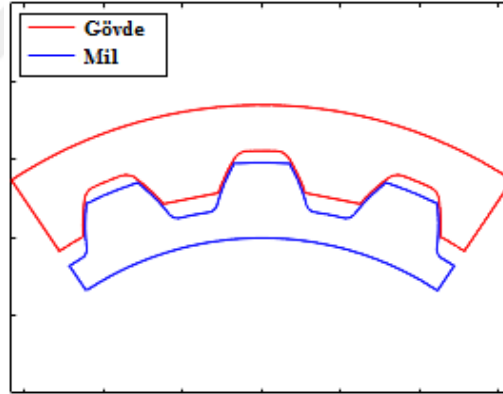
1.2. Hipotez

Bu tezin hipotezi, Demireller Kardan firmasını ürettiği kardan şaftının bileşenlerinden olan evolvent profilli kardan mil ve gövde bağlantısının, aşırı yük durumunda ve servis çalışma yüklemesi altında DIN 5480 standardını karşılayabilmesidir. Kardan miline etkileyen torkun, mil-gövde bağlantısındaki diş dibi yarıçapının ve dişli uzunluğunun değişmesi, kardan şaftının ömrü ve şafta etki eden eş değer gerilimler üzerine kritik etkisi olduğu belirtilmektedir.

Aşırı yükleme durumu için Ansys programı aracılığı ile statik analizleri gerçekleştirilmiş ve analizlerinden elde edilen sonuçlar ile malzeme için akma gerilme değerleri karşılaştırılmıştır. Kardan mil-gövde bağlantısı normal yükleme altında çalıştığı düşünüldüğünde, dinamik yükleme sınırında yorulma analizi gerçekleştirilmiş, mil ve gövde bağlantısının en az 1 milyon çevrim sayısına erişip erişemeyeceği incelenmiştir. Bu tezin literatüre katkısı; DIN 5480 standardına uygun tasarlanan kardan milinin aynı yükleme altında diş dibi yarıçapının ve dişli uzunluğunun değişmesi, mil ömrü ve gerilme değerlerine kritik etkisinin belirlenmesi ve literatür ile kıyaslanmıştır.

BÖLÜM 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Kardan şaftı olarak bilinen kardan millerinin amacı, çoğunlukla aralarında eksenel kaçıklık bulunan iki farklı hareket noktasının miller aracılığıyla güç ve moment iletim bağlantısını sağlamaktır. Şekil 2.1.'de örnek olarak gösterilen kardan mil-gövde bağlantıları dönüş momentinin güvenli bir şekilde aktarılmasında kritik önem taşımaktadır. Bu nedenle kardan milinin ömrü, taşıyacağı yük kapasitesi, mil boyu, kritik hız, titreşim, yorgunluk gibi birçok parametre araştırmacının inceleme konusu olmaktadır. Araştırmacıların ve bilim insanlarının yaptığı bu çalışmalardan öne çıkan bazı tez ve makale içerikleri aşağıda sunulmuştur.



Şekil 2.1. Mil ve gövde bağlantısı [31]

Schäfer ve Garkze, aşırı yükleme altında çalışan evolvent diş profilili bir kardan millinin davranışlarını araştırmışlardır. Sonlu elemanlar yöntemini kullanarak Ansys programı ile yaptıkları analizde kardan milleri üzerine etki eden aşırı yüklemenin neden olduğu ana stres kaynağının giderilmesi için diş dibi geometrisinin değiştirilmesi gerektiği belirtmişlerdir. Diş yüzey basınç açısının ve diş sayısının artırılması da radyal yük taşıma kapasitesinin arttırılmasında önemli bir parametreler olduğu belirtilmiştir [3].

Sandip ve arkadaşları, işletim ömrü ortalama 15 yıl olan kardan şaftının 13 aylık bir sürenin sonunda hasara uğraması nedeni ile kardan milinin hasar analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında ilk tespit olarak, mildeki gerilmelerin çatlamaya neden olduğunu belirlemişlerdir. Belirlenen diğer bulgular, dişli kenarlarında başlayan çatlaklık, diş dibi pah çevresi boyunca ilerlediği görülmüştür. Hasar sebebi kritik sınırın altında olan mil çapının, burulma yükü altında hasar aldığı tespit edilmiştir [4].

Chase ve arkadaşları çalışmalarında profil öteleme ve imalat toleransları farklılık gösteren millerde aynı yük altındaki dişlerde farklı gerilmeler oluştuğunu belirlemişlerdir. Şafta yük uygulandığında, dişler arasında en küçük açıklığa sahip diş çifti ilk önce kenetlendiğini ve daha sonra ikinci dişli çift kenetleninceye kadar ilk dişlideki yük artışı devam ettiğini ortaya koymuşlardır. Aynı zamanda, her dişlide yük ve stres değerlerini tahmin eden bir çalışma sunmuşlardır. Çalıştıkları modelde tek bir diş çiftinin sertliği ve diş boşluğu, o dişlideki eşdeğer gerilmeler için kritik faktör olduğunu tespit etmişlerdir. Doğrulamak için detaylı sonlu eleman yöntemi ile analiz yapmışlardır. Sonuç olarak kardan mili tasarımlarında daha iyi performans elde edilebilmesi için, mil tasarımının ve tolerans değerlerinin daha hassas olması gerektiği anlaşılmıştır [5].

Barsoum ve Khan bu çalışma, evolvent dişli mil geometrisinin statik burulma mukavemetini optimize etmek amacıyla, geometri ve malzeme yönlerini dikkate alarak, indüksiyonla sertleştirilmiş bir modelleme önerisi sunmuştur. Sertleştirilmemiş ve sertleştirilmiş şaftlar dâhil yedi farklı sertlik profili dikkate alınmıştır. Sonuçlarda, indüksiyon ile sertleştirilen yüzeylerin daha optimum değerler verdiği belirlenmiştir. Farklı modellerin karşılaştırılmasıyla, referans yarıçapının arttırılmasına karşılık gelen diş sayısının arttırılması, diş dibi yarıçapının arttırılması ve diş üstü yarıçapının sabit tutulmasının şaftın burulma mukavemetini arttırdığı sonucuna varılmıştır [6].

Pardhi ve Kamankar, bir kardan miline uygulanan torkun çeşitli yükler altında yapısal stresini incelemektedir. Sonlu elemanlar yöntemini kullanarak milin gerilme analizini gerçekleştirmişlerdir. Teorik olarak gerçekleştirilen bu analizden elde edilen sonuçların birbiriyle yakın uyum içinde olduğu ve maksimum kayma geriliminin milin

diş dibinde oluştuğunu belirlemişlerdir. Kardan milinin analizinde diş dibi bölümünde kesme geriliminin maksimum olduğu sonucuna varmışlardır. Maksimum kesme gerilimi, serbest uçtan rijit uca doğru arttığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca kardan milinin diş dibi yarıçapının değişimi stres dağılımına etki eden faktörler arasında olduğu belirtilmiştir [7].

Hong ve arkadaşları bu çalışmada, kardan millerinde diş yan yüzeylerinde oluşan yük dağılımını araştırmak için sonlu elemanlar yöntemi kullanmışlardır. Kombine olarak burulma yükü, radyal yük ve moment altında bir dişli milin sonlu eleman esaslı hesaplama modeli incelenmiştir. Mevcut sistemin çeşitli varyasyonları üzerine kapsamlı bir parametre çalışması yapılmıştır. Araştırmada, kardan milinin dişlerinde imalat ve tolerans değerleri nedeni ile oluşan eşit olmayan yük paylaşımı gösterilmiş, bu araştırmanın daha gelişmiş analizlere öncülük edebileceği belirtilmiştir [8].

Mura ve arkadaşları tarafından yanlış hizalanmış kardan millerinin aşınmada önemli bir rol oynadığı düşünülmektedir. Bu çalışmada, kardan milleri dişlerindeki aşınma hasarını belirlemek için yüzey pürüzlülüğünü araştırmışlardır. Özellikle, aşındırma hasarına maruz kalan mil dişlileri farklı çalışma koşullarında analiz edilmiştir. Deney testleri, çelikten yapılmış numuneler kullanılarak özel bir test ekipmanı ile gerçekleştirmişlerdir. Diş pürüzlülüğü testlerden önce ve sonra ölçülmüştür. Farklı yüzeylerin durumunu vurgulamak için, ölçülen pürüzlülük değerleri hem geleneksel hem de karmaşık parametreler dikkate alınarak işlenmiştir. İletilen tork ve açısız yanlış hizalamanın etkisi araştırılmıştır. Ön sonuçlar, pürüzlülük değerlerinin çalışma koşullarına göre değişebileceğini göstermiştir [9].

Mura ve Curà çalışmalarında, diş sertliğinin, kardan mili dişlilerinin hem statik hem de dinamik davranışını incelemede önemli bir parametre olduğunu belirtmektedir. Bu makalede, deneysel, teorik ve sayısal tekniklerin kullanıldığı, kardan milinde diş sertliği üzerine yapılan bir araştırma ele alınmıştır. Özellikle, diş sertliğinin deneysel değerleri, özel bir test düzeneği ve uygun deformasyon ölçüm cihazı vasıtasıyla belirlenmiştir. Deneysel sonuçlar, ilgili teorik ve sayısal sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca, deney planlamasında gövde ve şaft arasındaki açısız yanlış hizalamaların etkisi

araştırılmıştır. Deneysel değerler sonlu elemanlar yöntemi ve teorik sonuçlarla karşılaştırılarak çok iyi bir uyum gösterildiği belirlenmiştir. Sonuçlar, açısal yanlış hizalamanın arttırılmasıyla, sertlik ve rijitliğin doğrusal olmayan bir davranışla azaldığı sonucuna varılmaktadır [10].

Xiangzhen ve arkadaşları kardan milinin sürtünme ve aşınma katsayılarını bir sürtünme test cihazı ile ölçmüşlerdir. Bu makalede, mildeki diş temas yüzeyinin artması başka bir deyişle diş boyunun uzaması deneysel olarak incelenmiştir ve ilk olarak yapısal stresin azaldığı gözlenilmiştir. Tork artışı diş gerilmelerinin artmasına neden olurken, tork değişimi kayar mafsallarda mesafesi üzerindeki etkisi oldukça azdır. Diş temas alanına bakıldığında mil dişlerindeki aşınmanın diş üstündeki bölgelerden diş dibine doğru azaldığını belirlenmiştir. Bu durumun gerçek değerler ile örtüştüğü tespit edilmiştir [11].

Santhosh ve arkadaşlarının 2016'da Uluslararası Mühendislik Araştırmaları ve Uygulamaları Dergisi'nde yayımladıkları makalede birbirinden farklı kritik faktörleri (modül, diş sayısı, mil çapı ve malzeme) incelemiştir. Kardan millerinin üretim sürecinin millerin yük taşıma kapasitesine ve gerilme stresine çok büyük etki ettiğine değinmişlerdir. Yaptıkları analizde endüstriyel kardan millerinde yüzey basınç açısını, taşıma kapasitesini ve strese etkisini incelemiştir. Sonuç olarak, mildeki diş sayısının artması daha düşük basınç ve daha yüksek değerlerde yükleme kapasitesi oluşturduğu görülmüştür. Böylece mil çevresindeki kuvvetlerin çevre boyunca daha düzgün dağıldığı belirlenmiştir [12].

Guimaraes ve arkadaşları makalesinde kırılan bir kardan milinin mekanik analizini yapmışlardır. Bulgularında mil için kullanılan alaşımlı çelik çubuğun spesifikasyonlara uymadığı, daha düşük mukavemetli olduğu, yetersiz yükleme kapasitesi ve yorgunluğu olan bir malzeme kullanıldığı belirlenmiştir. Kırılma işlemi, burulma yorgunluğu, çatlak yayılımı ve aşırı yük ile birleşmiştir. Sonlu elemanlar analizi ile milde gözlenen aşınma desteklenmiştir. Sonuç olarak 4340 çeliği yerine 4140 çeliğinin kullanılması önerilmiştir [13].

Cura ve arkadaşları 21. Avrupa Kırılma Konferansı'nda sundukları makalelerinde havacılık ve uzay uygulamaları için kullanılan dişlilerin maruz kalabileceği kırılmayı önlemek için doğru boyutlandırmanın önemini araştırmışlardır. Dişli parametrelerinin çatlak ilerlemesini nasıl etkileyeceğini bulmak için tüp şeklindeki millerde bulunan dişlilerin hasar analizi yaparak dişli tasarımı hakkında bilgi sağlamayı hedeflemişlerdir. Araştırma, genişletilmiş sonlu eleman modelleri (XFEM) ile yürütülmüştür. Mildeki dişli kalınlığı ve çatlak başlangıç noktasının çatlak yolları üzerindeki etkisi dikkate alınmıştır. Çatlak ilerlemesindeki farklı davranışı gözlemlemek için standart dişlilerle mevcut sonuçlar karşılaştırılmıştır. Çatlak başlangıcı ve ilerlemesi tüp şeklindeki milin kalınlığından etkilendiği belirlenmiştir [14].

Mura ve Cura'nın 2017 yılında 2. Uluslararası Yapısal Bütünlük Konferansı'nda sundukları makalesinde titreşim aşınmalarının dişler arasındaki nispi hareketler nedeniyle ortaya çıktığını ve esas olarak açısız yanlış hizalanmalardan kaynaklandığı belirtilmiştir. Bu çalışmada, yanlış hizalanmış koşullarda çalışan evolvent dişli kardan millerinde oluşan titreşim aşınması ile ilgili teorik ve deneysel bir çalışma yürütülmüştür. Deneysel testler, yanlış hizalanmış koşullarda çalışan numuneler üzerinde özel bir test teçhizatı aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Açısız yanlış hizalama, tork değerleri ve yağlama koşullarının etkisi analiz edilmiştir. Bu yöntemin kardan millerinin gerçek çalışma koşullarındaki titreşim hasarının belirlenmesinde kullanılabileceği sonucuna varılmıştır. Ayrıca tork değerini artırmak titreşim aşınmasını artırdığı gözlemlenmiştir [15].

Mura ve arkadaşları yaptıkları araştırmada temel fikir olarak milde aşınma hasarının nasıl ortaya çıktığını araştırmışlardır. Bu araştırmalarında yanlış hizalanmış milin yanı sıra, doğru hizalanmış milin de değişken tork durumunda diş yüzey hasarı incelenmiştir. Bu çalışmada aşınma hasarı deneysel olarak değerlendirilirken, yorgunluk hasarı deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Deneysel sonuçlar, özel bir test düzeneği ile elde edilmiştir. Yorulma testleri, standart bir yorgunluk makinesine bağlı özel bir cihaz vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Testler en önemli çalışma parametrelerini (tork ve yanlış hizalama açısı) değiştirerek gerçekleştirilmiştir.

Sonuçlar, yüzey hasarını artırabilecek basınç tepelerinden kaçınmanın gerekliliğini göstermiştir. Aşınma davranışı ile ilgili olarak, dişler arasında sürtünme yüzeyinde oluşan hasar, dinamik hareket olduğunda ortaya çıktığını göstermektedir [16].

Cura ve arkadaşları bu çalışmada, evolvent profilli tüp millerde dişlerdeki çatlağın yayılmasını araştırmıştır. Mil uzunluğu, mil-dişli kalınlığı ve hızının çatlak yayılma yolu üzerindeki etkisi, genişletilmiş sonlu eleman modelleri ile analiz edilmiştir. Özellikle, çatlak ilerleme hızının etkisini daha iyi anlamak için, iki farklı modeldeki stres yoğunluğu faktörleri dikkate alınmıştır. Standart dişlilere kıyasla tüp şeklindeki dişlilerin hem bükülme hem de burulma gerilmelerine maruz kaldığını vurgulanmıştır [17].

Suresh ve Mruthunjaya araştırmalarında numune olarak aldıkları evolvent dişli mil ve gövde bağlantısındaki stres çatlağını araştırmıştır. Kritik noktadaki stres oluşumunun yorulma analizi, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Tork aktarılırken mil ve bağlantısının büyük miktarda değişken yüke maruz kaldığı belirlenmiştir. Analiz sonucu olarak milin yorgunluk ve aşırı yüklemeye bağlı olarak kırıldığı tespit edilmiştir. Ömür tahminine dayanarak tasarım veya imalat sürecindeki iyileştirme önerilmektedir [18].

Wankling bu çalışmada, belirli yükler altında başarısız olan bir kardan şaftını analiz ederek, diş dibi yarıçapının analitik ve sonlu elemanlar modellerini kullanarak başarısızlığın nedenini araştırmıştır. Dişli sayıları birbirinden farklı dört adet evolvent dişli profiline sahip mil bu çalışmada karşılaştırılmıştır. Hem analitik hem de sonlu elemanlar yöntemi ile diş sayısı ve kayma gerilimi arasındaki bağlantıyı gözlemleyip diş sayısının kardan milinin istenmeyen gerilimi üzerindeki etkisini belirlemiş ve geliştirilmesi için daha fazla test yapılması gerektiği sonucuna varmıştır. Bununla birlikte, tüm modeller diş dibi pah yarıçapı 0,45 mm'nin altındayken hasara neden olduğunu göstermiştir. Kardan millerinin geliştirilmesi için diş dibi streslerinin kontrol edilmesi gerektiği belirtilmiştir [19].

Mura ve arkadaşları Uluslararası Stres Konferansında yayımladıkları makalelerinde yanlış hizalanmış rulmanlar ile yataklanmış kardan millerinin aşırı yük altında çalışmasının oluşturduğu stres gerilmelerini araştırmıştır. Elde ettikleri bulgularda mil dişleri aşırı yüklemeye maruz kalmıştır. Yanlış hizalama, montaj hataları ve mil dişlerinin işleme toleranslarının istenilen değerlerde olmaması shaftın çalışma koşullarını olumsuz etkilediği gözlemlenmiştir. Yapılan analizde dişlerde eşit olmayan bir yük dağılımı nedeniyle milin ömrünün azaldığı ve sistem verimliliğinin düştüğü belirlenmiştir. Bu çalışmada elde edilen sonuçlarda, rulmanların aşırı yüklenmesini azaltmak için bazı temel kıstaslar önererek tasarımcıların daha güvenilir ve verimli makineler tasarlayabileceği belirtilmiştir [20].

Mura ve arkadaşları bu çalışmada kardan millerinin aşınma hasarı incelemeleri için temsili bir test örneği tasarlayarak yeni bir yöntem geliştirmek istemişlerdir. Örnek geometri DIN 5480 standardına göre tasarlanmıştır, daha sonra belirlenen hedef parametreleri belirlenerek profil geometrileri değiştirilmiştir ve sonlu elemanlar metodu kullanılarak simülasyon gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlarda; kardan milinin geometrisini değiştirmenin hem maksimum hem de ortalama temas basıncı değiştirdiği özellikle de evolvent yarıçapının değişimi yüzey alanı ile maksimum basınç değerinin dengelenmesinde önemli faktör olduğu belirlenmiştir. Uygulanan torkun bir fonksiyonu olarak hesaplanmak istenen ortalama ve maksimum yüzey basıncı, dişlerin geometrisini ve örnek parçanın evolvent yarıçapını değiştirerek ayarlanabilmiştir. Diş profilindeki tasarım değişimi tüm temas parametrelerinin optimizasyonunda kullanılabilir. Sonuç olarak tasarlanan örneğin yüksek güç iletiminde kullanılan kardan millerinin aşınma hasarının belirlenmesinde temsili olduğu düşünülmektedir [21].

Zhao ve arkadaşları bu makale, kardan milinin teorik sonlu eleman hesaplamaları yoluyla hasar nedenini araştırmıştır. Elde ettikleri ilk sonuçlar malzeme yorgunluğunun mil dişli yüzeylerindeki kırılmalara neden olduğunu göstermektedir. Diş dibi açısının yorgunluk çatlaklarının ana nedeni olduğunu ve yüksek stres oluşturduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca yapılan araştırma sonuçları aynı sertlikte

olmayan mil ve gövdenin dişlerde hasara neden olduğu ve mil ömrünü azalttığını ortaya koymaktadır [22].

B. Patil ve R. Patil araştırmasında deneysel ve teorik bir çalışma ortaya koymuşlardır. Bu çalışmada yük dağılımlarının dişler üzerindeki etkilerini ve kayma gerilmelerini araştırmışlardır. Model, bilgisayar destekli tasarım ile 3 boyutlu olarak tasarladıktan sonra Ansys programı kullanılarak analizi gerçekleştirmişlerdir. İç içe geçen mili ve gövdeyi farklı uzunluklarda (50, 60, 70, 80, 90 mm) ayarlayarak yük uygulamışlardır. Ayrıca hazırladıkları deney test cihazı ile deneysel çalışma yaparak farklı uzunluklardaki kavramaların yük dağılımlarına ve kayma gerilmelerine etkisini ölçmüşlerdir. Bu deney ve analizde kardan miline farklı tork girişleri uygulayarak kayma gerilmelerini ve diş yüklerini de mukayese etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçta uygulanan tork artarken kayma gerilmesi de artmıştır. Bu artış deneysel ve teorik analizde paralellik göstermiştir. Araştırmada önemli sonuç olarak; dişlilerde kavrama açıcı, diş dibi çapı ve diş uzunlukları arttıkça gerilmelerin azaldığını belirlenmiştir [23].

Monti ve Guagliano, bu makalede bir kardan milinin hasar analizi gerçekleştirmiş, sonuçlar deneysel ve sayısal analizler temelinde eleştirel bir şekilde tartışılmıştır. Analizde mil ve gövde arasında oluşan mikro milimlik boşluklar olduğu, bu boşlukların diş yan yüzeylerinin aşınmasına neden olduğu belirlenmiştir. Oluşan bu boşlukların yük altında homojen dağılmadığı tespit edilmiştir. Ayrıca milin maruz kaldığı yükleme incelendiğinde yükün beklenenden daha şiddetli olması hasara sebep olduğu tespit edilmiştir. Çözüm olarak öncelikle yanlış hizalamanın önüne geçilmesi ardından parçaların sertliğinin artırılmasıyla aşınma oranının önemli ölçüde azaltılacağı, buna bağlı olarak mil ve gövde bağlantı ömrünü uzatılabileceği vurgulanmıştır [24].

BÖLÜM 3. KARDAN MİLLERİNE GENEL BAKIŞ

3.1. Miller ve Kardan Milleri

Millerde, akslar, kavramalar ve diğer makina elemanları gibi kuvvet taşıyan ve moment ileten genellikle kademeli ve dairesel olarak imal edilen konstrüksiyon elemanlarıdır. Burulmaya ve aynı anda radyal kuvvet ile kesmeye, dişlilerde ise eğilmeye zorlanırlar. Şaft olarak da bilinen bazı mil çeşitleri, işlev olarak bir ucundan diğer ucuna sadece mekanik enerji iletir. Şaftlar, kara taşıtlarında motorun ürettiği torku vites kutusundan diferansiyele ve deniz araçlarında ise gemi motorlarından pervaneye ileten genellikle içleri boş olan millerdir [25].

Mil bağlantıları 3 şekilde sağlanır. Bunlar;

- Şekil bağlı miller
- Kuvvet bağlı miller
- Malzeme bağlı miller

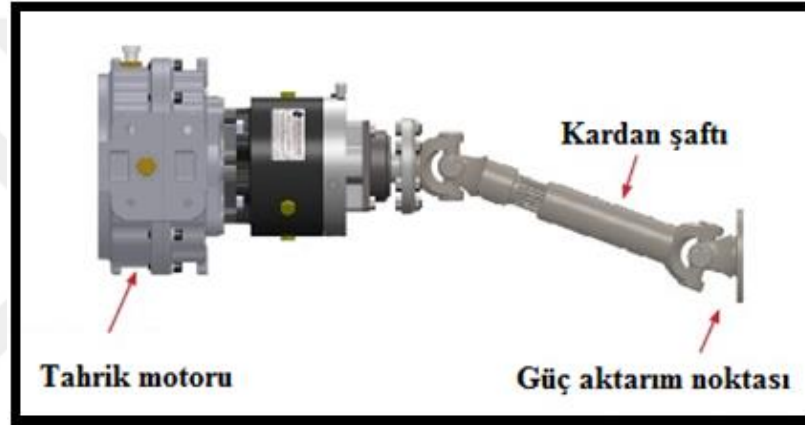
Şekil bağlı miller, kuvvet iletimini bağlantı şekilleri ve geometrileriyle gerçekleştirir. Bu bağlantı çeşitlerine; uygu kamaları (federler), pimler, pernolar, emniyet halkaları (segmanlar), profil kamalı miller, perçinler örnektir.

3.2. Kardan Millerinin Tanımı ve Tarihçesi

Kardan şaftı bir ana mile bağlanarak oluşan çoğunlukla iki adet üniversal mafsal çatal ve istavrozun kullanıldığı makine elemanlarıdır. Kardan şaftlarının amacı; bir hareket kaynağından aldığı radyal hareketi başka hareket organına iletmektir. Bu hareket kaynağı otomobillerde motor, endüstriyel alanlarda ise elektrik motoru, redüktör gibi

sistemlerdir. Kardan şaftları sisteme mafsallı istavrozla ile bağlanmaktadır. Bu durum ile gücün aktarılacağı nokta ve gücün üretildiği hareket kaynağı arasında aksel kaçıklık nedeni ile doğacak kayıpların önüne geçilmektedir [26]. Şekil 3.1.'de birbirlerinden farklı aksellerde bulunan sistemlerin kardan şaftı bağlantısını göstermektedir.

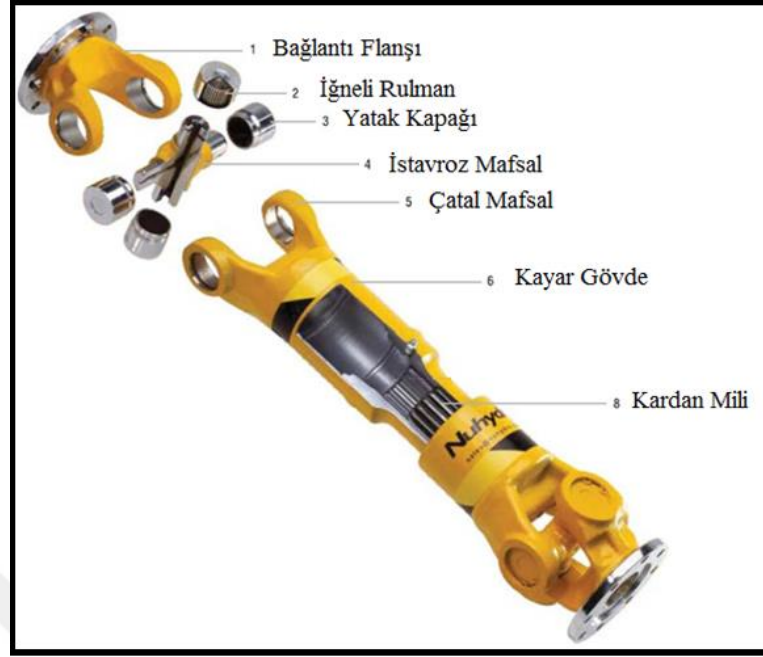
Kardan millerinin yapısı ilk kez Avrupa'da 1600 yıllarında matematikçi, doktor ve aynı zamanda filozof olan Geronimo Cardano tarafından kullanılmıştır. Arthur Hardt ve Robert Schwenke ise 1900'lü yılların başında otomotiv mafsalları için patent almışlardır. 1904 yılında ise kardan şaftlarının seri üretimine başlamışlardır [28].



Şekil 3.1. Aksel bağlantılı kardan şaftı [28]

3.3. Kardan Milleri Genel Yapısı

Şekil 3.2.'de kayar tipli kardan şaftlarının montaj elemanları göstermektedir. Kardan şaftları; mil bağlantı flanşı, üniversal mafsallı istavroz, çatal mafsallı, kayar gövde ve kayar milin bir araya gelerek oluşturduğu bir kavrama ve güç aktarım organıdır. İstavrozlar artı şeklinde olup parça rulmanlarla vasıtasıyla bağlantı flanşına ve kayar gövde mafsallına monte edilirler. Gövde ve mil mafsalları gövde sonuna ve mil sonuna kaynatılır. Kayar mafsallı mil gövde içine yerleştirilerek montajı yapılır.



Şekil 3.2. Kardan şaftı parçaları [27, 28]

3.4. Kardan Mili Parçaları

3.4.1. Bağlantı flanşı

Genellikle şaftlarda iki adet bulunan bağlantı flanşı, mafsal istavrozuna bağlanarak güç aktarımına yardımcı olan ara elemandır. Yüzey bağlantı delikleri ile hareket noktasına bağlanırlar. Üretim olarak döküm veya dövme çelikten tercih edilmektedir. Şekil 3.3.'de bağlantı flanş örneği gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Bağlantı flanşı [29]

3.4.2. İstavroz mafsalı

Üniversal mafsalı ve flanş gövde bağlantısında kullanılan ana elemandır. Eksenel kaçıklık durumunda şaftın çalışmasını sağlamaktadır. İstavroz mafsalı üzerinde 4 adet iğneli rulman vardır. İstavrozun içinden gövdeye uzanan bir kanal bulunmaktadır. Bu kanallardan istavroz içine yağ basılmaktadır. Emniyetli çalışması için istavrozun düzenli olarak bağlantı ve yağ durumu kontrol edilmelidir. Şekil 3.4.'de çeşitli istavrozlar gösterilmiştir [29].



Şekil 3.4. İstavroz çeşitleri [29]

3.4.3. Çatal mafsalı

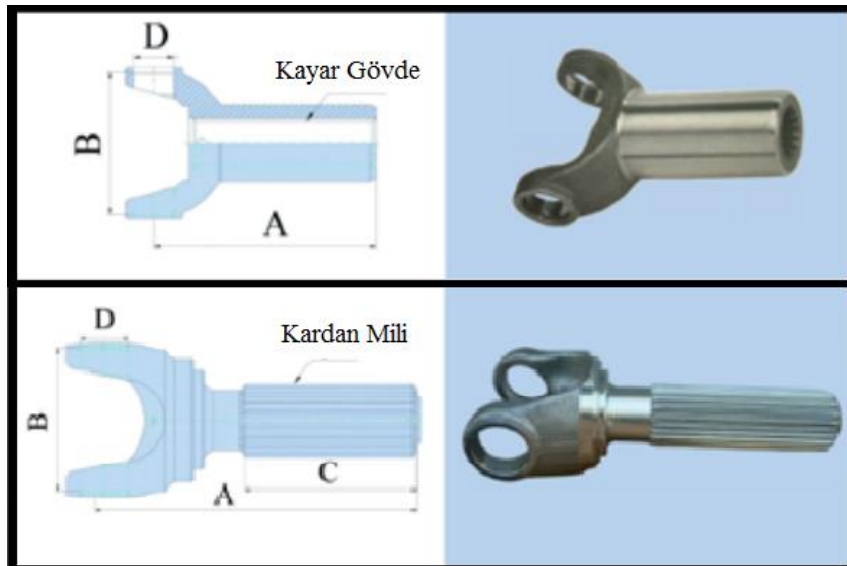
Dört kollu istavrozun birer kollarında bağlantı flanşları takılıyken diğer kollarında çatalı mafsalı takılıdır. Kardan şaftı istavroz aracılığı ile flanşlara bağlanır. Genellikle kaynak ile şafta bağlandıkları için döküm yöntemi tercih edilmemektedir. Dövme çelikten üretilirler. Ayrıca zirai şaftlarda kaynak kullanılmadan broşlanmış mafsalı çelik pim ile sabitlenmektedir. Şekil 3.5.'de çatal tipleri gösterilmektedir.



Şekil 3.5. Tüp çatal örnekleri [43]

3.4.4. Kardan mili ve gövdesi

Kayıcı takım olarak adlandırılan bu parçalar, birbiri içerisinde kayma hareketi ile hareket edebilen bir dişli mil ve bu dişli mile uygun frezeleme işlemi ile oluşturulan bir gövdeden oluşmaktadır. Eksenleri kaçık olan sistemlerde güç aktarma görevinde kullanılan kardan millerinde eksenlerin hareketi de söz konusu ise kayıcı takım tipinde kullanılırlar. Özellikle otomotiv sektöründe kullanılan kayıcı takımlar belirli ölçüde uzayıp kısalabilen şaftı tolere eder. Şekil 3.6.'da kayıcı takım örnekleri gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Kayıcı takım [43]

3.5. Şaftların İmalat Aşamaları ve İmalat Yöntemleri

Güç aktarım organı olan şaftlar, yüksek devirde çalıştıkları için en ufak hata büyük bir tehlikeye neden olabilmektedir. Şaft parçaları, malzemenin ilk halinden işlenme aşamasına kadar dövme ya da döküm yöntemi kullanılarak üretimi gerçekleştirilmektedir. Üretim süreçlerinde maliyet de önemli bir unsur olduğu için üretici firmalar küçük araç ve iş makinesi şaftlarında ucuz olan döküm yöntemini tercih etmekte. Daha fazla tork gerektiren büyük iş makineleri, kamyonlarda ise daha fazla mukavemet dayanımı için dövme yöntemleri kullanılmaktadır [29].

3.5.1. Döküm malzemeden üretim

Döküm çelikleri maliyet avantajı olduğu için çok güç gerektirmeyen millerde tercih edilmektedir. Şaftın kalitesinin ve mukavemetinin sağlanması için pik döküm yerine küresel grafitli döküm (Sfero döküm) kullanılmaktadır [29].

3.5.2. Dövme çelik

Dövme çelik döküm demire kıyasla daha az karbon içermektedir. Tav fırınlarında demir oksitle işlenen demir, içinde demirin saflığını bozan yabancı maddelerden arındırılmasına olanak sağlar. Tavlama fırınları demiri ergitme sıcaklığına çıkarmadığı için demirin içinde cüruf yapısı kalmaktadır. Çeliğin içindeki karbon istenilen miktara azaltıldığında, tav işlemi durdurulur. Çelik bileşimi, istenilen sıcaklığı ulaştığında şekil verilmek için kalıp içerisine konulur. Basınç kuvvetiyle şekillendirmek amacıyla darbeli dövme yöntemi ile çeliğe kalıbın şekli verilir [29].

3.6. Dişlilerde Bozulma Şekilleri

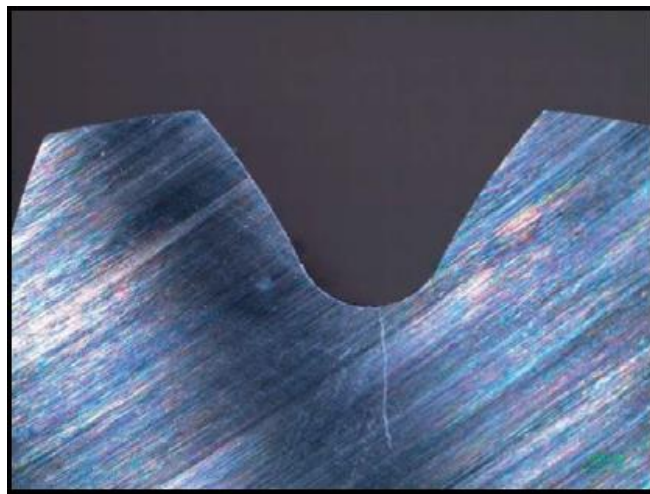
Makine imalatında güç aktarım organlarından kardan milleri çeşitli gerilmelere maruz kalmaktadırlar. Stres gerilmeleri altında zamanla işlevselliklerini kaybederler.

Kardan milinin ana görevi olan güç iletimi, mil üzerindeki dişlilerin yük taşıma kabiliyeti ile sınırlıdır. Aşağıda yük taşıma kapasitesinin bağlı olduğu faktörler belirtilmiştir.

- Yorgunluk kaynaklı diş dibinden çatlaması ve kırılması,
- Diş yanaklarının yorulma aşınması (Pitting),
- Diş yanaklarının abrazyonu ve adhezyonu (yenmenin hafif ve şiddetli hali),
- Diş yanaklarının soyulması,
- Sürtünme ısınması,
- Kritik hız aşımı, aşırı yükleme

3.6.1. Dişli kırılması

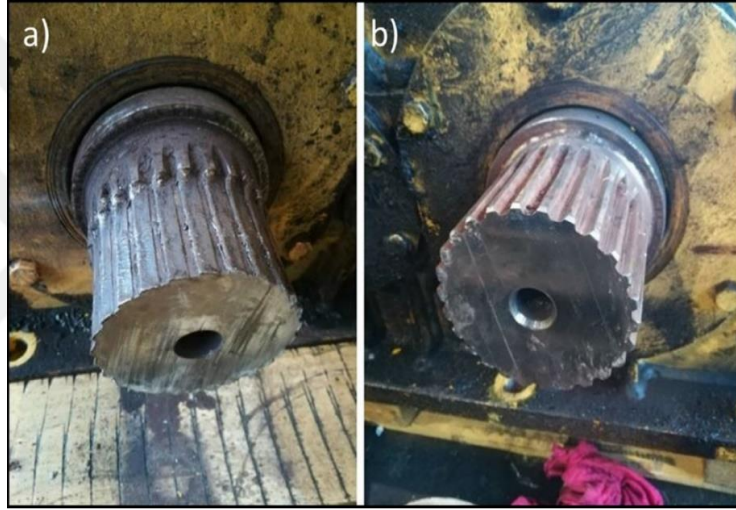
Dişlilerde kırılma olayı, yorulma ve aşırı yükleme faktörlerinin etkisiyle ortaya çıkmaktadır. Kardan millerine en sık karşılaşılan hasar çeşitlerinden biridir. Dişlilerin statik taşıma kapasitesi kıyasla daha düşük değer olan değişken dinamik yüklere maruz kaldığında yorulmaya başlar. Dişliye etki eden yorulma torku, dişlide oluşturduğu gerilmeler nedeni ile dişlide bulunan ya da imalat sırasında oluşan kılcal çatlakların büyümesine neden olur. Şekil 3.7.'de örnek bir dişte görüldüğü gibi yük altında büyüyen çatlak taşıma kapasitesini aştığında diş dibinden kırılma meydana gelir [22].



Şekil 3.7. Diş dibinde oluşan kırılma örneği [22]

3.6.2. Dişli yenmesi

Kardan millerinde yaygın olarak görünen bir diğer hasar çeşidi ise dişli yenmesidir. Kritik hızın aşılması ve aşırı yüklemelerde yenme olayı meydana gelmektedir. Aşınma ve yenme fiziki olarak aynı temas yüzeyleri arasında oluşan mikro bağlara dayanmaktadır. Diş yanaklarında oluşan adhezyon aşınması yenmenin hafif halidir. Ayrıca yenme çok kısa bir süre içinde oluşurken, aşınma belirli bir zaman içerisinde gerçekleşir. Şekil 3.8 ve Şekil 3.9’da endüstriyel kullanımda örnekleri gösterilmiştir [21,24].



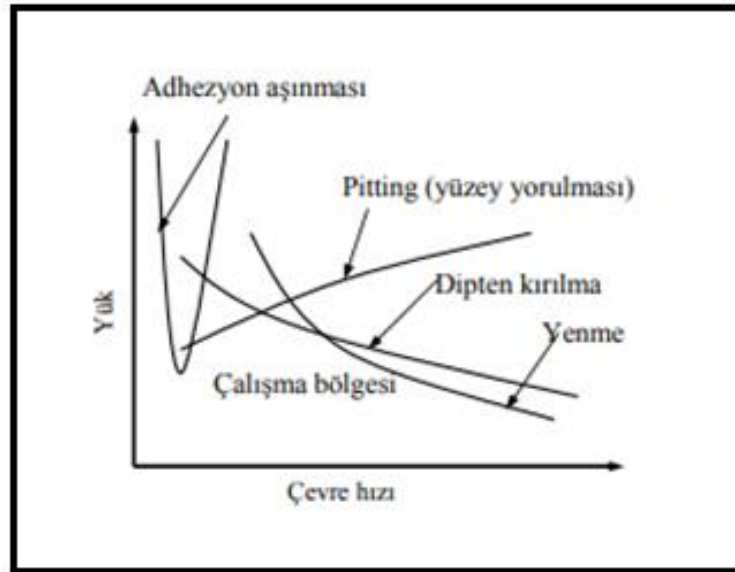
Şekil 3.8. Dişlerde oluşan yenme örneği [24]

Düşük hız ve aşırı yüklemeler haricinde dişlilerin yağlamasız çalışmayacağı göz önünde bulundurulduğunda, yağlama yenme olayını engelleyen etkin bir faktördür. Dişli çark mekanizmalarının yağ viskozitesi ve yapısına göre ileteceği yük değişkenlik göstermektedir. Bu durumda her yağın farklı yük taşıma kapasitesi olduğu anlaşılmaktadır. Taşıma kapasitesi aşıldığında, dişlilerde bozulma başlayarak yenme olayı gerçekleşmektedir.



Şekil 3.9. Dişlerde oluşan aşınma örneği [21]

Diş dibinde kırılma ve yorulma günümüzde açıklığa kavuşturulmuş ve teorilere dayanarak pratik formüller ile bu olaylardan kaçınmak mümkündür. Yenme olayı için ise bu durumun tersidir. Araştırma ve incelemelerin yanı sıra birçok teorilerinin olmasına rağmen, yenme olayı için kesin bir teorik formül ve hesaplama yöntemleri yoktur. Yenme olayının karmaşık olması ve birçok faktör içermesi bu durumun temel nedenlerindendir. Şekil 3.10’da belirtilen dişlilerin bozulmasına etki eden faktörlerden bazıları aşağıdaki gibi sıralanabilir:



Şekil 3.10. Dişlilerin bozulması [30]

- Temas yüzey basınçları
- Yağlama malzemeleri ve yağlama şekilleri
- Yağın kimyasal şekli
- Sürtünme
- Temas yüzeylerinin sertliği ve kayma
- Yüzey pürüzlülüğü
- Dişli çarkın geometrisi,
- Profillerin kaydırma durumu
- Diş başı düzeltmeleri



BÖLÜM 4. METERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde güç aktarımı ihtiyacı olan bir sistemde kullanılan kardan milinin bilgisayar destekli tasarımı ve analizi yapılmıştır.

İlk olarak kayar tipli kardan mili ve kayıcı gövde seçimi için kullanılacak matematiksel formüller çıkarılmıştır. Daha sonra numune olarak kullanılan kardan mili ve kayıcı gövde üzerinde bulunan diş ölçüleri belirlenmiştir. Evolvent profilli mil standarttı DIN EN-5480'e göre yapılan dişli hesaplamaları, bilgisayar ortamında katı modele dönüştürülmüştür. Modellenen geometri sonlu elemanlar yöntemi ile hesap yapan Ansys programına aktarılmıştır. Geometrinin malzeme seçimi yapıldıktan sonra matematiksel modeli oluşturulmuş ve çalışma şartları benzetimi gerçekleştirilerek sonuçlar elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar literatürdeki eş araştırmalar ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar yorumlanarak sistemin kullanım şartlarına uyumlu olup olmadığı tespit edilmiş ve geliştirilmesi için öneride bulunulmuştur.

Tasarlanan millerin ömür dayanımlarının yüksek olması için shaftın maruz kalacağı parametrelerin bilinmesi önemlidir. Her tasarım için ilk beklenti sağlamlık ve ömür dayanımıdır. Shaftlar yorulma etkisine maruz kalmadan moment iletebilmelidir. Böylece burulmaya karşı dayanıklılık korunmuş olur.

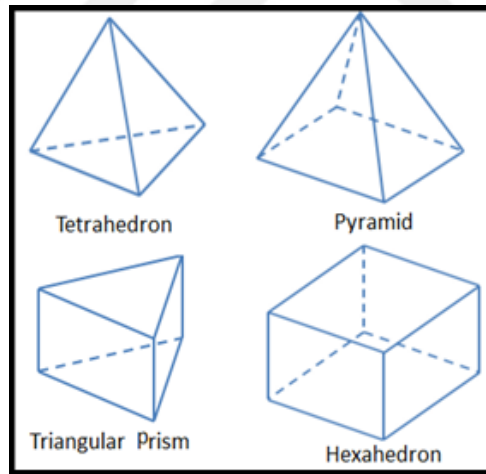
4.1. Sonlu Elemanlar Metodu

Sonlu elemanlar yöntemi, çözümü uzun ve karmaşık olan problemlerde parçaların davranışlarının çözümlenmesi için o parçaların sonlu sayıda elemanlara bölünerek birim modellerinin oluşturulduğu ve belirli etkiler altında sınır şartları belirlenip özelden genele çözümlene yapılarak sonuç elde edildiği bir çözümlene yöntemidir.

Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan yapısal statik hesaplamalarda Denklem (4.1)'de gösterildiği gibi $\{f\}$ cisme etki eden kuvvet vektörü, $[k]$ cismin rijitlik matrisi, $\{\delta\}$ bilinmeyen düğüm noktalarının yer değiştirme matrisidir. Noktasal yer değiştirmeden tüm sistemin toplam yer değiştirmesini bulmak istenildiğinde cismin rijitlik matrisinden genel rijitlik matrisine geçilmektedir [31].

$$\{f\}=[k]\cdot\{\delta\} \quad (4.1)$$

Öncelikle çözüm hesaplanması istenilen tüm parçalar, sonlu elemanlar olarak bilinen Şekil 4.1.'de örnekleri gösterilen basit geometrik şekillere ayrılır. Oluşturulan basit geometrili alt birimlerde her bir eleman için denklemler çözülüp problem hesaplanır. Mühendislik çalışmalarında cisimlere etki eden kuvvet, akış ısı, elektrik, moment gibi karşı davranışlarının analizi, incelenmesi ve yorumlanmasında kullanılan nümerik bir yöntemdir. Bu yöntem ile malzemelerin, statik, dinamik, ısı, akış, titreşim ve şekillendirme olmak üzere birçok analiz çözümleri yapılabilmektedir.



Şekil 4.1. Ağ modelleri [31]

Geometrik cisimlerin Şekil 4.1.'de gösterildiği gibi farklı tiplerde alt birim parçalara ayrılabilmesi ile aşağıdaki faktörlere kolaylıkla ulaşılmaktadır. Bunlar;

- Delik, kenar köşe gibi zor geometriler kolaylıkla analiz edilebilmektedir.
- Farklı malzeme ve fiziksel özellikleri olan cisimler analiz edilebilmektedir.
- Sınır şartlarının belirlenmesi ve uygulanması kolaydır.

Sonlu elemanlar analizlerinde giriş parametreleri olarak, oluşturulan ağın yapısı, ağda kullanılan eleman tipi, eleman boyutu, sistemde belirlenecek sınır şartları ve malzemenin teknik özellikleri belirlenerek girilmektedir. En doğru çözümlemeye ulaşmak için tüm parametreler hassas seçim yapılarak girilmesi sonuçlar için çok önemlidir.

Teknolojinin şu anki konumunda birçok ürün, bilgisayar destekli analiz ile geliştirilmekte ve üretilmektedir. Gelişen mühendislik biliminde sonlu elemanlar yöntemi kullanan birçok program vardır. Bunlardan bazıları: Ansys, Nastran, Adına, örnek olarak verilebilir.

4.1.1. Sonlu elemanlar metodunda stres tekilliği ve yoğunluğu

Sonlu elemanlar metodu ile yapılan analizlerde “Stress Singularity” adı ile bilinen stres tekilliği gerilme değerlerinin yakınsamayarak teorik olarak sonsuza gittiği yerlerdir. Bu durum bir noktaya uygulanan kuvvet ile örnek gösterilebilir. Kuvvetin uygulandığı alan sonsuz küçüklükte olduğunda (bu alan bir nokta olarak değerlendirilebilir) gerilme değeri de sonsuza giden bir değer olacaktır. Analizde bir noktaya uygulanan kuvvetler ve kuvvetin etkisi altında kalan keskin köşeler gerilme değerlerinin net belirlenememesine neden olmaktadır.

Stress Singularity’nin oluştuğu çözüm ağlarında sınır şartları etkisi ile gerilme değerlerinde sonsuz bir çözüm oluştururken, Stress Concentration’ın oluştuğu ağlarda sistemde sonlu çözüme yakınsamaktadır. Bu neden ile Stress Concentration’ın oluştuğu mesh yapısında eleman ve düğüm sayısını artırarak daha doğru bir değer elde edilebilir. Ancak Stress Singularity’de mesh yapısını iyileştirmek gerilme değerini daha da arttıracaktır. Gerçeklikte bir noktaya kuvvet uygulamanın mümkün olmayacağı için gerilme bir kuvvetin belirli bir alana etkisine karşılık gelir. Bu neden ile sonlu elemanlar yöntemi ile çözüm yapılan programlarda analiz yapıldığında “Stress Singularity” oluşumunu çözümlemek için bu oluşum bölgelerinin yakınındaki gerilme değerlerinin sonuçlarına bakılmıştır (Saint Venant’s Principle). Böylece analiz verilerinde daha doğru sonuçlar elde edilmektedir [32].

4.2. Analizde Kullanılan Malzemenin Seçimi

AISI 4140 veya DIN 42CrMo4 olarak da bilinen düşük alaşımlı çelikler bağlantı elemanlarında endüstriyel ve otomotiv krank millerinde, aks, kardan millerinde ve benzeri birçok akşamlarda yaygın olarak tercih edilmektedir. Düşük alaşım çelikleri soğuk dövme işlemi ile üretilerek mukavemet değerlerinin yanı sıra tokluk değerinin de yüksek olması istenir. Malzeme yorulma dayanımı yüksek olan bu çelikler başlıca otomotiv sektörü olmak üzere endüstride oldukça sık kullanılmaktadır. Ayrıca DIN 42CrMo4 çeliğinin mekanik özellikleri nedeni ile yüksek mukavemet gerektiren alanlarda da ihtiyaçları karşılamaktadır. Maliyet açısından DIN 42CrMo4 çelikleri pahalı olmasına rağmen işletme maliyetleri ve ömür süreleri göz önünde alındığında tercih sebebi olmaktadır [38]. Bu çalışmaya konu olan kardan şaftı DIN 42CrMo4 çeliğinden üretilmiştir. Tasarım parametresi olarak DIN 42CrMo4 çeliğinin EN-10083-3:2007-1 standartlarına göre belirlenen mekanik özellikleri aşağıda Tablo 4.1.'de gösterilmektedir.

Tablo 4.1. DIN 42CrMo4 çeliği mekanik özellikleri [33]

42CrMo4					
Kalınlık	Akma (Re) MPa (min.)	Kopma (Rm) MPa (min.)	Yoğunluk (kg/m ³)	Young Modülü (GPa)	Poisson oranı
$d \leq 16 \text{ mm}$	900	1100-1300			
$16 < d \leq 40 \text{ mm}$	750	1000-1200			
$40 < d \leq 100 \text{ mm}$	650	900-1100			
$100 < d \leq 160 \text{ mm}$	550	800-950	7800	210	0.3
$160 < d \leq 250 \text{ mm}$	500	750-900			

4.3. Kardan Şaftlarında Yorulma

Kardan milleri değişken yük ve gerilmelere maruz kalırlar. Mil üzerindeki gerilimler kaldırılrsa da içyapısında ve yüzeyde hasar kalmaktadır. Bu gerilmelerin etkisinde milde zaman içerisinde mikroskobik boyutta kılcal çatlaklıklar oluşur. Gerilme ve tekrar sayısı arttıkça kılcal çatlaklıklar büyür ve azalan mil mukavemetiyle akma geriliminin daha alt değerlerinde kırılma gerçekleşir. Değişken dinamik yüklemeler ve titreşim altında çalışan malzemenin içyapısında oluşturduğu değişikliğe yorulma, malzemenin kopuncaya kadar dayanım gösterdiği süreye ise ömür adı verilmektedir. Yorulma, dinamik gerilmelere maruz kalan miller için ciddi bir hasar şeklidir [39].

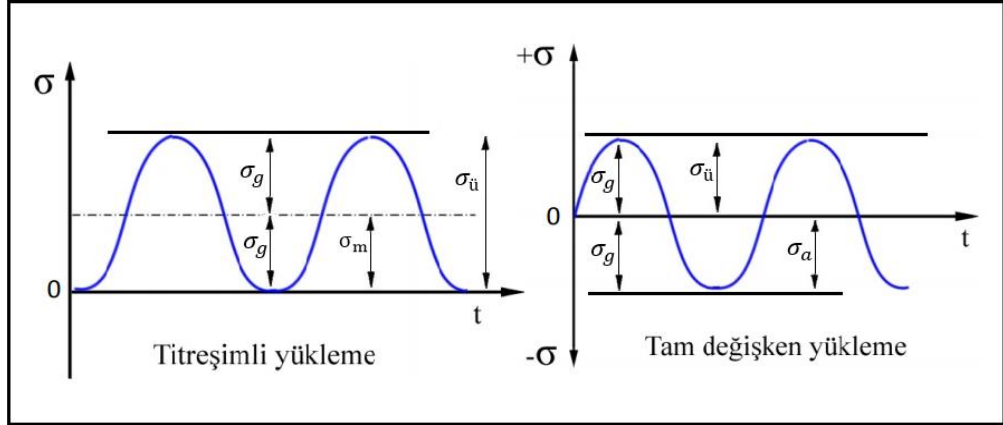
Bir yorulma kırığında süreç üç evreden oluşmaktadır;

- Çatlak başlangıcı,
- Çatlak yayılması
- Kırılma

Yorulma olarak adlandırılan bu süreç şaftın servis ömründe ortaya çıkan hataların yaklaşık %90'ını oluşturmaktadır. Statik yükleme altındaki millerde gerilme malzemenin akma değerinin üzerinde ise mil doğrudan plastik şekil değiştirmeye uğrayacağı için mühendislik açısından hızlı bir uyarı oluşturacaktır. Ancak dinamik yükleme altında oluşacak yorulma hasarları belirli bir süre içerisinde ve birden fazla faktöre bağlı oluşacağı için hasar ani gerçekleşip ciddi sonuçlar doğurabilmektedir. Bu nedenle mile etki eden gerilmelerin zamana bağlı olarak büyüklük ve yönünün değişmesi durumunda ömür analizi dinamik gerilme değerlerine göre yapılır [39].

Dinamik etkiler ile yorulmaya zorlanan malzemelerin gerilmeleri iki farklı yükleme tipi ile sınıflandırılmaktadır.

- Titreşimli Yükleme
- Tam Değişken Yükleme



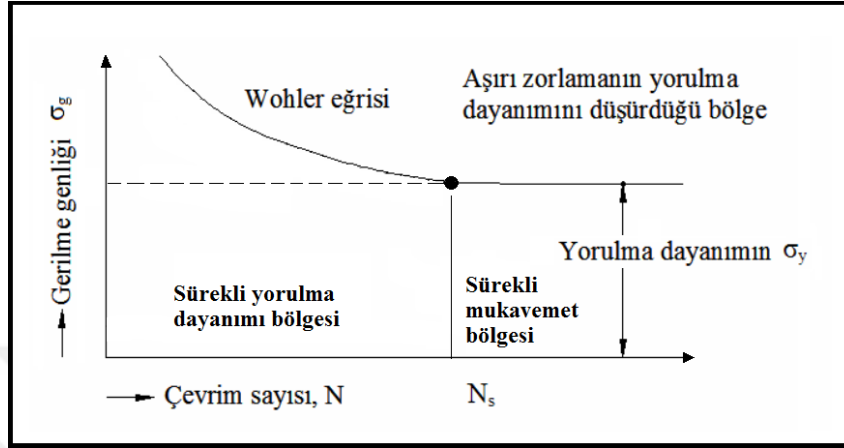
Şekil 4.2. Gerilmelerin sınıflandırılması [39]

4.2.'deki şekilde σ_m ortalama gerilmeyi, $\sigma_ü$ üst gerilmeyi, σ_a alt gerilmeyi, σ_g gerilme genliğini belirtmektedir. Titreşimli yükleme, alt ya da üst gerilmenin sıfır değerini alarak gerilme değerlerinin işaret değiştirmedığı dinamik yüklemedir. Tam değişken yüklemede ise alt ve üst gerilmeler sıfır değerinden farklı, gerilme değerlerinin işaret ve büyüklük değiştirdiği dinamik yüklemelerdir. Bu nedenle yorulma etkisinde kalan parçalar için en tehlikeli dinamik yükleme tipidir. Bu çalışmada da dinamik yüklemeye zorlanmış kardan şaftı için tam değişken yorulma analizi yapılarak gerçeğe en yakın yorulma hasarı belirlenmiştir.

Tam değişken yorulma dayanımında ortalama gerilme her zaman sıfırdır. Gerilmeler birbirine eşit ancak ters işaretli olarak değişmektedir. Bu nedenle maksimum gerilme değeri alt ve üst gerilme değerlerine eşittir. Şekil 4.3.'de tam değişken yüklemede gerilim genlik değişimi göstermektedir. Örneğin dönen bir kardan şaftları için gerilme tam değişken gerilmedir.

August Wöhler tarafından ilk kez vagon aksları için yapılan yorulma deneylerinde, Wöhler, ortalama gerilmelerin parçanın dayanım gösterdiği yük tekrarı ile ilişkili olduğunu ortaya koymuştur. Şekil 4.3.'de gösterilen grafikte koordinatları genlik ile yük tekrar sayısı arasında oluşan logaritmik eğri, parçanın yaşam döngüsünü göstermektedir. Grafik aynı zamanda Wöhler eğrisi olarak da bilinmektedir. Bu grafikte çevrim genellikle sayısı logaritmik, gerilme genliği ise metrik olarak çizilmektedir. Sonsuz çevrimde yüksek mukavemetli ıslah çelikleri için hasarın

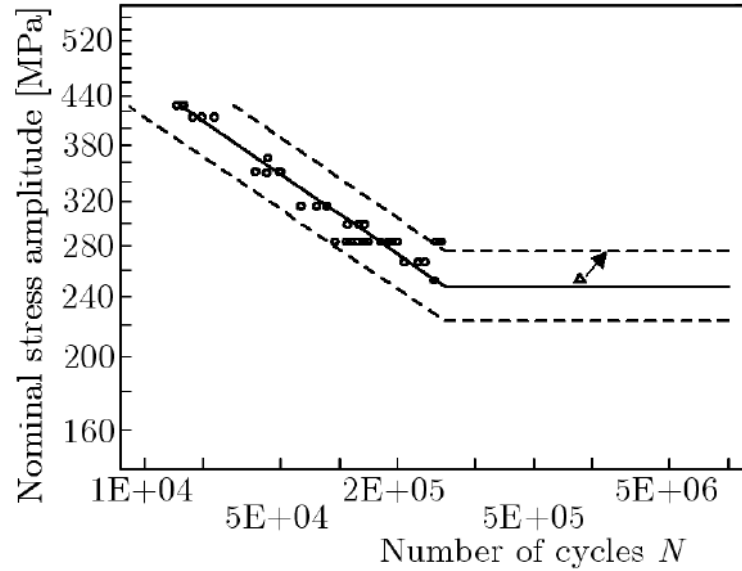
görülmediği en büyük gerilme değerine karşılık gelen nokta, yorulma dayanımı olarak isimlendirilir ve σ_y ile ifade edilmektedir. Sonsuz çevrim sayısının sınır noktası oda sıcaklığında çelikler için 10^6 olarak kullanılmaktadır.



Şekil 4.3. Wöhler eğrisi [39]

Yorulma deneyleri de diğer laboratuvar deneyleri gibi benzer şartların oluşturulmasıyla belirlenmektedir. Moore tarafından hazırlanan düzenek kullanılarak 10 adet eş parçanın farklı gerilme seviyelerinde zorlanarak çatlak ve kırılma oluşum noktaları gözlemlenmektedir. Deneyde, bütün parçalar için ortalama gerilme veya alt gerilme sabit tutulup her bir deneyde farklı gerilme genlikleri seçilerek üst gerilme genliği akma değerine yakın olacak şekilde zorlanır. Diğer deney parçaları için ise daha düşük zorlama değerleri uygulanarak sonsuz ömre yaklaşımı gözlemlenir. Bu deney sonucunda, hasarın olduğu noktadaki gerilme ve çevrim sayısı S-N Eğrisi üzerinde çizilmektedir. Belirlenen S-N eğrisine bakıldığında, yorulma verilerinde önemli miktarsa saçılım yaptığı ve farklı çevrim sayıları elde edildiği görülmektedir. Bunun nedeni, yapılan deneyde eş numuneler üzerindeki faktör değişikliklerinin (çentik, boyut, yükleme, yüzey kalitesi, sıcaklık, çevre gibi) sürekli mukavemeti etkilemesidir. Bu faktörlerden birisi olan çentik etkisi, pürüzsüz malzemeye kıyasla yorulma dayanımı doğrudan etkilemektedir. S-N eğrilerinin ve yorulma gerilmesinin belirlenmesi için çentikli malzemede yapılan birçok deneyde stres yorulma gerilme değerinin akma değerinin oldukça altında çıktığı gözlemlenmiştir.

Şekil 4.4.'de gösterilen grafik de bu çalışmada kardan mil ve gövde yapısının malzemesi olan DIN 42CrMo4 çeliğinin S-N eğrisi grafiğini göstermektedir.



Şekil 4.4. Çentikli 42CrMo4 çeliği için S-N eğrisi [34]

Yorulma ömrü tahmin metotları olarak aşağıda belirtilen üç çeşit yorulma analizi metodu kullanılmaktadır;

- Stres- Yorulma ömrü Metodu
- Şekil Değiştirme-yorulma ömrü Metodu
- Kırılma mekaniği (Fracture Mechanics)

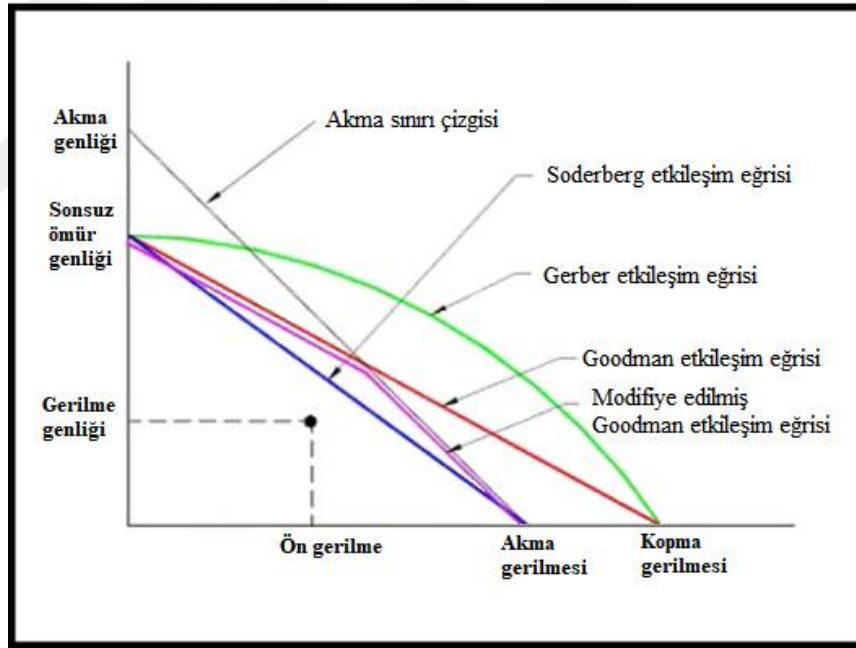
Kardan milinin çevrim sayısının belirlenmesi için bu çalışmada, stres- yorulma ömrü metodu kullanılmıştır. S-N eğrisi diye de bilinen temeli Wöhler 'in gerilme- çevrim sayı eğrisini dayanan metal yorgunluğunun ömür hesabında en sık kullanılan yöntemdir. Bu yöntem, gerilmelerin elastik olduğu uzun ömürlü durumlar için parçalara stres yükleyerek yorulma ömrünün belirlendiği yüksek çevrimli ($N > 10^5$ devir) bir analizdir. Malzemenin yorulma sınırına veya dayanıklılık sınırına dayanır.

Yorulan parçalarda oluşan hasarda ortalama gerilme oldukça önemlidir. Günümüzde yorulma analizi tayininde malzeme gerilmeleri kullanılarak Soderberg, Goodman,

Gerber'in yapmış olduğu çalışmalar ile malzeme güvenliği ve ömür döngüsü hesaplanabilmektedir. Gerber, Goodman ve Sorderberg'in yaptığı çalışmalar Şekil 4.5.'de diyagramlar olarak gösterilmiştir. Bu çalışmalar içinde Goodman yöntemi sünek malzemelerin güvenliğinde daha belirleyiciyken gevrek malzemelerin güvenliği için Gerber yöntemi daha belirleyici olmaktadır. Burada, sonsuz ömür genliği (σ_{ge}), kopma gerilmesi (σ_{kopma}), gerilme genliği (σ_{genlik}) ve ön gerilme (σ_m) şeklinde gösterilmesi ile aşağıda iki yöntem için denklemler şu şekildedir [39];

$$\frac{\sigma_{genlik}}{\sigma_{ge}} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{kopma}} \right) = \frac{1}{S} \quad \text{Goodman Yöntemi} \quad (4.2)$$

$$\frac{S \sigma_{genlik}}{\sigma_{ge}} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{kopma}} \right)^2 = 1 \quad \text{Gerber Yöntemi} \quad (4.3)$$



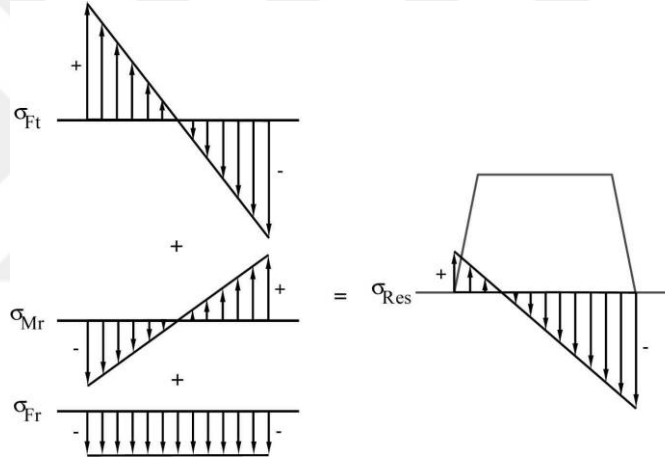
Şekil 4.5. Gerber, Goodman ve Sorderberg diyagramları [39]

(4.2)'denklemiyle çizilen Goodman eğrisinin altında kalan alan malzeme için güvenli bölge olarak belirlenmektedir. Bu yöntemde malzemenin kopma dayanımı temel alınmıştır. Eğer malzemeye etkiyen gerilme (4.3)'denklemindeki Gerber eğrisinin altında kalıyorsa malzeme güvenli bölgede olarak nitelenmektedir. Formüllerde

kullanılan “S” emniyet katsayısıdır. Goodman yöntemine göre daha risklidir. Bu yöntemde malzemenin kopma dayanımı temel alınır.

4.4. Kardan Şaftına Etki Eden Faktörlerin Hesaplanması

Kardan millerinde, moment ve dış kuvvetler etkisiyle mil ve dişli üzerinde gerilmeler meydana gelir. Gerilme, malzemenin etki altında kaldığı moment ve dış kuvvetlere karşı gösterdiği bir büyüklüktür. Kamalı millerde Şekil 4.6.’da görülen kuvvetler altında normal gerilme ve kayma gerilmeleri oluşur. Eğer parça üzerinde aynı tipte oluşan normal gerilme ya da kayma gerilmelerinden yalnız biri varsa gerilme değerleri toplanarak birleşik gerilme elde edilir (σ_{Res}, τ_{Res}).



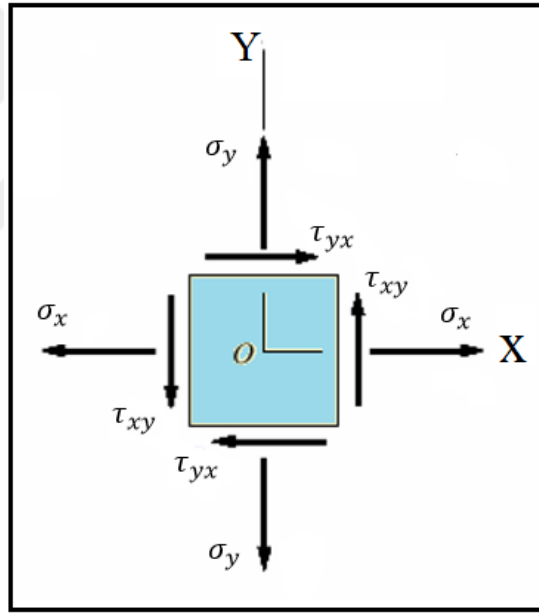
Şekil 4.6. Diş tabanında bükülme, eğilme, basınç ve eşdeğer gerilmeler [35]

Kardan milleri de ise statik ve dinamik yüklemeler altında mile etki eden farklı tipte normal ve kayma gerilmeleri oluşmaktadır. Farklı tipteki bileşik gerilmeyi bulmak için “Eşdeğer Gerilme” (Von Mises)” değerinin hesaplanması gerekir. Bu değer yakınsayan bir yaklaşım çözümü ile gerçekleştirilir. Yakınsama formülleri ile elde edilen sonuçlar gerçek değerleri doğrudan vermese de mevcut gerilmelerin yerini tutabilmektedir. Eşdeğer gerilmeler emniyet gerilmesinin altında seçilerek en emniyetli sonuçlara ulaşılabilir [35].

4.4.1. Von Mises (eşdeğer) gerilme

Mühendislikte cisimlerin etki altında kaldıkları gerilmelerin hesaplanması için temel olarak cisimlerin üzerindeki bir noktadan küçük bir eleman seçilir. Cisim uzay sistemindeki üç boyutlu kartezyen esas aldığı anda cisim üzerinde 3 ayrı eksenel asal gerilme ve varsa kesme kuvvetinin etki ettiği kesme gerilmesi belirlenir.

2 boyutta oluşacak eksenel ve kesme gerilmeleri bir cisim üzerinden seçilen birim eleman üzerindeki konumu Şekil 4.7.'de gösterilmiştir. Eksenel asal gerilmeler 2 boyutta, $\sigma_{x,y}$ olarak tanımlanırken kesme gerilmeleri $\tau_{x,y}$ olarak tanımlanmıştır [32,38].



Şekil 4.7. İki boyutlu asal ve Von-Mises gerilmeleri [39]

Aynı noktaya etki eden gerilmelerin değerlerinin toplamı gerilme tensörünü vermektedir. Bu hesaplama σ_v ile gösterilerek “Von Mises” kriteri olarak isimlendirilir. Von Mises gerilmesi denklem (4.4)’de belirtilmiştir:

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2}{2}} \quad (4.4)$$

Denklem (4.5)'de 3 boyutta kesme gerilmeleri de dâhil edilirse,

$$\sigma_v = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (4.5)$$

Denklem (4.6)'da gösterildiği gibi eğer malzemenin akma gerilmesi Von Mises gerilmesinden büyük olursa, akma gerçekleşmez;

$$\sigma_A \geq \sigma_v \quad (4.6)$$

Cisim sadece burulmaya maruz kalıyorsa denklem (4.7) uygulanabilir,

$$\sigma_A \geq \sqrt{3 \cdot \tau^2} \quad (4.7)$$

4.4.2. Gerilmeler etkisinde şekil değiştirme

Miller gerilme kuvvetlerinin altında şekil değiştirmeye zorlanırlar. Gerilme altındaki uzamanın ilk boya oranı birim uzama olarak tarif edilir. Aşağıdaki (4.11) denklemi kama özelliklerindeki bir dişlinin sapmasını vermektedir. Ancak evolvent dişli millerde dişlinin kesit alanı diş kökünden diş ucuna doğru ilerledikçe azalmaktadır. Böylece, eylemsizlik momenti (I) diş yüksekliğinin bir fonksiyonunu oluşturur. Kayma ve eğilmeden kaynaklanan şekil değiştirmeler de dâhil edilmelidir. Eksenel yük ve yüzey basıncının etkisindeki şekil değiştirmeler önemli değildir. Aşağıdaki denklemler, elastik aralıkta kalan gerilmelere sahip bir dişli için türetilmiştir [36, 37].

$$\delta = \frac{1}{3} \cdot \frac{F_t \cdot h}{EI} \quad (4.11)$$

4.4.2.1. Eğilme gerilmeleri etkisi

Dişlilerin şekil değiştirmesi, dişin orta noktasından x yönünde hesaplanır. Bükülmeden kaynaklanan gerilme enerjisi (4.12) denklemi ile hesaplanır [36,37]:

$$U = \int_0^h \frac{M_t^2}{2.E.I} dy \quad (4.12)$$

Ancak, evolvent dişlinin enine kesiti düzgün olmadığından, denklem y yüksekliğine bağlı olarak;

$$\delta_{eğilme} = \frac{\partial U}{\partial M} = \int_0^h \frac{M}{E.I} \cdot \frac{\partial U}{\partial M} dy = \int_0^h \frac{F_t.y}{E.I} \cdot dy$$

$$\delta_{eğilme} = \int_0^h \frac{F_t.y}{E.I} \cdot dy \quad (4.13)$$

$$I = \frac{1}{12} \cdot \ell \cdot t(y)^3 \quad (4.14)$$

$$t(y) = \frac{2}{m_0} \cdot (B - y) \quad (4.15)$$

$$m = -\frac{(b_h - t_p)}{2.h} \quad (4.16)$$

Genel denklem ise aşağıdaki (4.17)'deki formül ile gösterilmektedir:

$$\delta_{eğilme} = \int_0^h \frac{12.F_t.y}{E.\ell.\left[\frac{2}{m} \cdot (B-y)\right]^3} \cdot dy \quad (4.17)$$

4.4.2.2. Kayma gerilimi etkisi

Kayma gerilmelerinin etkisinde oluşan deformasyon normal gerilmeler etkisinde olduğundan farklıdır. Dişler karma etkisinde önemli şekil değişikliklerine maruz kalır çünkü mildeki dişliler çok düşük bir yükseklik / diş kalınlığı oranına sahiptir. Şekil değişikliği hesaplamaları (4.18) formülünde gösterilmiştir [36,37].

$$U = \int_0^h \frac{F_t^2}{k_s.G.A} dy \quad (4.18)$$

Ancak, kesit alanı y 'ye bağlı bir değişkendir. Bu durumda aşağıdaki (4.19) denklemi ile ifade edilir.

$$\delta_{kayma} = \frac{\partial U}{\partial F} = \int_0^h \frac{2.F_t}{k_s.G.A(y)} dy$$

$$\delta_{kayma} = \frac{F_t.m}{k_s.G.\ell} \int_0^h \frac{1}{B-y} dy \quad (4.19)$$

$$k_s = \frac{5}{3} \quad (\text{Dikdörtgen kesit için})$$

$$A(y) = \frac{2}{m} \cdot (b - y) \cdot \ell \quad (4.20)$$

$$G = \frac{\tau_{kayma}}{\gamma} \quad (4.21)$$

(4.22) Denklemiyle gösterilen toplam deformasyon denklemi ise denklem (4.17) eğilme gerilmesinin ve denklem (4.19) kayma gerilmesinin toplamı olarak bulunmaktadır [36,37].

$$\delta_T = \delta_E + \delta_K$$

$$\delta_T = \int_0^h \frac{12.F_t.y}{E.\ell.\left[\frac{2}{m} \cdot (B-y)\right]^3} \cdot dy + \frac{F_t.m}{k_s.G.\ell} \int_0^h \frac{1}{B-y} dy \quad (4.22)$$

4.5. Değişkenlerin Analizi (Anova)

Değişkenler analizi (Anova), deney ve çalışma grubundaki bağımsız değişkenler olarak adlandırılan faktörlerin (dişli mil uzunluğu ve diş dibi yarıçapı) kendi içlerindeki etkileşimlerini, ayrıca deney ve çalışma grubundaki bağımlı değişkenler (gövde ve mil gerilimleri) üzerindeki etkilerini ve güven düzeyleri yüzdesel olarak inceleyen bir istatistik yöntemidir [44].

İstatistik yönteminde deney ve çalışma grubu için H_0, H_1 hipotezleri oluşturulur. H_0 Hipotezi, deney ve çalışma grubu için ortalamalar arasında anlamlı bir fark olmadığını belirtirken H_1 Hipotezi, en az iki ortalama arasında anlamlı bir fark olduğunu belirtir. Analiz sonucunda H_1 Hipotezi kabul edilmesi bir diğer ifade ile faktörler arasında anlamlı bir fark olması beklenir [44].

Analizin güvenilirlik değerinin belirlenmesi için anlamlılık değeri hesaplanır. Analizde bu ifade “P” değeri ile gösterilir ve değerin sıfıra yakın olması deney ve çalışma grubundaki faktörlerin bağımlı değişkenler üzerinde fiziksel ve istatistiksel öneminin fazla olduğunu belirtmektedir. Güvenilirlik oranı olarak belirlenen R^2 değerinin %95’den büyük olması için “P” değerinin 0,05’ten küçük olması gerekmektedir. Analizdeki faktörlerin önemi “F” oranı ile belirlenir. Analiz için hesaplanan F oranı, “F tablosu” kullanılarak okunan F oranı ile karşılaştırılır. Eğer tablodaki değer hesaplanan F oranından küçük ya da eşit ise hipotez kabul edilir. Deney ve çalışma grubundaki faktörlerin yüzdesel etkisinin belirlenebilmesi için bir veya birden fazla grubun kareler toplamı ve kareler ortalaması hesaplanır. Her bir faktörün sonuç üzerindeki yüzdesel katkısı, grup içi kareler toplamının gruplar arası kareler toplamına bölünmesi ile elde edilmektedir [44,45].

Varyans analizinde aşağıdaki şu adımlar hesaplanmaktadır;

- Hipotezin kurulması
- Serbestlik derecelerinin belirlenmesi
- Kabul durumunun belirlenmesi
- Test istatistiğinin hesaplanması
- Gruplar arası varyans hesaplanması
- Grup içi varyans hesaplanması
- F oranının hesaplanması
- Yüzde etkinin belirlenmesi
- Karar aşaması
- H_0 ve H_1 ret/kabul edilmesi

4.5.1. Serbestlik derecesi

Serbestlik derecesi; genel, gruplar arası ve grup içi serbestlik derecesi olarak aşağıdaki (4.23), (4.24), (4.25) denklemleri ile belirlenmektedir. Denklemlerdeki “n” genel varyant sayısını, “k” ise grup sayısını belirtmektedir [44,45].

$$GNSD = n - 1 \quad (4.23)$$

$$GASD = k - 1 \quad (4.24)$$

$$GİSD = GNSD - GASD \quad (4.25)$$

4.5.2. Kareler toplamı

Kareler toplamı; genel genel kareler toplamı ve gruplar arası kareler toplamı ve grup içi kareler toplamı olarak aşağıdaki (4.26), (4.27), (4.28) denklemleri ile hesaplanmaktadır [44,45].

$$GNKT = \sum x - \frac{(\sum x)^2}{n} \quad (4.26)$$

$$GAKT = \left[\frac{(\sum x_1)^2}{m_1} + \frac{(\sum x_2)^2}{m_2} + \dots + \frac{(\sum x_n)^2}{m_n} \right] - \frac{(\sum x)^2}{n} \quad (4.27)$$

$$GİKT = GNKT - GAKT \quad (4.28)$$

4.5.3. Kareler ortalaması

Kareler ortalaması, kareler toplamında olduğu gibi genel, grup içi ve gruplar arası kareler ortalaması olarak aşağıdaki (4.29), (4.30), (4.31) denklemleri ile hesaplanmaktadır [44,45].

$$GNKO = \frac{GNKT}{GNSD} \quad (4.29)$$

$$GAKO = \frac{GAKT}{GASD} \quad (4.30)$$

$$GİKO = \frac{GİKT}{GİSD} \quad (4.31)$$

4.5.4. F oranı

F oranı, istatistiksel önem değerini belirtmektedir. Aşağıdaki denklem (4.32)'de gösterilen oran ile hesaplanmaktadır [44,45].

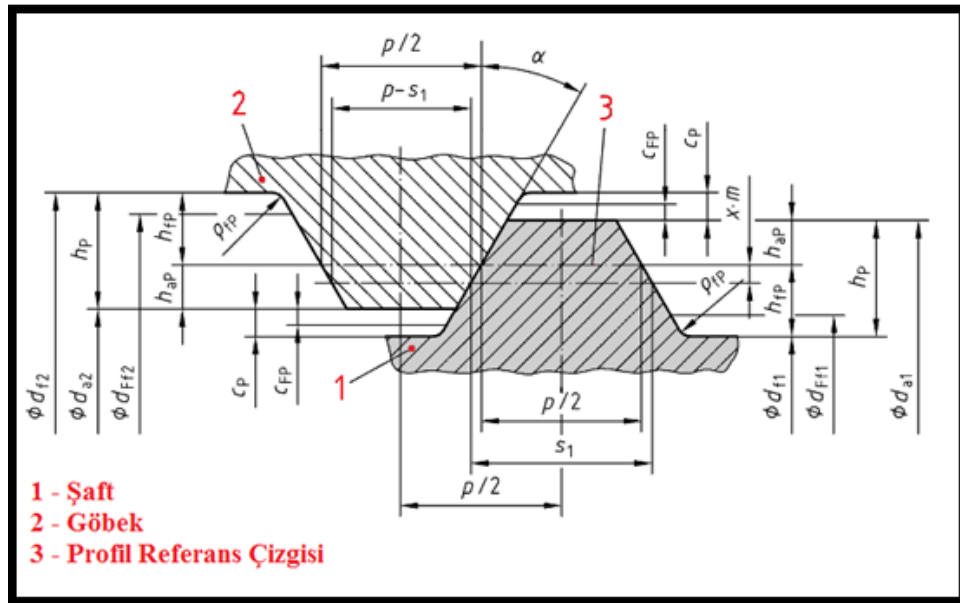
$$F = \frac{GAKO}{GİKO} \quad (4.32)$$

BÖLÜM 5. KARDAN ŞAFTININ GEOMETRİK TASARIMI

5.1. Boyutsal Hesaplamalar

Tasarım modelleri geliştirmek için tasarım kriterlerini bilmek gerekir. Bu çalışmada tasarlanan kardan milleri DIN 5480-1 standartlarına uygun olarak ölçülendirilmiştir. Bu standart serisi, modülü 0,5 ile 10, dişli sayısı 6 ile 82 arasında değişen milleri kapsamaktadır. DIN 5480 standarttı, 30° basınç açısına sahip miller ile sınırlıdır. Basınç açısı $37,5^\circ$ ve 45° olan miller ise ISO 4156 kapsamındadır [40].

DIN 5480-1 serisi standartlar, modülden bağımsız referans çaplarına dayanır. Şaft ve gövde-mil bağlantısının emniyetli çalışması, diş adımı, referans çapı, modül ve diş sayısı ile belirlenir. Evolvent dişli mil ve gövde bağlantısının boyutlandırılması Şekil 5.1.'de ve boyutlar arasındaki bağıntılar ise Tablo 5.1. ile verilmiştir [40].



Şekil 5.1. Kardan mili ve gövde boyutlandırılması [40]

Tablo 5.1. Mil ve gövde bağlantısı profil formülleri [40]

Parametre	Sembol	Veriler ve uzunluk ölçüleri
Modül	m	$0,5 - 10$
Kavrama açısı	α	30°
Taksimat	p	$m \cdot \pi$
Şaft dişli sayısı	z_1	z_1
Gövde dişli sayısı	z_2	z_2
Şaft profil kaydırma	$x_1 \cdot m$	$-0,05 \cdot m \sim + 0,45 \cdot m$
Gövde profil kaydırma	$x_2 \cdot m$	$+0,05 \cdot m \sim - 0,45 \cdot m$
Diş üstü yüksekliği	h_{ap}	$0,45 \cdot m$
Diş dibi yüksekliği	h_{fp}	$0,55 \cdot m$ (broşlama)
Toplam diş yüksekliği	h_p	$h_{ap} + h_{fp}$
Diş boşluğu	c_p	$h_{ap} - h_{fp}$
Diş dibi çapı	ρ_{fp}	$0,16 \cdot m \sim 0,54 \cdot m$
Taksimat dairesi çapı	d	$m \cdot z$
Temel dairesi çapı	d_b	$m \cdot z \cdot \cos \alpha$
Referans çapı	d_B	$m \cdot z_1 + 2 \cdot x_1 \cdot m + 1,1 \cdot m$
Gövde diş üstü çapı	d_{a2}	$m \cdot z_2 + 2 \cdot x_2 \cdot m + 0,9 \cdot m$
Gövde diş dibi çapı	d_{f2}	$m \cdot z_2 + 2 \cdot x_2 \cdot m - 2 \cdot h_{fp}$
Gövde referans çapı	d_{Ff2}	$\leq - (d_{a1} + 2 \cdot C_{Fmin})$
Şaft diş üstü çapı	d_{a1}	$m \cdot z_1 + 2 \cdot x_1 \cdot m + 0,9 \cdot m$
Şaft diş dibi çapı	d_{f1}	$m \cdot z_1 + 2 \cdot x_1 \cdot m - 2 \cdot h_{fp}$
Şaft referans çapı	d_{Ff1}	$\leq d_{a2} - 2 \cdot C_{Fmin}$
Minimum dişli boşluğu	c_{Fmin}	Tablo 2-1
Gövdenin boşluk genişliği	e_2	s_1
Şaft diş kalınlığı	s_1	$m \cdot \pi/2 + 2 \cdot x_1 \cdot m \cdot \tan \alpha$

Tablo 5.2.'de verilen minimum diş boşluğu ölçüleri mil-gövde bağlantısında bir elemanın diş üstü çapı ile diğer elemanın diş dibi çapı arasındaki mesafedir [40].

Tablo 5.2. Minimum diş boşluğu ölçüsü [40]

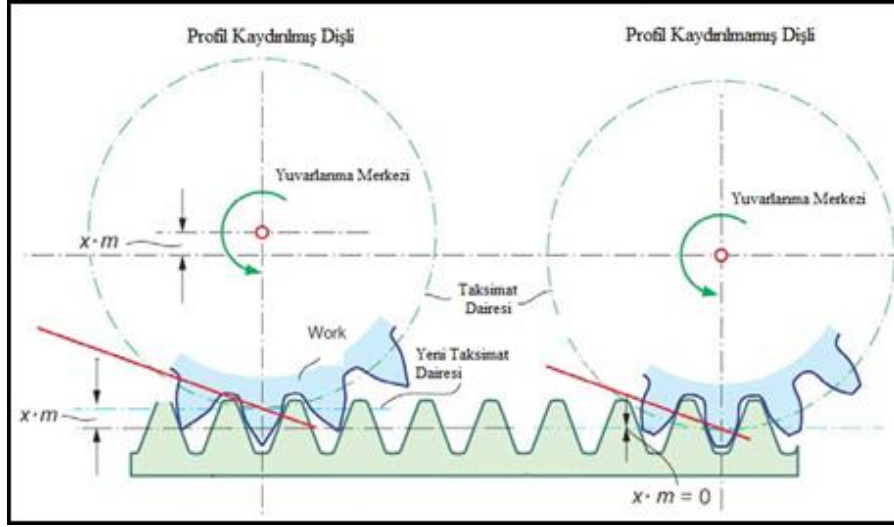
db (mm)	Minimum Diş Boşluğu C_{Fmin} (μm)		
	Modül 0,5- 1,5	Modül 1,75-4	Modül 5-10
12'ye kadar	25	-	-
13- 25	28	30	-
26- 50	30	35	40
51- 100	35	40	45
101- 200	40	45	50
201- 400	-	50	55
400'den büyük	-	-	65

5.2. Profil Kaydırma

Mil-gövde bağlantıların imalatında mukavemeti arttırmak ve diş kesilmelerini önlemek için tasarlanan mil-gövde üzerinde profil kaydırma yapılması gerekmektedir. Tablo 5.1.'de gösterilen "x" değeri boyutsuz bir kat sayı olan profil kaydırma katsayısıdır. Kaydırma miktarının belirlenebilmesi için modül ile çarpılması gerekir. Denklem (5.1)'de kaydırma miktarını göstermektedir [31].

$$y = x \cdot m \quad (mm) \quad (5.1)$$

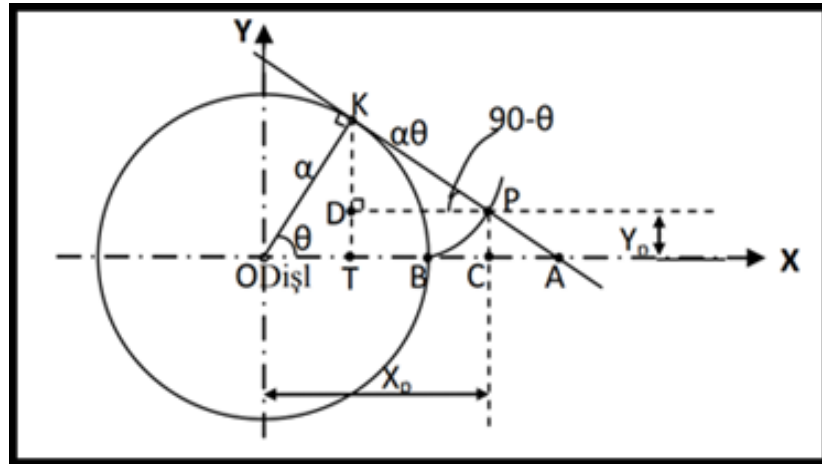
Katsayının önündeki (+), (-) değeri profilin radyalde dışa ya da içe doğru kaydırılacağını göstermektedir. Bu çalışmada uygulanan pozitif diş kaydırmada Tablo 1.1.'de " s_1 " formülü ile gösterilen diş kalınlığı arttırılmıştır. Şekil 5.3.'de pozitif diş kaydırma ve diş kalınlığının artışı örneklendirilmiştir. Pozitif dişli kaydırmada diş tepesi sivriliği artarken dişliler arası boşluk azalmaktadır. Pozitif profil kayma işlemine uygulanmış milin kavrayabilmesi için gövdeye de profil kaydırma uygulanmalıdır.



Şekil 5.3. Pozitif profil kaydırma [31]

5.3. Evolvent Eğrisi

Şekil 5.4.'deki gösterilen evolvent eğrisi, sabit bir daire (temel daire) üzerinde yuvarlanan bir doğrunun üzerinde bulunan bir noktanın düzlemde çizdiği yarı sonsuz eğridir. Evolvent fonksiyonu, genellikle ev kısaltmasıyla gösterilir ve aşağıdaki gibi tanımlanır [31].



Şekil 5.4. Dış evolvent oluşum geometrisi [31]

Şekil 5.4. referans alınarak parametrik denklemler yazıldığında;

$$X_p = OT + TC$$

$$OT = \alpha \times \cos \theta$$

$$TC = \alpha \times \theta \times \cos(90 - \theta) = \alpha \times \theta \times \sin \theta$$

$$Y_p = KT - KD = \alpha \times \sin \theta - a \times \theta \times \sin(90 - \theta)$$

$$Y_p = \alpha \times \sin \theta - a \times \theta \times \cos \theta = a \times (\sin \theta - \theta \times \cos \theta)$$

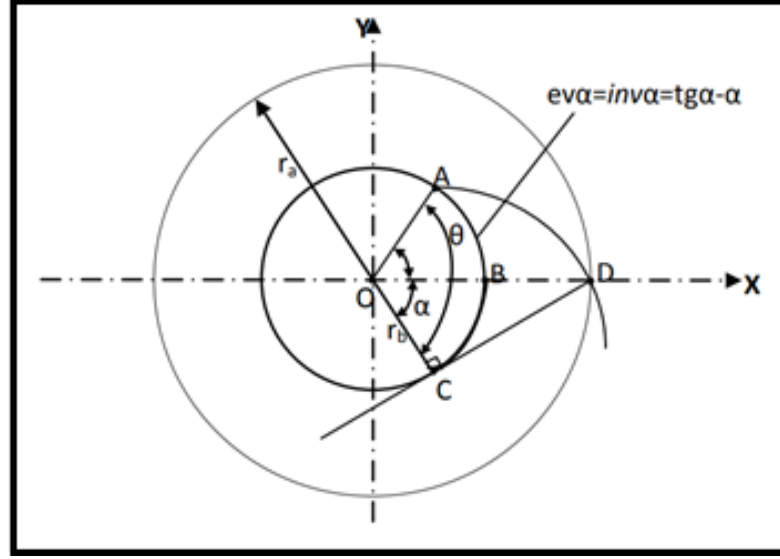
$$X_p = \alpha \times (\cos \theta + \theta \times \sin \theta) \quad (5.2)$$

$$Y_p = \alpha \times (\sin \theta - \theta \times \cos \theta) \quad (5.3)$$

Kardan mili için X_p, Y_p formüllerinde a yerine temel daire çapı yazıldığında;

$$X_p = d_b \times (\cos \theta + \theta \times \sin \theta) \quad (5.4)$$

$$Y_p = d_b \times (\sin \theta - \theta \times \cos \theta) \quad (5.5)$$



Şekil 5.5. Sol Evolvent oluşum geometrisi [31]

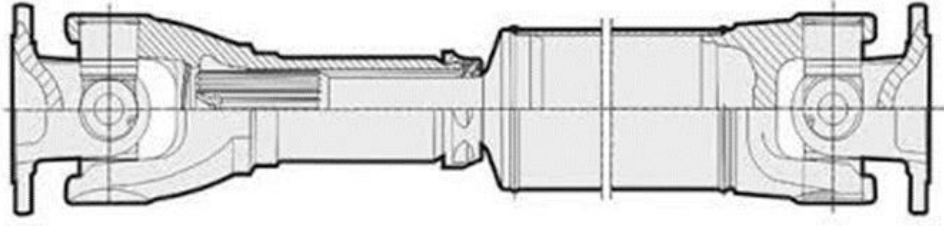
Şekil 5.5.'e göre sol evolventi bulmak için de;

$$X_p = r_b \left[\cos \left(\theta + \frac{S_b}{r_b} + \theta \cdot \sin \left(\theta + \frac{S_b}{r_b} \right) \right] \quad (5.6)$$

$$Y_p = r_b \left[\sin \left(\theta + \frac{S_b}{r_b} - \theta \cdot \cos \left(\theta + \frac{S_b}{r_b} \right) \right] \quad (5.7)$$

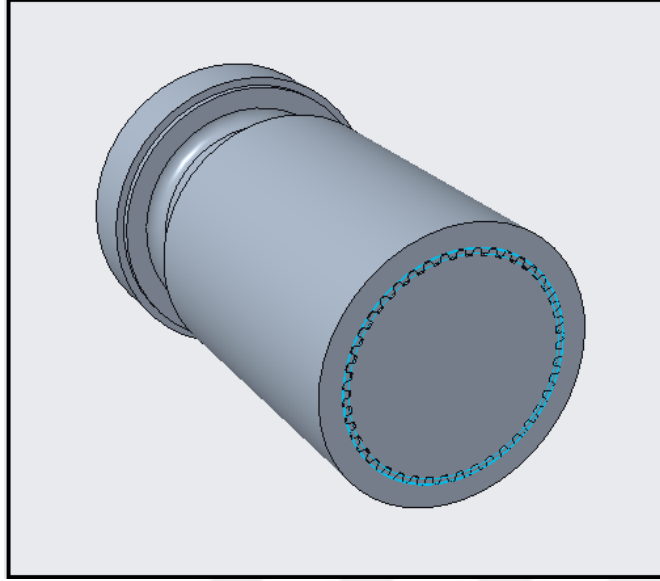
BÖLÜM 6. BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM VE ANALİZ

Şekil 6.1.'de standart bir kardan şaftının örnek teknik resmi gösterilmektedir. Bu çalışmada 6 farklı numunenin analizi yapılacaktır. Öncelikle analizi yapılacak olan numuneler için temel bir kardan mili ve gövde tasarımı Creo 5.0 parametrik ile tasarlanmıştır. Daha sonra numunelerin geometrik değerleri parametrik denklemler üzerinden değiştirilerek her bir numunenin katı modeli elde edilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi ile dişli uzunluğunun ve diş dibi çapının inceleneceği Ansys programına aktarılmıştır.



Şekil 6.1. Kardan şaftı örneği [29]

Kardan şaftı için analiz yapılırken kayıcı mil ve gövde dışındaki diğer parçalar (tüp çatal, istavroz, flanşlı çatal bağlantıları vb.) modelleme ebatları küçük ve katı rijitliği yüksek olduğu için burulma değerleri hesaplamasında ihmal edilebilmektedir. Çoğunlukla hesaba katılmayan bu parçalar, bu tez çalışması kapsamında yapılan analizde de ihmal edilerek Şekil 6.2.'de gösterilen kardan mili ve gövde bağlantısı için hesaplamalar yapılmaktadır.



Şekil 6.2. Kardan mili ve gövde bağlantısı

6.1. Mil Tasarımı

Bu çalışmada, detay ayrıntıları çok olan endüstriyel parçaların tasarımında kolaylık sağlayan PTC Creo Parametrik 5.0 programı kullanılmıştır. Öncelikle çalışmaya konu olan Demireller Kardan firmasının ürettiği kardan milinin teknik dokümanından mil diş üstü çap ölçüsü 130 mm olarak belirlenmiştir. Bu doğrultuda kardan şaftın mil ve gövde profilleri için Şekil 6.3.'de gösterilen ve evolvent profilli millerin ölçülendirme standardı olan DIN 5480'den modül ve dişli sayısı seçilmiştir.

Mil ve gövdede kullanılacak değerler şu şekildedir;

- Modül : 3
- Diş sayısı : 42
- Basınç açısı : 30°

d_B mm	Number of teeth z for module m												
	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6	8	10
60	74	58	46	38	33	28	22	18	13,14	10	8	6	
62			48	40	34	30	23	19	14	11	9		
65			50	42	36	31	24	20	15	11	9	7	
68			53	44	37	32	26	21	15,16	12	10		
70			54	45	38	34	26	22	16	12	10	7	
72			56	46	40	34	27	22	16	13	10		
75			58	48	41	36	28	24	17	13,14	11	8	
78			60	50	43	38	30	24	18	14	11,12		
80			62	52	44	38	30	25	18	14	12	8	6
82				53	45	40	31	26	19	15	12		
85				55	47	41	32	27	20	15,16	13	9	7
88				57	49	42	34	28	20	16	13		
90				58	50	44	34	28	21	16	13,14	10	7
92				60	51	44	35	29	22	17	14		
95				62	53	46	36	30	22	18	14	10	8
98				64	54	48	38	31	23	18	15		
100				64	56	48	38	32	24	18	15	11	8
105				68	58	51	40	34	25	20	16	12	9
110				72	60,61	54	42	35	26	20	17	12	9
120					66,67	58	46	38	28	22	18	13,14	10
130						64	50	42	31	24	20	15	11,12
140						68	54	45	34	26	22	16	12
150						74	58	48	36	28	24	17	13,14
160								52	38	30	25	18	14
170								55	41	32	27	20	15,16
180								58	44	34	28	21	16
190								62	46	36	30	22	17,18
200								65	48	38	32	24	18

Şekil 6.3. Millerin dişli ve modül seçim tablosu [40]

Creo Parametric programında “Part” bölümünde 3 boyutlu tasarım yapılmıştır. Bu bölüm içerisinde yer alan “Parameters” sekmesinden kardan milinin modül, dişli sayısı, basınç açısı ve uzunluk bilgileri girilmiştir.

Tablo 6.1.’de gösterilen DIN 5480 standartında belirtilen mil evolvent profil denklemleri (diş üstü çapı, diş dibi çapı, taksimat ve temel daire ölçüleri) Creo’nun “Relations” ara yüzüne yazılmıştır. Profil kaydırma katsayısı $\pm 0,45$ olarak alınmıştır.

Tablo 6.1. DIN 5480 mil evolvent profil denklemleri [40]

circular_pitch	=	pi*module
refrence_dia	=	module*no_of_teeth
root_dia	=	module*no_of_teeth+2*x1*module-2*hfp-1.35
tip_dia	=	module*no_of_teeth+2*x1*module+0.9*module
base_dia	=	module* no_of_teeth*cos(30)
tooth_thick	=	circular_pitch/2
hfp	=	0.55*module
x2	=	-0.45
x1	=	0.45
P18	=	no_of_teeth
D0	=	root_dia
D2	=	tip_dia
D1	=	refrence_dia
D5	=	width

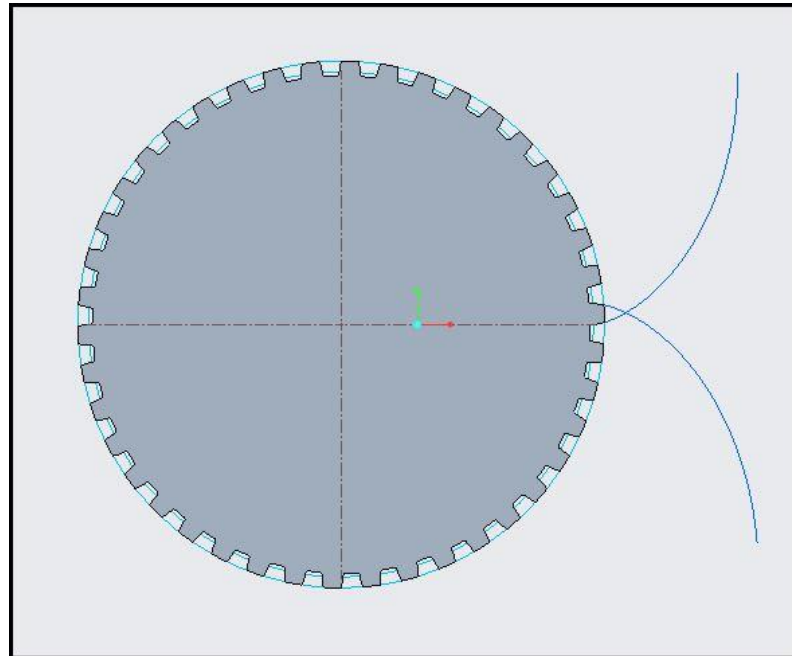
Daha sonra program ara yüzünde belirtilen tüm çaplar boyutlandırılarak çizilmiştir. Çizilen tüm çaplar parametrik eşleşme sağlanabilmesi için isimlendirilmiştir. Diş dibi yüksekliği DIN 5480 standartından broşlama imalatı için önerilen $h_{fp} = 0,55$ olarak seçilmiştir.

Kardan milinin dişli çapları girildikten sonra “ROOT_DIA” olarak tanımlanan diş dibi ölçüsü “Extrude” ile 3 boyutlu katı modelleme dönüştürülmüştür. Dişlilerin çizilebilmesi için öncelikle Tablo 6.2.’de verilen mil için evolvent eğrisinin parametrik denklemleri yazılmıştır. Bu denklem, “Curve” sekmesinde bulunan “Curve from Equation” bölümü kullanılarak yazılmıştır.

Tablo 6.2. Mil için evolvent eğri denklemleri [40]

theta	= 90*t
angle_ratio	= theta/360
S	= angle_ratio*pi*refrence_dia
base_radius	= refrence_dia/2
Xc	= base_radius*cos(theta)
Yc	= base_radius*sin(theta)
X	= Xc+(S*sin(theta))
Y	= Yc-(S*cos(theta))
Z	= 0

Yazılan evolvent eğrisinin parametrik denklemi ile diş eğrisi tanımlanmıştır. Bir sonraki adımda, diş yüzeylerini tasarlayabilmek için daha önce Tablo 5.1.'de belirtilen diş kalınlığı formülü (tooth_thick) kullanılarak diş kalınlığı çizilmiştir. Diş kalınlığının orta noktasına “Plane” oluşturularak evolvent eğrisi aynalanarak diş oluşturulmuştur. Oluşturulan diş “Pattern” yöntemi ile mil çevresinde tasarlanacak dişli sayısı kadar çoğaltılmıştır. Daha sonra Şekil 6.4.’deki gibi tüm dişler “Extrude” özelliği ile diş uzunluğu kadar 3 boyutlu modele çevrilmiştir.



Şekil 6.4. Kardan mili ön görünüşü

6.2. Gövde Tasarımı

Gövde tasarımı da mil tasarımını benzer şekilde takip eden süreçler içermektedir. Tasarım program içerisinde “Part” sayfası açılarak 3 boyutlu tasarım gerçekleştirilmiştir. Gövdenin mil ile aynı olan modül, dişli sayısı, basınç açısı ve uzunluk bilgileri “Part” içerisinde “Parameters” sekmesinden girilmiştir. Aşağıda Tablo 6.3.’de belirtilen gövde boyutlandırılmaları (diş üstü çapı, diş dibi çapı, taksimat ve temel daire ölçüleri) Part modülü içerisinde “Relations” kısmına yazılmıştır. Profil kaydırma katsayısı $\pm 0,45$ olarak alınmıştır.

Tablo 6.3. DIN 5480 gövde evolvent profil denklemleri [40]

circular_pitch	=	$\pi \cdot \text{module}$
reference_dia	=	$\text{module} \cdot \text{no_of_teeth}$
tooth_thick	=	$\text{circular_pitch} / 2$
root_dia	=	$\text{module} \cdot \text{no_of_teeth} - 2 \cdot x_2 \cdot \text{module} + 2 \cdot h_{fp} + 0.75$
tip_dia	=	$\text{module} \cdot \text{no_of_teeth} + 2 \cdot x_2 \cdot \text{module} + 0.9 \cdot \text{module}$
base_dia	=	$\text{module} \cdot \text{no_of_teeth} \cdot \cos(30)$
hap	=	$0.45 \cdot \text{module}$
hfp	=	$0.65 \cdot \text{module}$
x2	=	-0.45
x1	=	0.45
P18	=	no_of_teeth
D1	=	width
D6	=	reference_dia
D4	=	root_dia
D7	=	tip_dia

Gövde üzerine tanımlanan diş üstü çapı, diş dibi çapı, taksimat çapı boyutlandırılarak çizildikten sonra “Relations” kısmında da isimlendirilen tüm çaplar ile parametrik eşleşme sağlanmıştır.

Diş dibi ve diş üstü yüksekliği DIN 5480 standartından broşlama imalatı için önerilen $h_{fp} = 0,55$, $h_{ap} = 0,45$ olarak seçilmiştir.

Kardan milinin diş çapları girildikten sonra gövdeyi oluşturacak en uzun ölçüsü “Extrude” ile 3 boyutlu katı modelleme dönüştürülmüştür.

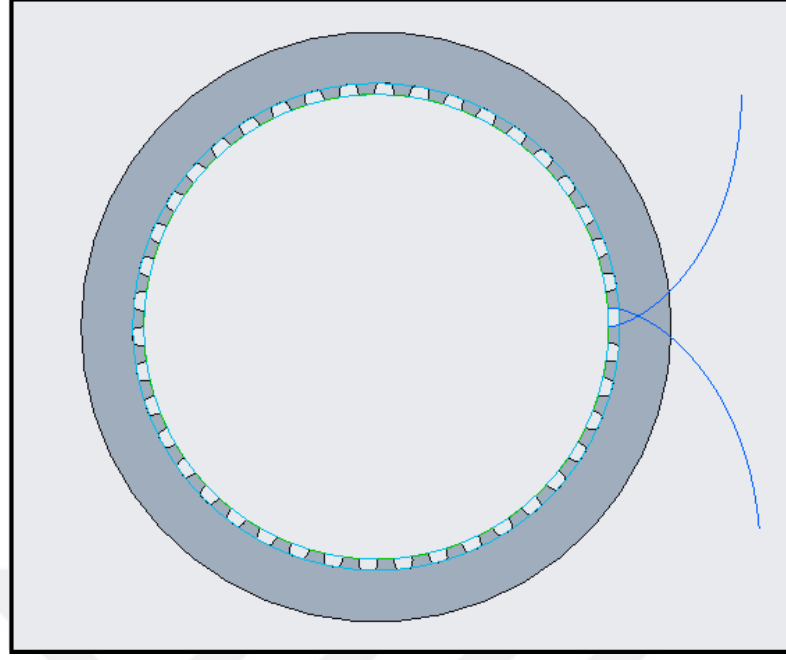
Gövdede iç dişlilerin çizilebilmesi için, sol evolvent eğrisinin çizilmesi önemlidir. Evolvent eğrileri konusunda Şekil 5.5.’de bahsedilen gövde evolvent eğrisinin aşağı Tablo 6.4.’deki parametrik denklemleri “Curve” sekmesinde bulunan “Curve from Equation” bölümü kullanılarak yazılmıştır.

Tablo 6.4. Gövde için evolvent eğri denklemleri [40]

theta	= 90*t
angle_ratio	= theta/360
S	= angle_ratio*pi*refrence_dia
base_radius	= refrence_dia/2
Xc	= base_radius*cos(theta)
Yc	= base_radius*sin(theta)
X	= Xc+(S*sin(theta))
Y	= Yc-(S*cos(theta))
Z	= 0

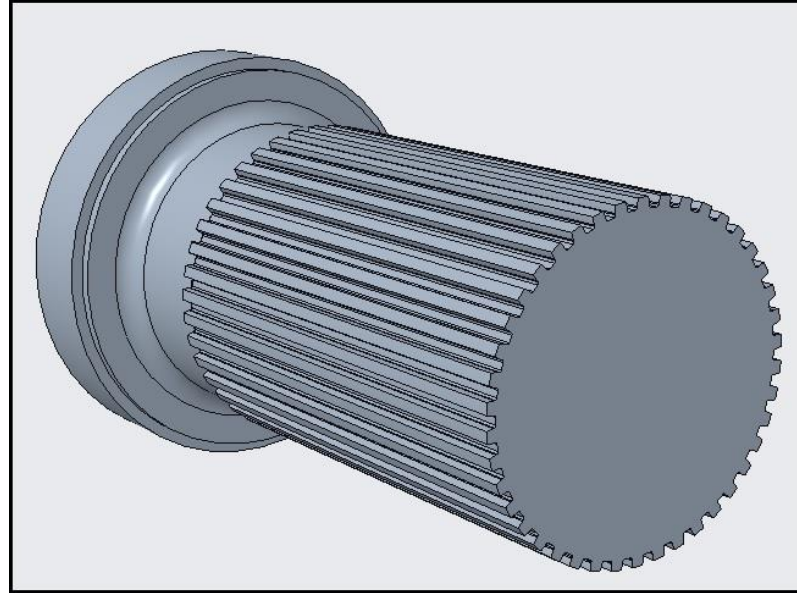
Bir sonraki adımda, mil tasarımında yapıldığı gibi diş yüzeylerini tasarlayabilmek için Tablo 6.5.’de belirtilen diş kalınlığı formülü (tooth_thick) kullanılarak diş kalınlığı çizilmiştir.

Diş uzunluğunun orta noktasına “Plane” oluşturularak evolvent eğrisi Şekil 6.5.’deki gibi aynalanarak diş oluşturulmuştur. Oluşturulan diş “Pattern” yöntemi ile mil çevresinde tasarlanacak dişli sayısı kadar çoğaltılmıştır. Daha sonra tüm dişler “Extrude” özelliği ile “Remove Metarial” uygulanarak diş boşlukları (iç dişliler) oluşturulmuştur.

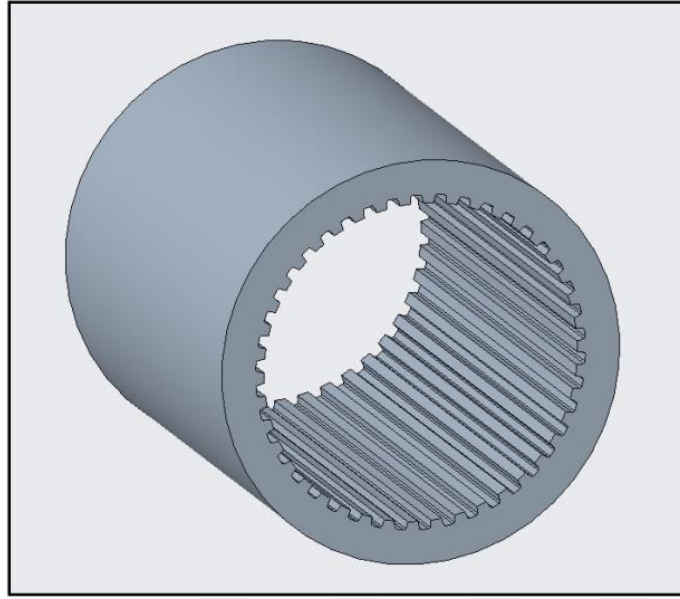


Şekil 6.5. Evolvent eğrisi ve dişli çizimi

Kardan şaftının mil ve gövde tasarımlarının tamamlanmış 3 boyutlu katı modelleri aşağıdaki Şekil 6.6. ve Şekil 6.7.'de gösterilmiştir.



Şekil 6.6. Kayıcı mil 3 boyutlu tasarımı



Şekil 6.7. Gövde 3 boyutlu tasarımı

6.3. Kardan Şaftının Analizi

Çalışmanın bu kısmında PTC Creo programı ile kardan mili tasarlandıktan sonra ANSYS programı Workbench ara yüzünde “Statik Structural” kullanılarak kardan mil ve gövde bağlantısının analizi yapılmıştır.

6.3.1. Modelin oluşturulması

Teze konu olan ve analizi yapılacak olan kardan milinin dış uzunluğu 100 mm’dir. Kardan mil-gövde bağlantısının çözüm ağı sayısının azaltılarak analizi kolaylaştırmak için Tablo 6.5.’de gösterildiği gibi uzunlukları 30- 45 ve 60 mm olan 6 farklı numune olarak tasarlanmıştır. Her bir numunenin analiz sonuçları mil tasarım standardı DIN 5480’i karşılayıp karşılamadığı incelenmiştir. Ayrıca benzeyim yöntemi ile numune sonuçlarından tez konusu olan 100 mm’lik kardan mili sonuçları elde edilmiştir.

Tasarımda milin iç kısmı çözüm ağı sayısını arttırmasına rağmen analiz sonuçlarına etki etmemektedir. Şekil 6.2.’de gösterilen kardan mili ve gövde bağlantısında milin iç kısmı boşaltılarak tasarım Şekil 6.10.’daki hale getirilmiştir. Böylece analiz çözüm süresi kısaltılarak ayrıca mil ve gövdedeki dişli alanlarında daha sık çözüm ağı oluşturulmuştur.

Analizi yapılacak olan kardan şaftı ürün kataloğuna göre 50 kNm statik yüklemeye ve 25 kNm yorulma yüklemesine dayanmaktadır. Bu nedenle her bir numune için 50 ve 25 kNm tork altında analiz yapılmıştır. 50 kNm statik yükleme altında dişlerde ilk temas başladığı andan itibaren bütün dişlilerde oluşan maksimum Von Mises gerilmeleri, maksimum şekil değiştirmeleri belirlenmiştir. 25 kNm dinamik yükleme altında da yorulma analizi gerçekleştirilerek, ömür ve güvenlik katsayısı belirlenmiştir. Tablo 6.5.'de gösterilen analizler yapılarak elde edilen analiz sonuçları yorumlanarak literatürdeki bulgular ile karşılaştırılmıştır.

Tablo 6.5. Kardan mil ve gövde numuneleri

Analiz	Numune	Diş Uzunluğu	Diş Dibi Eğrilik Yarıçapı
Analiz 1	Numune 1	30 mm	0,2 x modül
Analiz 2	Numune 2	30 mm	0,4 x modül
Analiz 3	Numune 3	45 mm	0,2 x modül
Analiz 4	Numune 4	45 mm	0,4 x modül
Analiz 5	Numune 5	60 mm	0,2 x modül
Analiz 6	Numune 6	60 mm	0,4 x modül

6.3.2. Malzemelerin mekanik özelliklerinin belirlenmesi

Öncelikle, kullanılacak malzemenin mekanik özellikleri “Engineering Data” aracılığı ile tanımlanmıştır. Kardan mil ve gövde bağlantısı için DIN 42CrMo4 çeliği kullanılmıştır. Tablo 4.1.'de verilen DIN 42CrMo4 çeliğinin mekanik özellikleri Şekil 6.8.'de gösterilen “Engineering Data” ara yüzüne girilmiştir.

Properties of Outline Row 3: 42CrMo4 Steel Structural Steel			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Material Field Variables	Table	
3	Density	7800	kg m ⁻³
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
5	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹
6	Isotropic Elasticity		
7	Derive from	Young's Modulus...	
8	Young's Modulus	2,1E+05	MPa
9	Poisson's Ratio	0,3	
10	Bulk Modulus	1,75E+11	Pa
11	Shear Modulus	8,0769E+10	Pa
12	Strain-Life Parameters		
20	S-N Curve	Tabular	
24	Tensile Yield Strength	550	MPa
25	Compressive Yield Strength	550	MPa
26	Tensile Ultimate Strength	950	MPa
27	Compressive Ultimate Strength	0	MPa

Şekil 6.8. Kardan milinin malzeme özellikleri

Dinamik yükleme altında yorulma analizi yapılarak ömür ve güvenlik katsayısı hesaplanacak olan kardan şaftı için S-N eğrilerinin doğru girilmesi önemlidir. Şekil 6.8.'de gösterilen "Engineering Data" da "S-N Curve" bölümünde daha önce literatürlerden ve çentikli çekme deneyi sonuçlarından elde edilen Şekil 4.4.'deki 42CrMo4 çeliği için S-N grafiğindeki her gerilme değerine karşılık gelen çevrim sayısı. Tablo 6.6.'daki gibi girilmiştir. Bu eğriye göre dayanım gerilimi 240 MPa olarak alınmıştır ve 10^6 çevrim ve üzeri sonsuz ömür olarak belirlenmiştir.

Tablo 6.6. 42CrMo4 için yorulma değerleri [34]

Çevrim Sayısı	Gerilim (MPa)
4000	550
10000	480
20000	420
50000	340
100000	300
200000	270
1000000	240

Mekanik malzeme özelliği belirlenen ve tasarlanan kardan mil ve gövde bağlantısı "Geometry" bölümüne yüklenerek analiz programına aktarılmıştır. Ara yüzün "Model" bölümünde ise koordinat ve sınır şartlarını belirlenen geometrik modelin

değerleri girilmiştir. Geometrik parçanın silindirik çalışması nedeni ile kartezyen koordinat sistemi, silindirik koordinat sistemi olarak değiştirilmiştir.

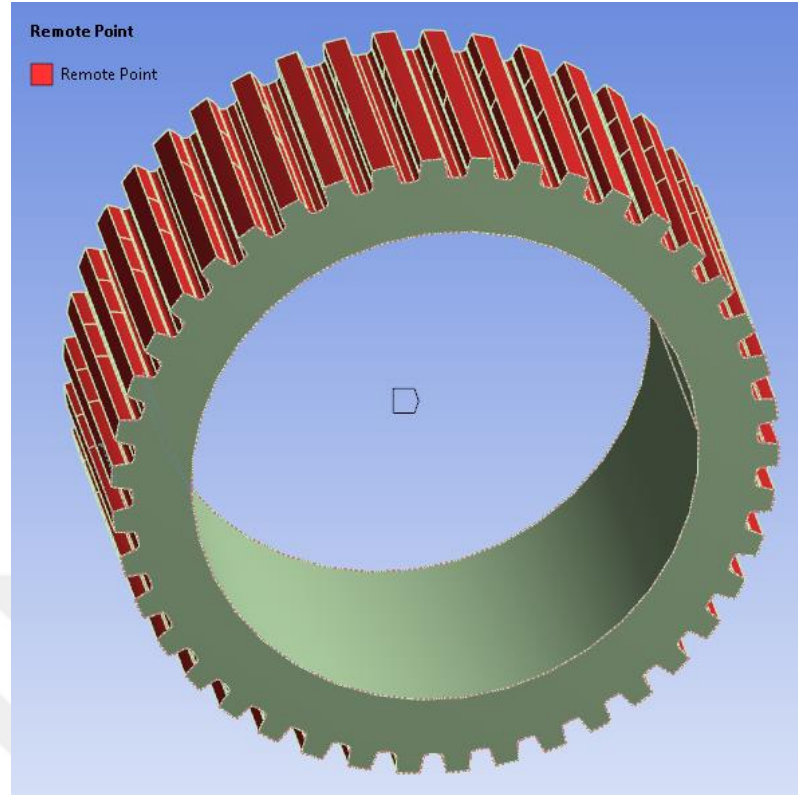
6.3.3. Parçalar arası bağlantıların oluşturulması

Kardan milinin dış yüzeyleri sürtünme hareketinin yanı sıra üzerindeki döndürme momenti etkisi ile birbirleri ile temas kurarlar. Bu neden ile kardan milinin dış yüzeyleri “Connections- Contact” bölümünden “Frictional” yüzey olarak seçilir. Sürtünme katsayısı sünek çelik malzemeler için 0,2 olarak alınmıştır. Milin iki farklı analizde 50 ve 25 kNm tork uygulanmıştır.

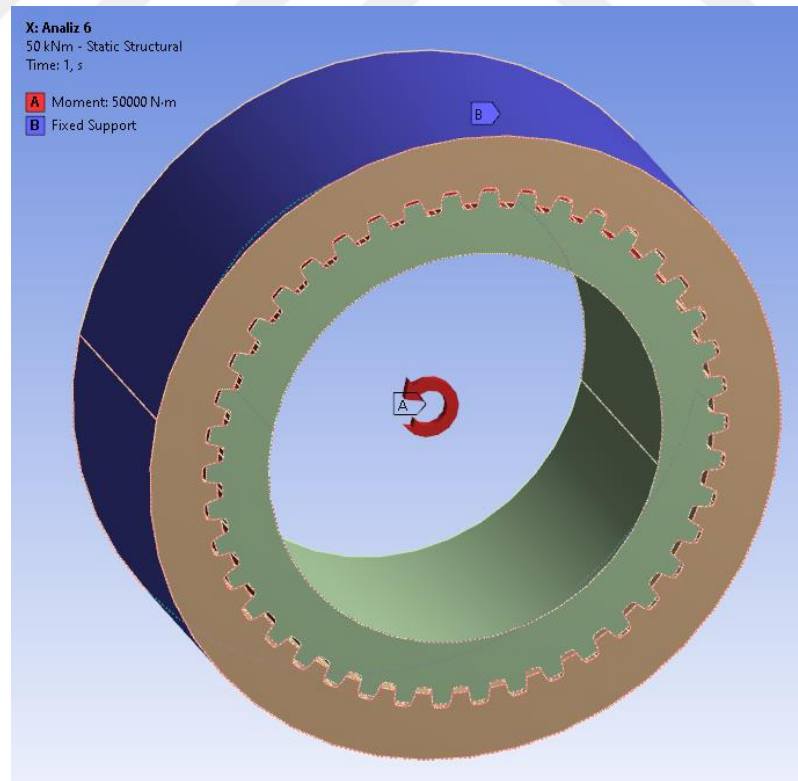
6.3.4. Sınır şartlarının belirlenmesi ve yükleme koşulları

Analizin bu aşamasında sınır şartı olarak gövde yapısının dış çevresini sabitlemek için çevresi “Fixed Support” olarak seçilmiştir. Mil üzerinden uygulanacak momentin eşdeğer dağılması için mil yapısının tüm dişli yüzeyi seçilerek Şekil 6.9.’daki gibi “Remote Point” oluşturulmuştur. Analize “Moment” ekleyerek moment uygulama noktası “Remote Points” olarak seçilmiştir.

Analizin son aşamasında analiz çözümü gerçekleştirildikten sonra incelenecek analizler türleri seçilir. Yapılan bu çalışmada eşdeğer gerilmeler, toplam deformasyon, ömür, güvenlik faktörü seçilmiştir. Gerilmelerin en çok görüleceği yer olan dişliler için ihtiyaca göre farklı analizler uygulanabilir.



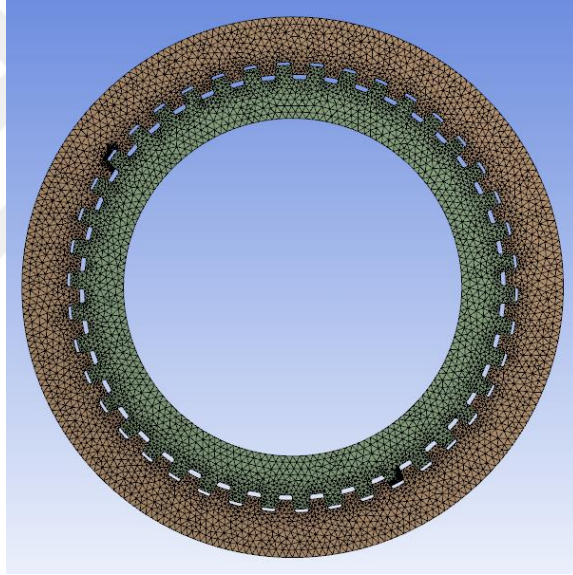
Şekil 6.9. Remote point alanı



Şekil 6.10. Sınır şartı ve yükleme durumu

6.3.5. Çözüm ağı (mesh) oluşturulması

Problemin çözümünün sağlanması için geometrik model, sonlu elemanlar yöntemi ile birim parçalara bölmek için “Mesh” uygulaması kullanılmıştır. Yapılan çözüm ağlarının sonuçları karşılaştırıldığında mesh için en iyi sonuç “Automatic Method” ile elde edilmiştir. Mesh bölümünde Sizing komutu kullanılarak model üzerinde birim elemana ayrılan elemanların ölçüsü 2 mm olarak belirlenmiştir. Tüm dişli yüzeylerine ise “Face Sizing” uygulanarak eleman büyüklükleri 1 mm seçilmiştir. Ayrıca mil ve gövdede maksimum değerlerin olduğu dış yüzeylerine “Refinement” uygulanarak o bölgedeki çözüm ağı eleman sayısı arttırılmıştır. Uygulanan çözüm ağı Şekil 6.11.’de gösterilmiştir.



Şekil 6.11. Kardan mili için çözüm ağı

6.3.6. Çözüm ağı (mesh) kalitesi

Çözüm ağlarında her bir eleman için kalite “0-1” aralığında belirlenmektedir. Çözüm ağının genel ortalama kalitesi ise “Average Mesh Metrics” ile okunmaktadır. Bu doğrultuda 1 en yüksek kaliteyi temsil ederken 0’a yaklaştıkça eleman kalitesi düşmektedir. Ek olarak ortalama Skewness ve Orthogonal değerleri de çözüm ağı kalitesi için önemli parametrelerdir. Bu değerler için ortalama çarpıklık değeri

(Skewness) 0- 0,50 arasında, ortalama diklik değeri (Orthogonal) ise 1 – 0,70 arasında olması kaliteli bir ağ yapısı olduğunu göstermektedir [32,41].

2 boyutlu eleman için;

$$\text{Eleman kalitesi} = C \left(\frac{\text{Alan}}{\sum(\text{Kenar Uzunluğu})^2} \right) \quad (6.1)$$

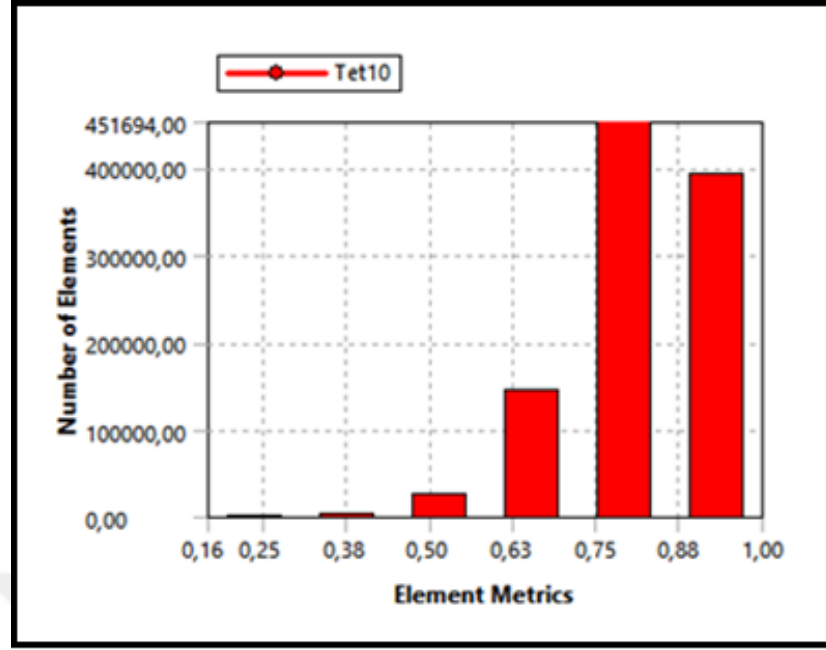
3 Boyutlu eleman için;

$$\text{Eleman kalitesi} = C \left(\frac{\text{Hacim}}{[\sum(\text{Kenar Uzunluğu})^2]^3} \right) \quad (6.2)$$

Tablo 6.7. Çözüm ağı kalitesi (mesh quality)

Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Standard Mechanical
☐ Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	High
Mesh Metric	Element Quality
☐ Min	0,16493
☐ Max	0,99999
☐ Average	0,81701
☐ Standard Deviation	0,1024
Inflation	
Advanced	
Statistics	
☐ Nodes	1488760
☐ Elements	1013339

Tablo 6.7.'de gösterildiği gibi yapılan çözüm ağında ortalama eleman kalitesi 0.81'dur. Şekil 6.12'da çözüm ağındaki elemanların kalite değerleri gösterilmiştir. Eleman kalitesi için maksimum 1 değerine ulaşılırken, minimum değeri ise 0.16'dır. Standart sapması ise 0.10'dir. Diklik ortalama kalitesi (orthogonal quality) 0.75'dir. Skewness ortalama çarpıklık değeri incelendiğinde 0.25 çıkmaktadır. Çözüm ağının kaliteli olması için gereken özellikler kullanılan programın dokümanlarında belirtilmektedir. Bu analizde kurulan ağ yapısı bu dokümana göre referans alınmıştır [42].

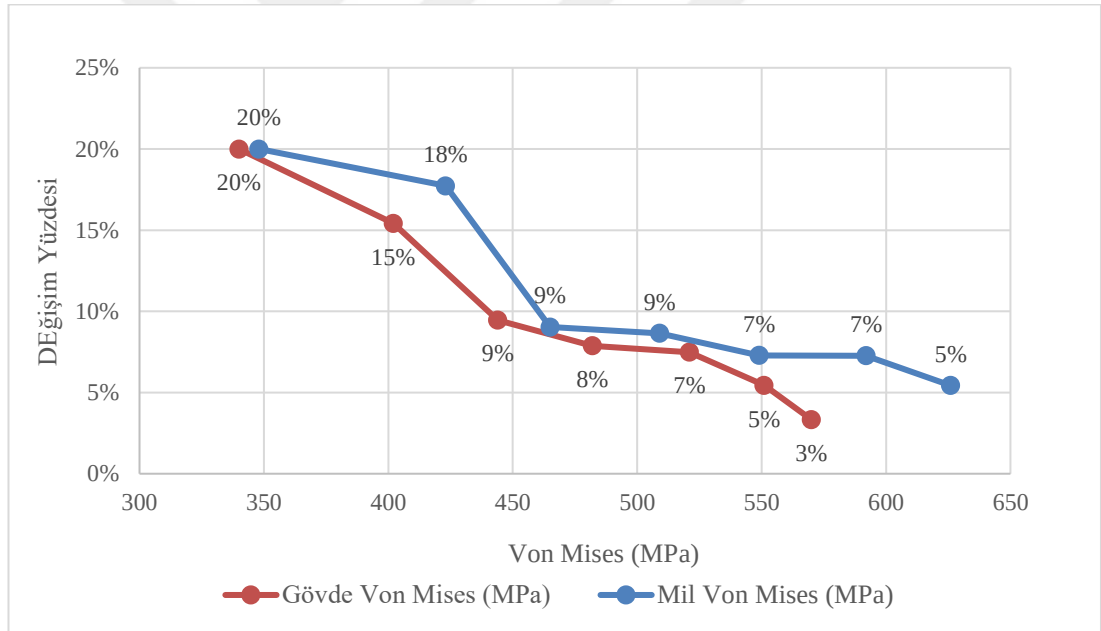


Şekil 6.12. Çözüm ağındaki elemanlar için kalite grafiği

Kullanılan çözüm ağında Analiz 1 için yakınsayan gerilme değerlerine ulaşılması hedeflenmiştir. Ancak Tablo 6.8.’de ve Şekil 6.13.’de gösterildiği gibi mil ve gövde bağlantısı için 7 kere çözüm yapılmıştır. Analiz sonuçlarında %1’lik yakınsama sağlanamamıştır. Çözüm ağı üzerinde oluşan “Stress Singularity” nedeni ile sonuçlar sonsuz sayıda ilerlemektedir. Bu nedenle gerçek sonuç olarak gerilme değerleri ve güvenlik faktörleri “Stress Singularity” oluşan bölgelere yakın noktalardan alınmıştır.

Tablo 6.8. Mesh optimizasyon tablosu

Çözüm Sayısı	Gövde Von Mises (MPa)	Gövde Von Mises (MPa) Değişim Yüzdesi	Mil Von Mises (MPa)	Mil Von Mises (MPa) Değişim Yüzdesi	Yüzey Ölçüsü	Düğüm Sayısı	Eleman Sayısı
1	340	20%	348	20%	4 mm	750.451	697.697
2	402	15%	423	18%	3 mm	819.596	750.285
3	444	9%	465	9%	2 mm	948.494	945.990
4	482	8%	509	9%	1,5 mm	1.164.278	1.001.385
5	521	7%	549	7%	1,5 mm	1.137.545	1.005.322
6	551	5%	592	7%	1 mm	1.350.878	1.122.862
7	570	3%	626	5%	1 mm	1.488.760	1.013.339



Şekil 6.13. Analiz sonuçlarının yakınsama grafiği

BÖLÜM 7. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

7.1. Analiz Sonuçları

Çalışmanın bu bölümünde 6 farklı numune için yapılan analizden elde edilen sonuçlar gösterilirken araştırma bulguları güncel literatür ile doğruluğu mukayese edilmiştir.

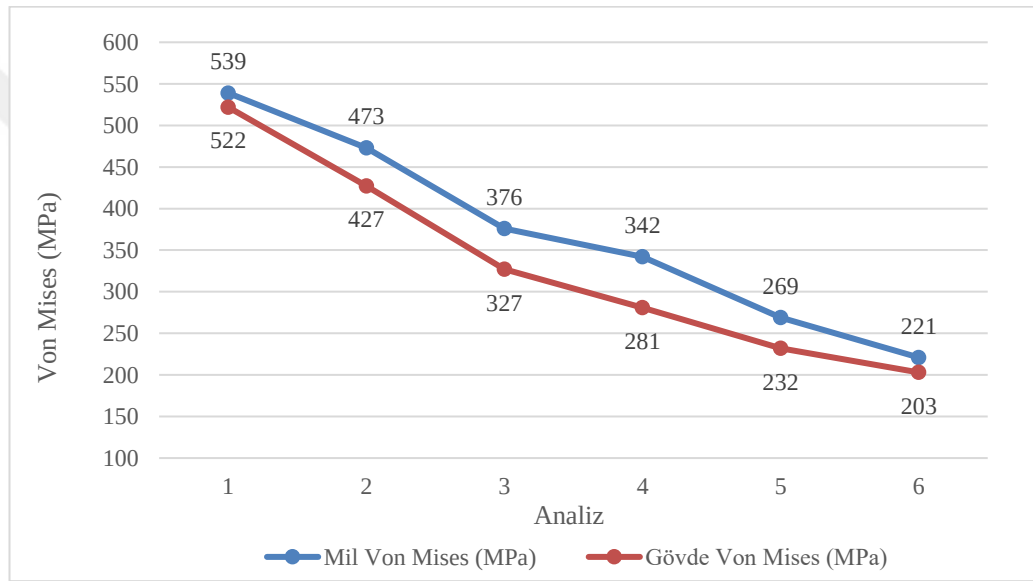
7.1.1. Von Mises gerilmeleri (eşdeğer gerilme)

Sünek malzemeden üretilen kardan mili ve gövde yapısında sonlu elemanlar yöntemi ile analiz yaparken milde burulma ve dişlide eğilmeye zorlama ile oluşacak gerilmelerin hesaplanmasında Von Mises (Eşdeğer Gerilme) değeri kullanılır. Bu neden ile ortalama Von Mises değerinin akma gerilmesinin altında olması beklenmektedir. Bu çalışmada, 6 farklı analiz gerçekleştirilmiştir. Analizler kendi içlerinde benzer özellikteki diğer numune sonuçları ile kıyaslanmıştır. Tüm analiz sonuçlarında milde oluşan Von Mises değeri ve gövdede oluşan Von Mises değerleri birbirine oldukça yakın çıkmaktadır. Diğer bir bulgu ise milde oluşan eşdeğer gerilimler gövdede oluşan gerilme kıyasla daha büyüktür. Kardan mil ve gövdesinin statik analiz sonuçlarının DIN 5480 standardına göre uygun olması için malzemenin plastik şekil değiştirmeye uğramaması gerekmektedir.

Çözüm ağında oluşan “Stress Singularity” alanları nedeniyle analiz çözümleri yakınsamayarak sonsuz sayıda ilerlemektedir. Bu alanlarda sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizler hatalı hesaplanmaktadır. Bu nedenle tüm analiz sonuçları için Stress Singularity bölgelerinde yakınsayan değerler seçilmiştir.

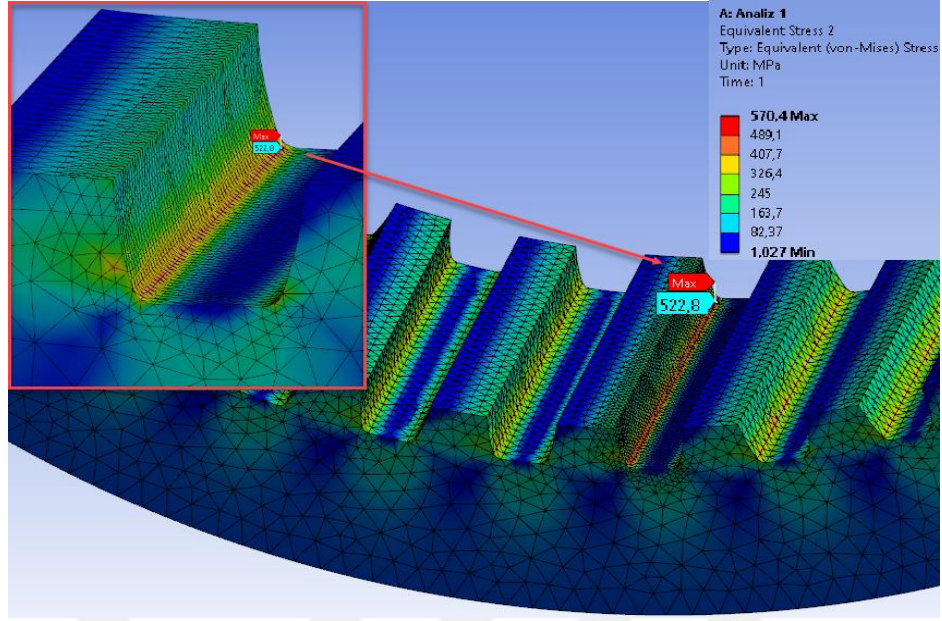
Tablo 7.1. Mil ve gövde için Von-Mises gerilme değerleri

Analiz	Mil Dış Boy (mm)	Dış Dibi Radius (mm)	Moment (kNm)	50 kNm Gövde Von Mises (MPa)	50 kNm Mil Von Mises (MPa)
1	30	0,2 x modül	50	522	539
2	30	0,4 x modül	50	427	473
3	45	0,2 x modül	50	327	376
4	45	0,4 x modül	50	281	342
5	60	0,2 x modül	50	232	269
6	60	0,4 x modül	50	203	221

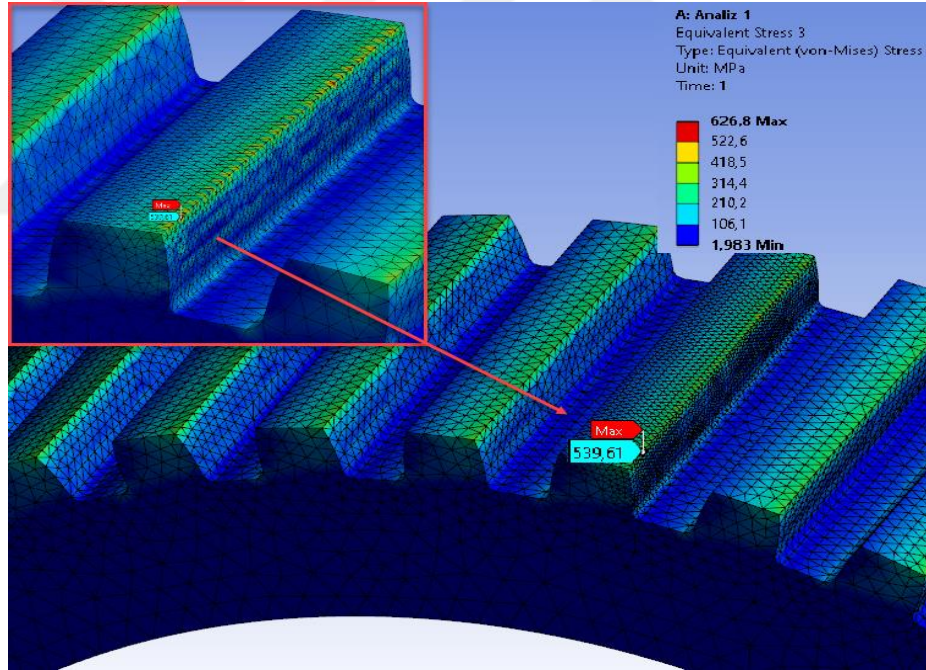


Şekil 7.1. Mil ve gövde için Von-Mises gerilme grafiği

Eşdeğer Gerilme (Von Mises) değerleri için 6 farklı numunenin analiz sonuçları Tablo 7.1.'de tablo halinde ve Şekil 7.1.'de tek grafik halinde gösterilmiştir. Analiz 1 sonuçlarına bakıldığında milde 539 MPa, gövdede ise 522 MPa gerilme oluşarak kullanılan malzemenin akma sınırı olan 550 MPa gerilme değerine oldukça yakın çıkmıştır. Analiz 2 sonuçlarında ise artan dış dibi yarıçapı ile milde 473 Mpa, gövdede ise 427 Mpa gerilme ise akma sınırından uzaklaşmıştır. Her analiz sonucunda eşdeğer gerilmeler azalma görülmüştür.

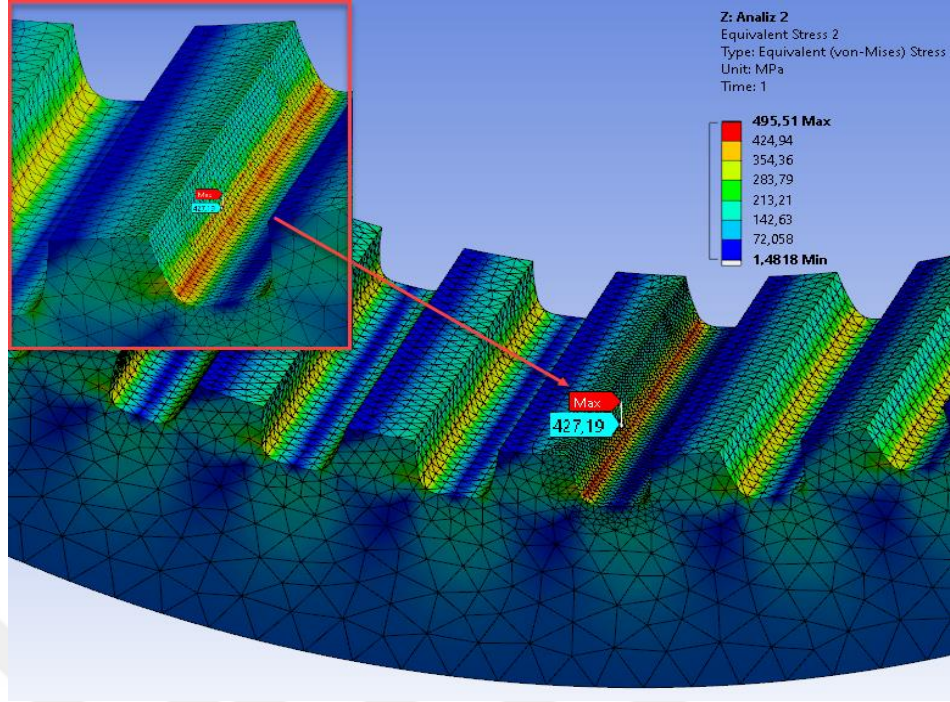


Şekil 7.2. Analiz 1 gövde Von-Mises gerilmeleri

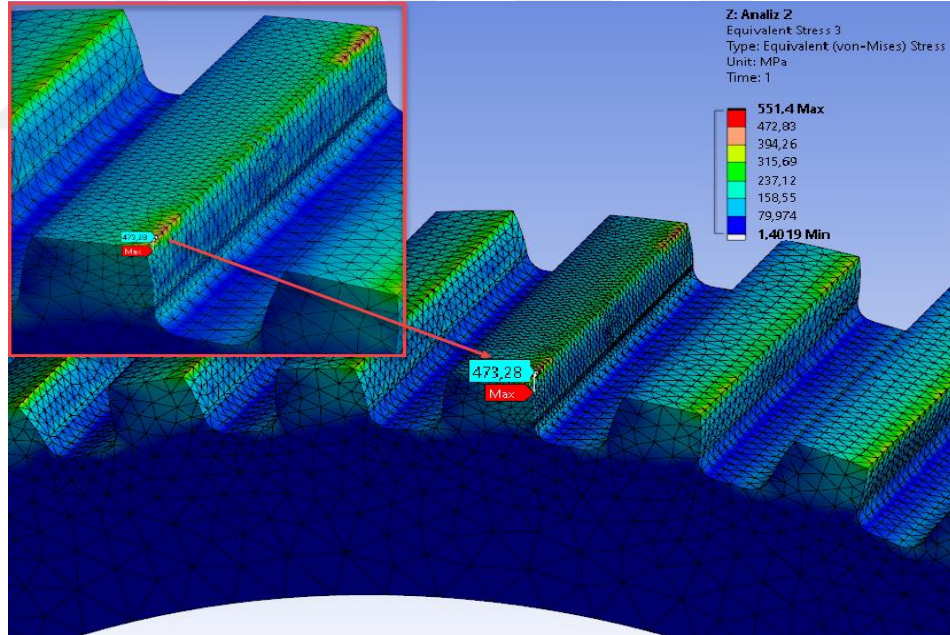


Şekil 7.3. Analiz 1 mil Von-Mises gerilmeleri

Şekil 7.3.’de mil, Şekil 7.2.’de gövde için Analiz 1’in sonuçları gösterilmektedir. Sonuçlar malzeme akma sınırının üzerinde eşdeğer gerilmeye ulaşılmıştır. “Stress Singularity” alanının yakında çözüm değeri seçildiğinde akma sınırına yakın bir değer elde edilmektedir.

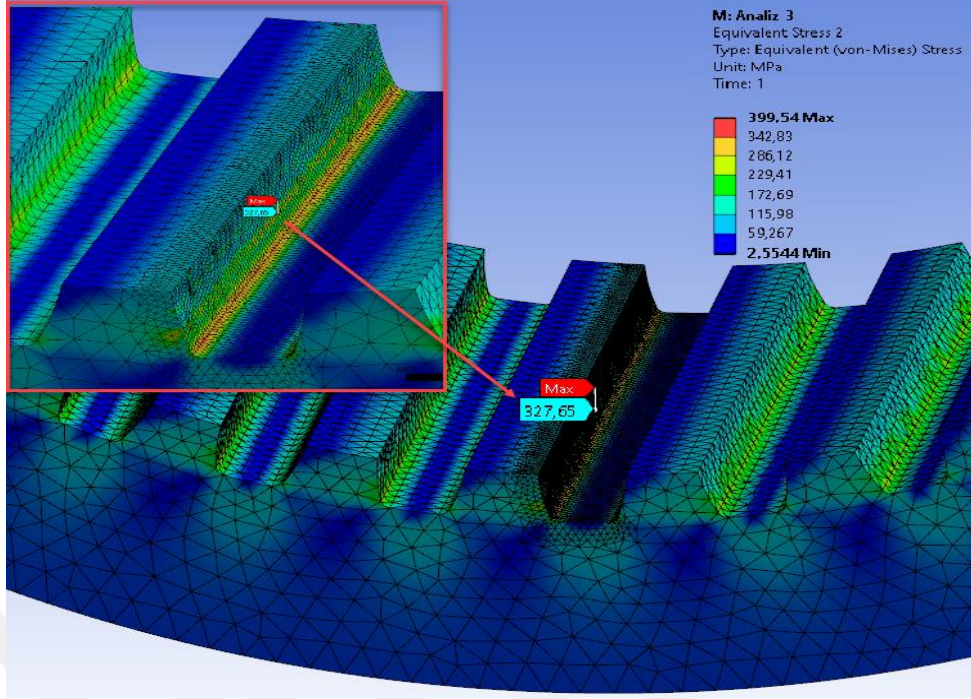


Şekil 7.4. Analiz 2 gövde Von-Mises gerilmeleri

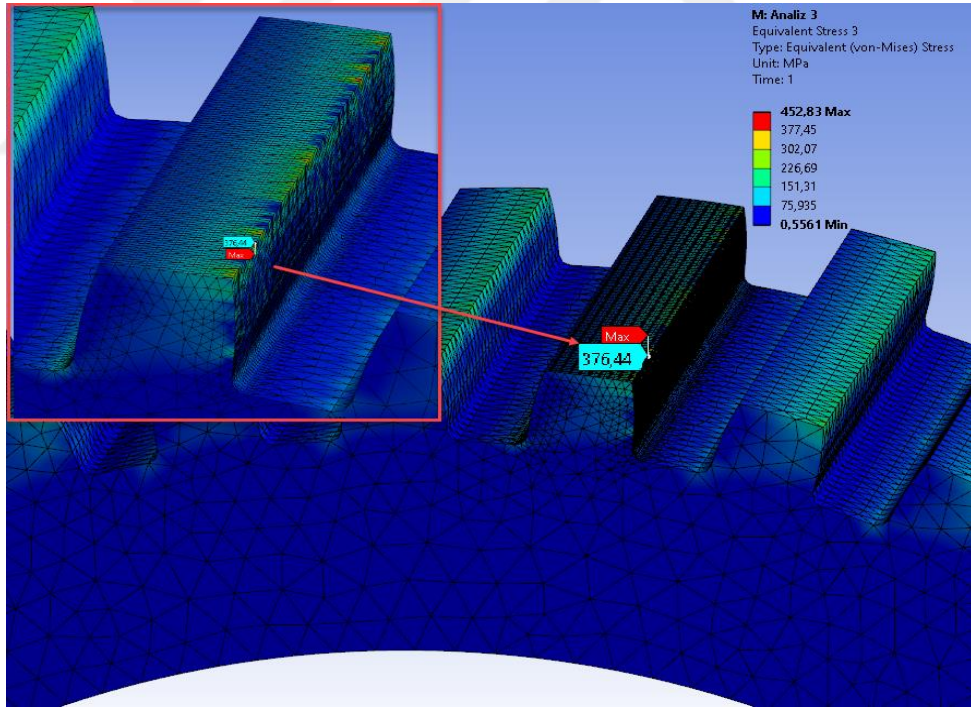


Şekil 7.5. Analiz 2 mil Von-Mises gerilmeleri

Şekil 7.5.'de mil, Şekil 7.4'de gövde için Analiz 1'in sonuçları gösterilmektedir. Sonuçlar malzeme akma sınırının üzerinde eşdeğer gerilmeye ulaşılmıştır. "Stress Singularity" alanının yakında çözüm değeri seçildiğinde akma sınırına yakın bir değer elde edilmektedir.

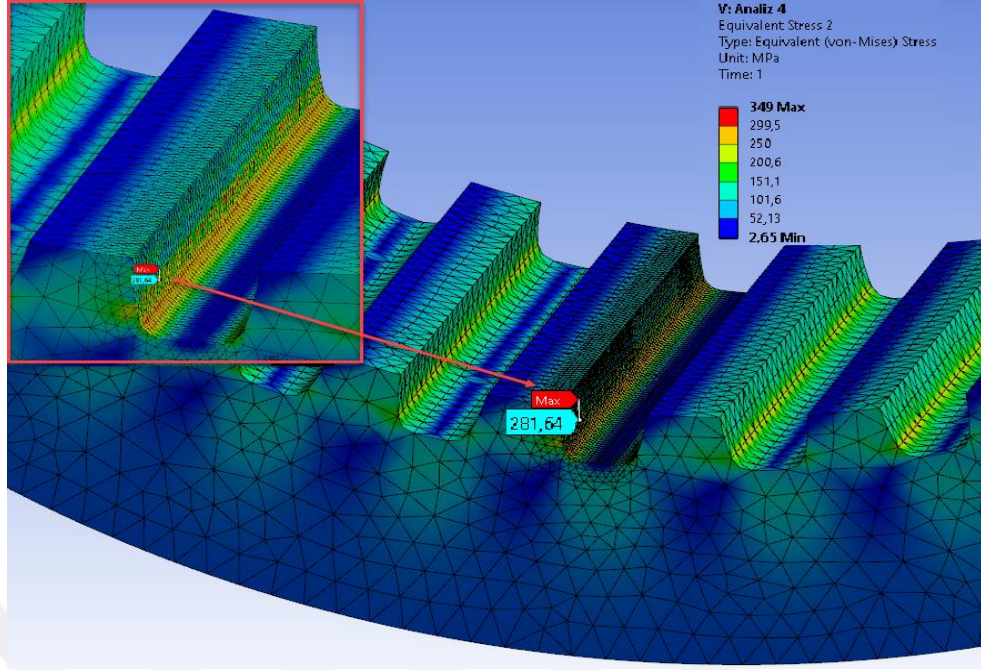


Şekil 7.6. Analiz 3 gövde Von-Mises gerilmeleri

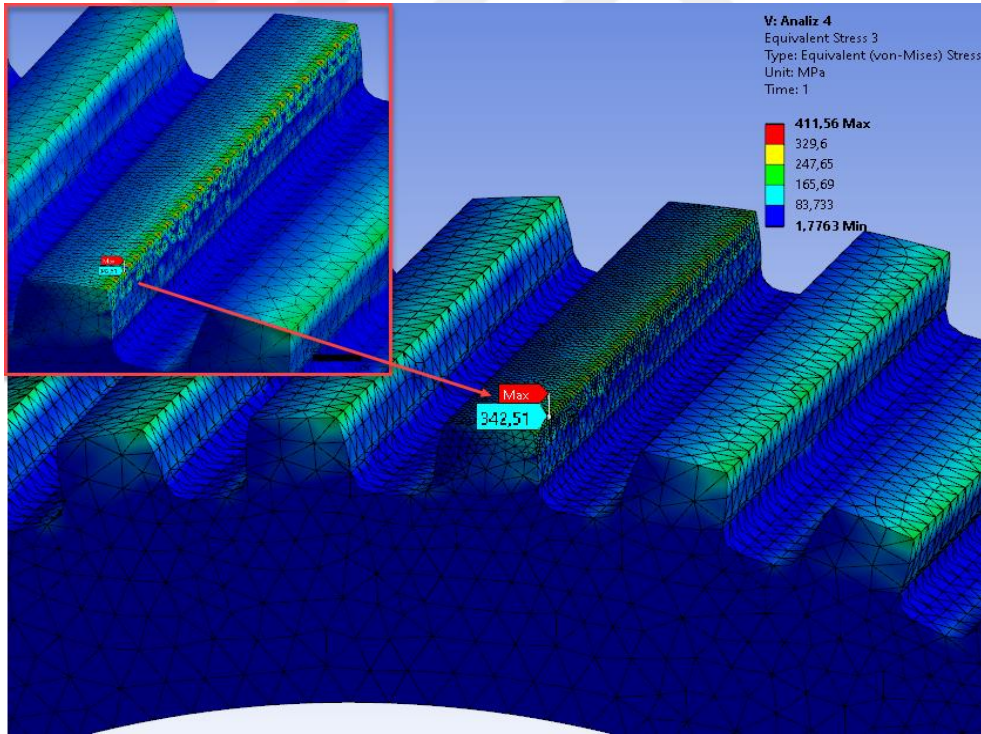


Şekil 7.7. Analiz 3 mil Von-Mises gerilmeleri

Şekil 7.7. ve Şekil 7.6.'da statik yükleme altında Analiz 3 sonuçlarına bakıldığında akma gerilmesinin altında eşdeğer gerilmeye ulaşılmıştır.

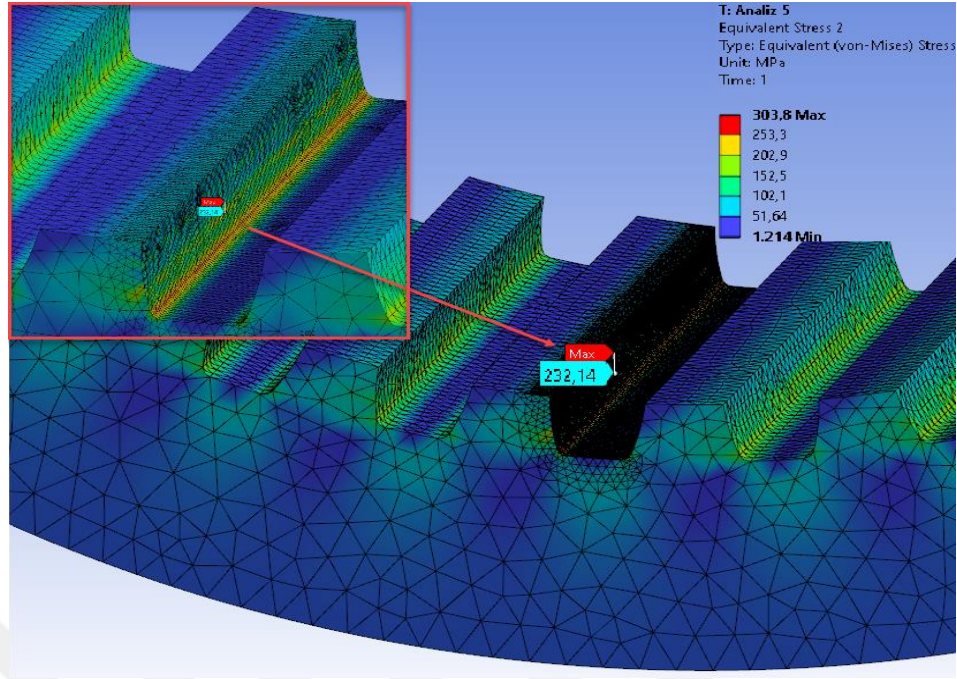


Şekil 7.8. Analiz 4 gövde Von-Mises gerilmeleri

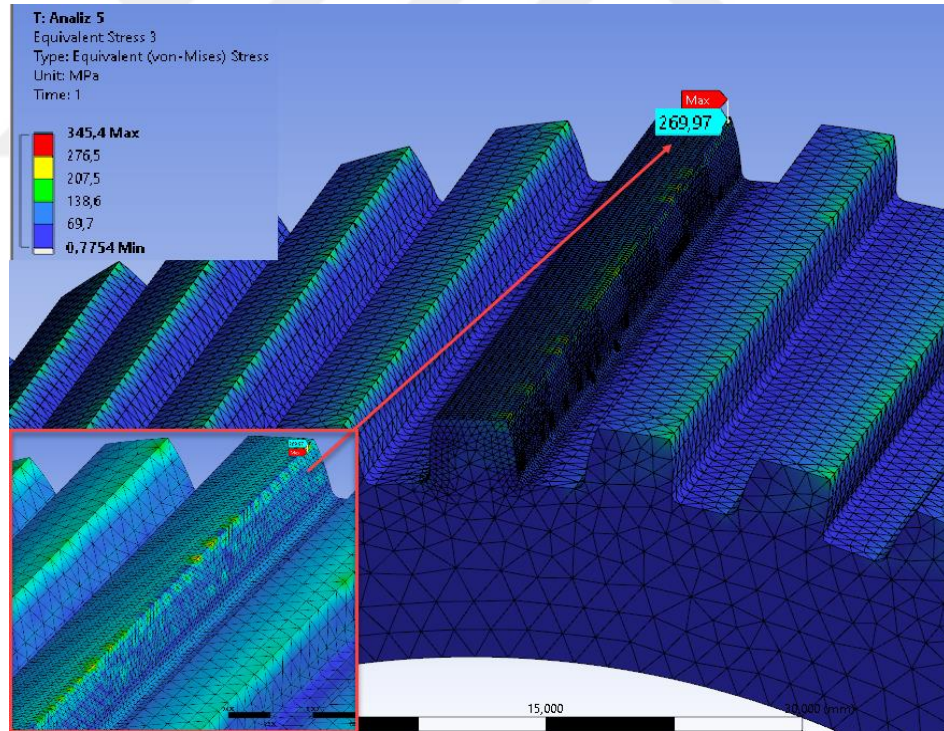


Şekil 7.9. Analiz 4 mil Von-Mises gerilmeleri

Şekil 7.9. ve Şekil 7.8.'de statik yükleme altında Analiz 4 sonuçlarına bakıldığında akma gerilmesinin altında eşdeğer gerilmeye ulaşılmıştır.

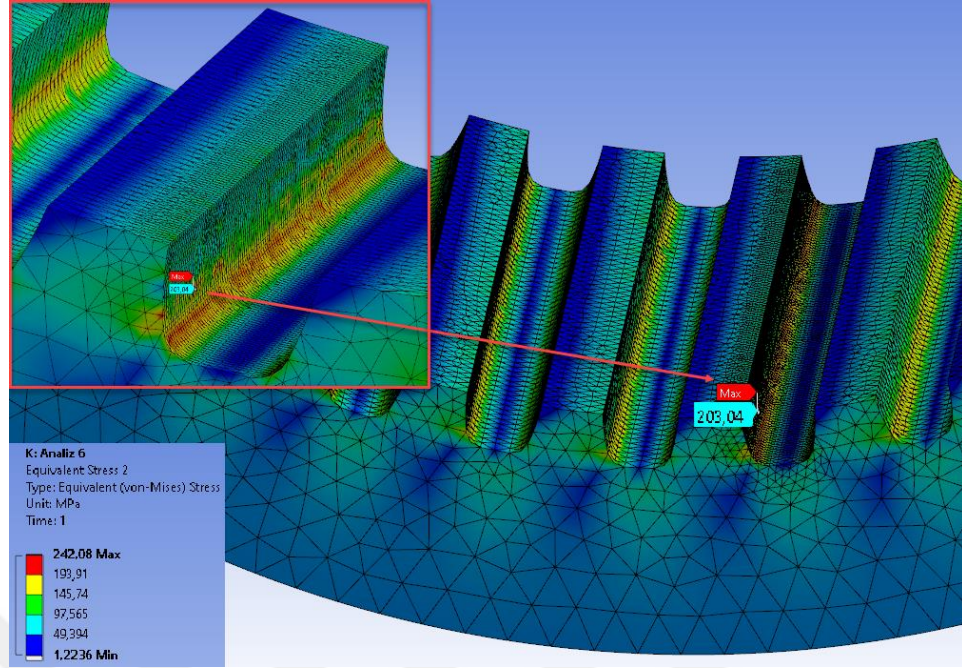


Şekil 7.10. Analiz 5 gövde Von-Mises gerilmeleri

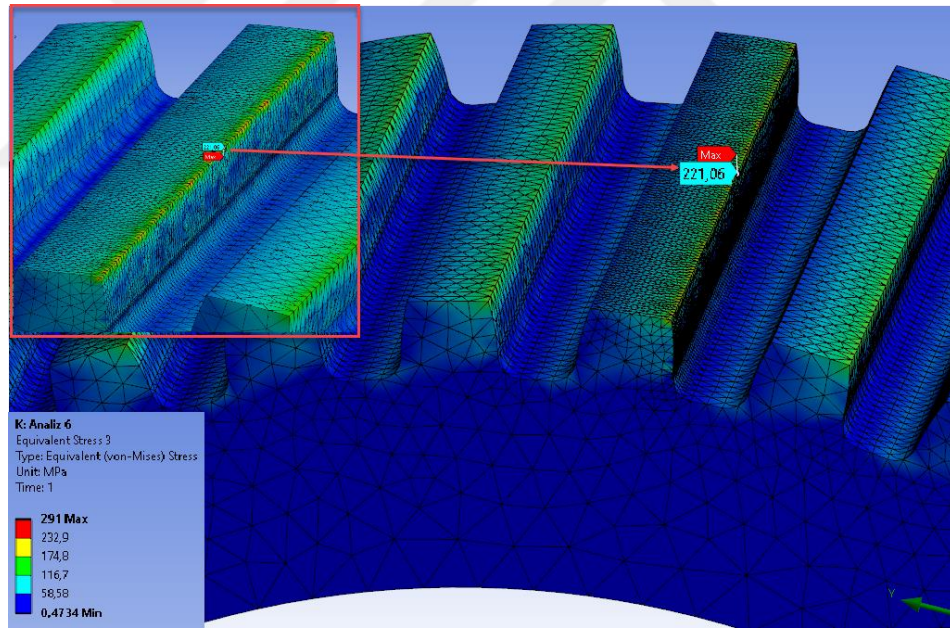


Şekil 7.11. Analiz 5 mil Von-Mises gerilmeleri

Şekil 7.11. ve Şekil 7.10.'da statik yükleme altında Analiz 5 sonuçlarına bakıldığında akma gerilmesinin altında eşdeğer gerilmeye ulaşılmıştır.



Şekil 7.12. Analiz 6 gövde Von-Mises gerilmeleri



Şekil 7.13. Analiz 6 mil Von-Mises gerilmeleri

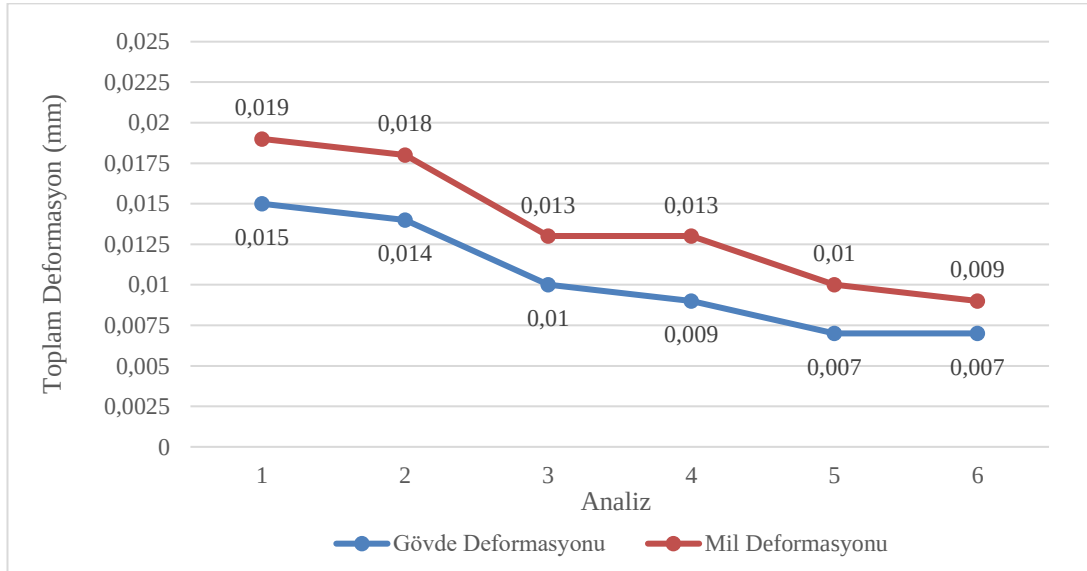
Şekil 7.13. ve Şekil 7.12.'de statik yükleme altında Analiz 6 sonuçlarına bakıldığında akma gerilmesinin altında eşdeğer gerilmeye ulaşılmıştır.

7.1.2. Toplam deformasyon (yer deřiřtirme)

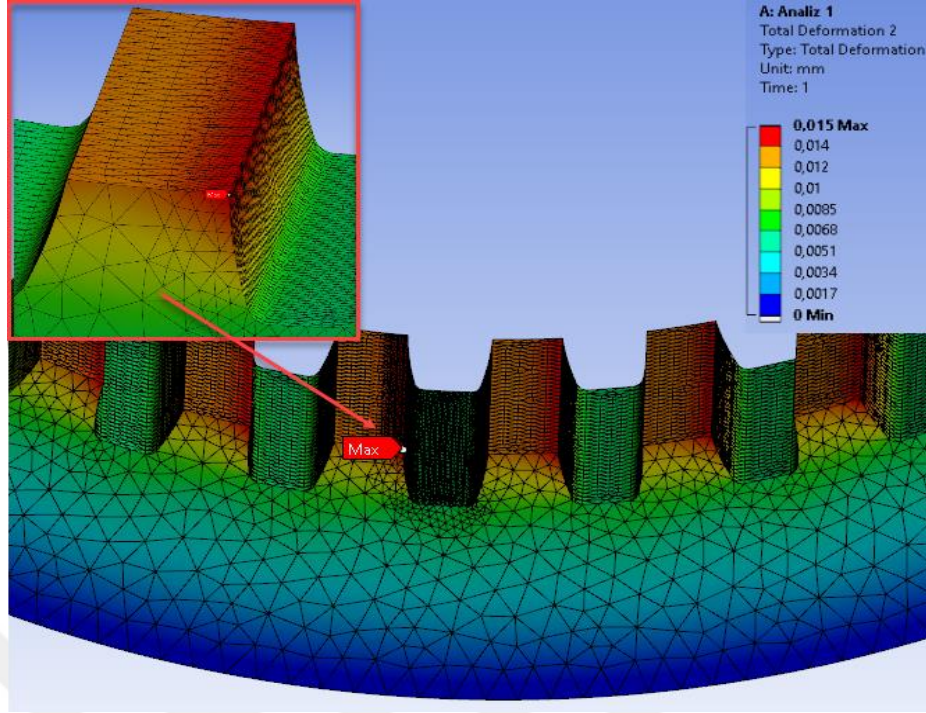
Tablo 7.2.'de ve şekil 7.14.'de statik yükleme altında oluşan toplam deformasyonlar değerleri gösterilmiştir. Genel olarak sonuçlar incelendiğinde tüm analizler için milde oluşan toplam deformasyon gövdede oluşan deformasyondan daha büyük olduğu görülmektedir. Kardan mili için maksimum gerilme dış dibinde oluşurken, gövde için maksimum gerilme dış řt kenarlarında oluşmuştur.

Tablo 7.2. Toplam deformasyon değerleri

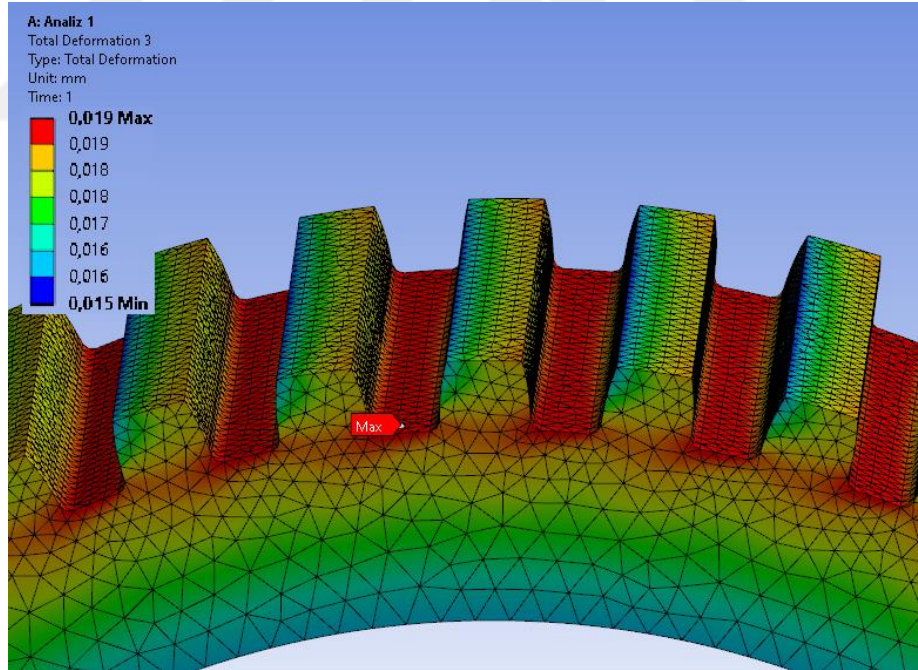
Analiz	Mil Dış Boyu (mm)	Dış Dibi Radius (mm)	Moment (kNm)	50 kNm Gövde	50 kNm Mil
				Toplam Deformasyon (mm)	Toplam Deformasyon (mm)
1	30	0,2 x modül	50	0,015	0,019
2	30	0,4 x modül	50	0,014	0,018
3	45	0,2 x modül	50	0,01	0,013
4	45	0,4 x modül	50	0,009	0,013
5	60	0,2 x modül	50	0,007	0,01
6	60	0,4 x modül	50	0,007	0,009



şekil 7.14. Toplam deformasyon grafiği

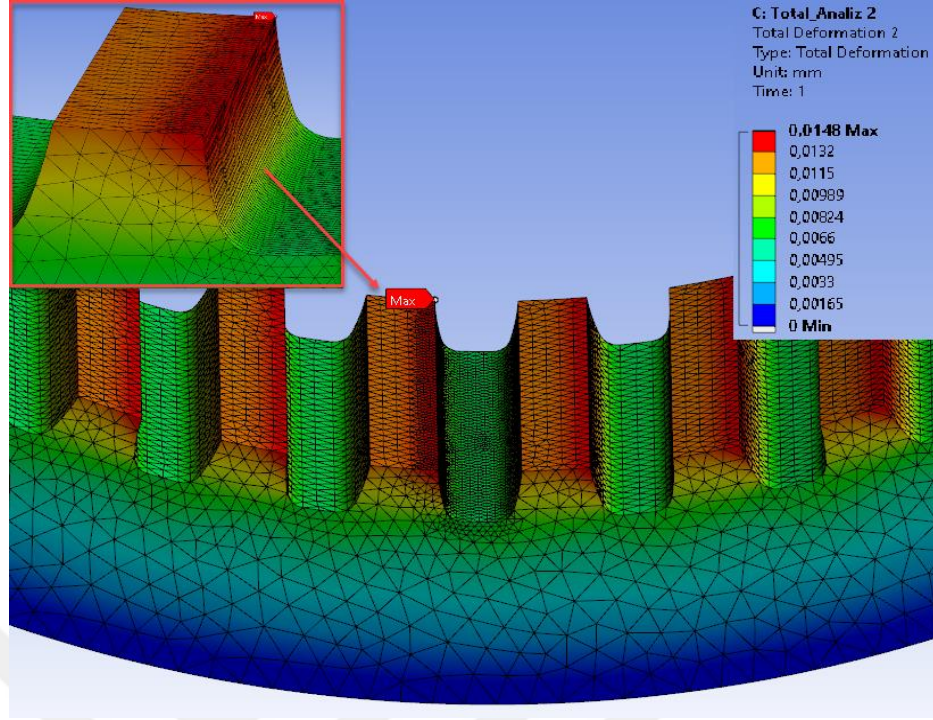


Şekil 7.15. Analiz 1 gövde toplam deformasyonu

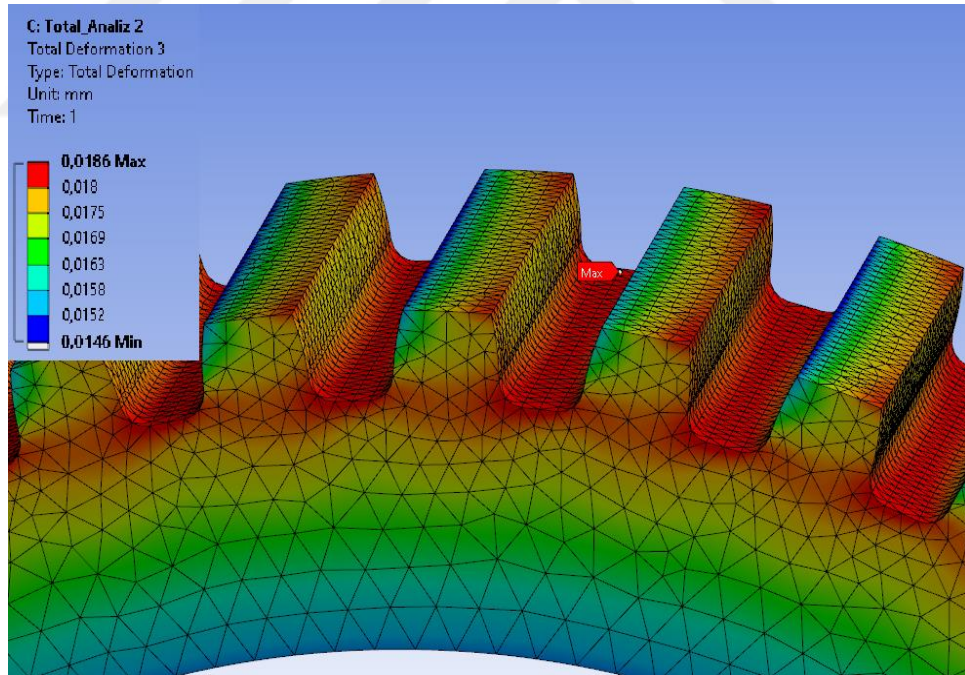


Şekil 7.16. Analiz 1 mil toplam deformasyonu

Analiz 1 için Şekil 7.15.'de gövde için toplam deformasyon 0,0015 mm iken, Şekil 7.16.'da milde oluşan toplam deformasyon 0,019'dur

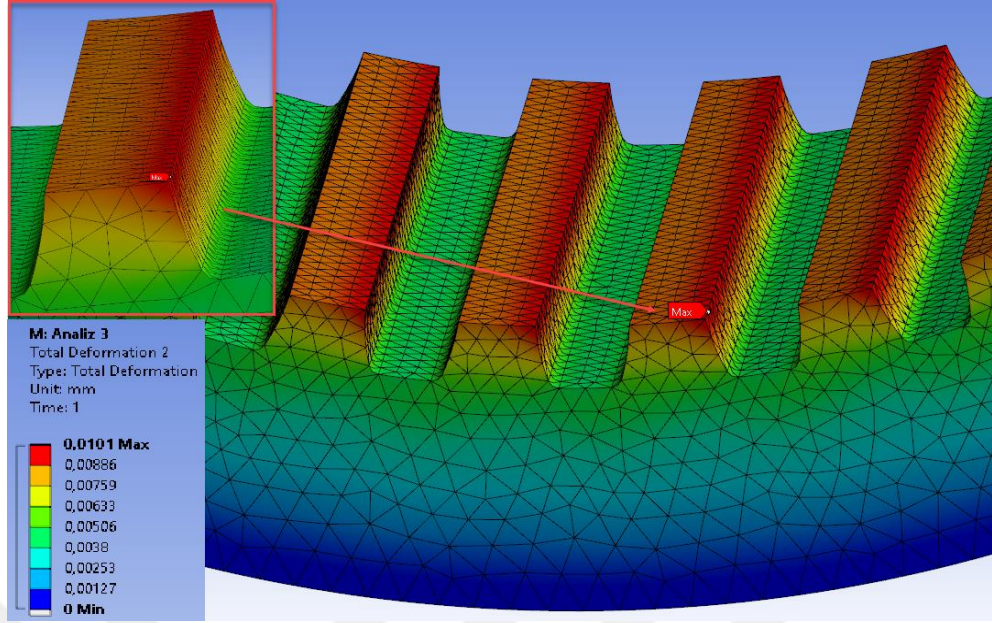


Şekil 7.17. Analiz 2 gövde toplam deformasyonu

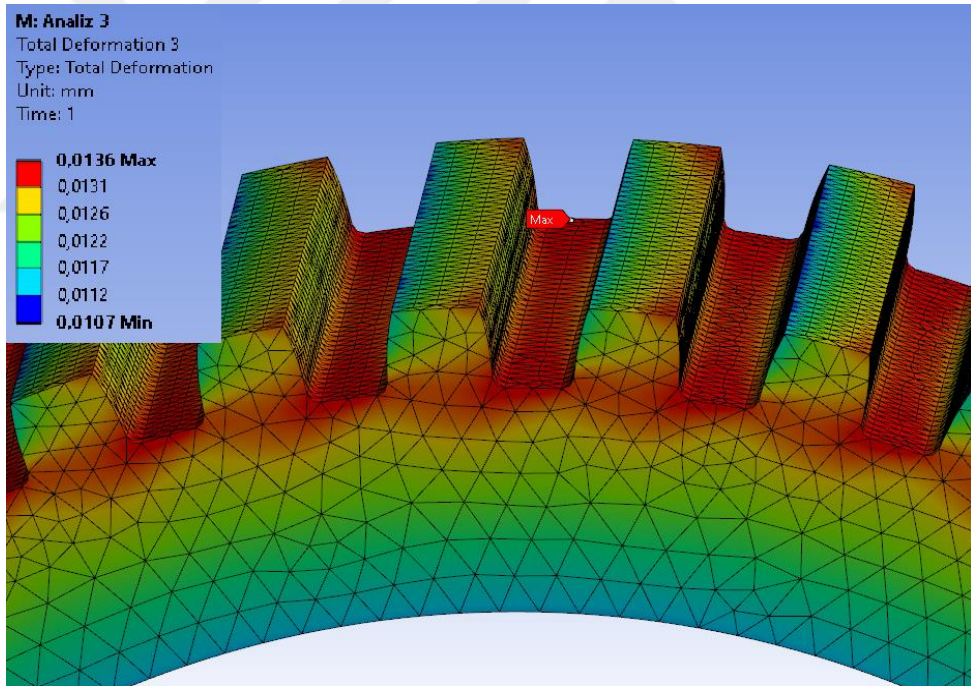


Şekil 7.18. Analiz 2 mil toplam deformasyonu

Analiz 2 için Şekil 7.17.'de gövde için toplam deformasyon 0,014 mm iken, Şekil 7.18.'de milde oluşan toplam deformasyon 0,018'dir.

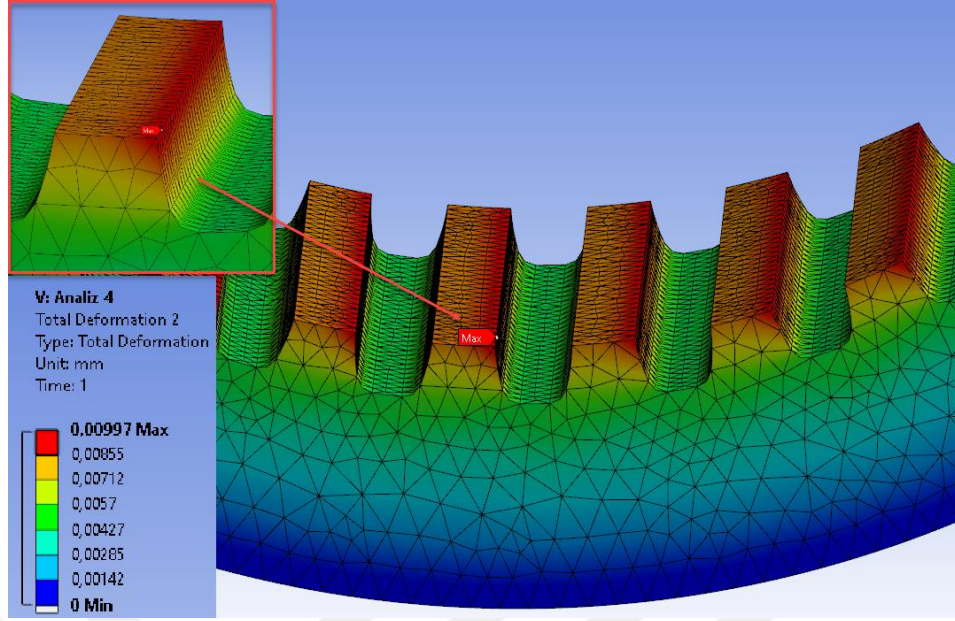


Şekil 7.19. Analiz 3 gövde toplam deformasyonu

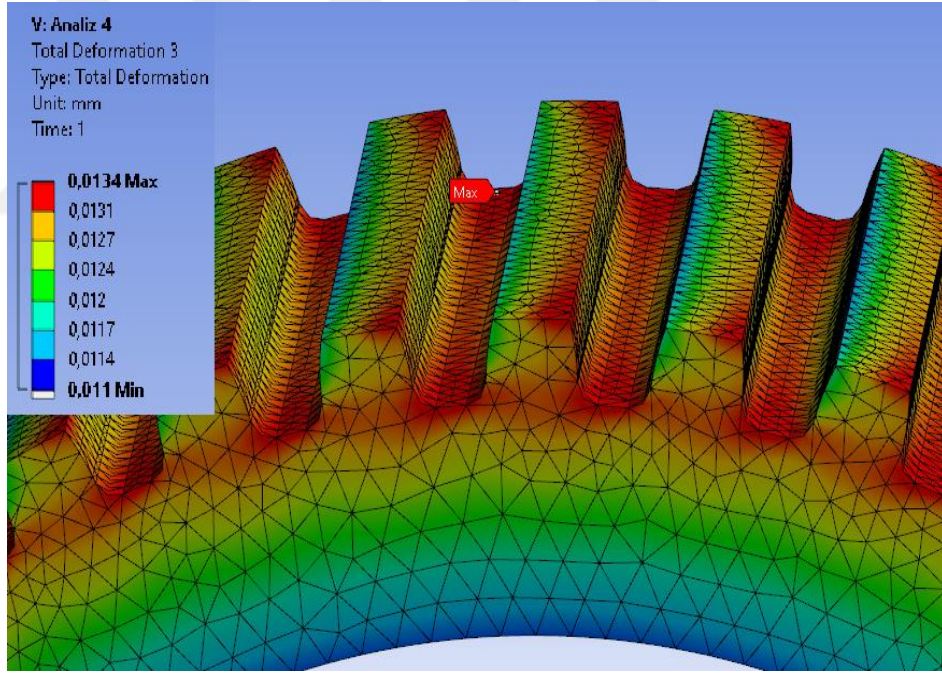


Şekil 7.20. Analiz 3 mil toplam deformasyonu

Analiz 3 için Şekil 7.19.'da gövde için toplam deformasyon 0,010 mm iken, Şekil 7.20.'de milde oluşan toplam deformasyon 0,013'dür.

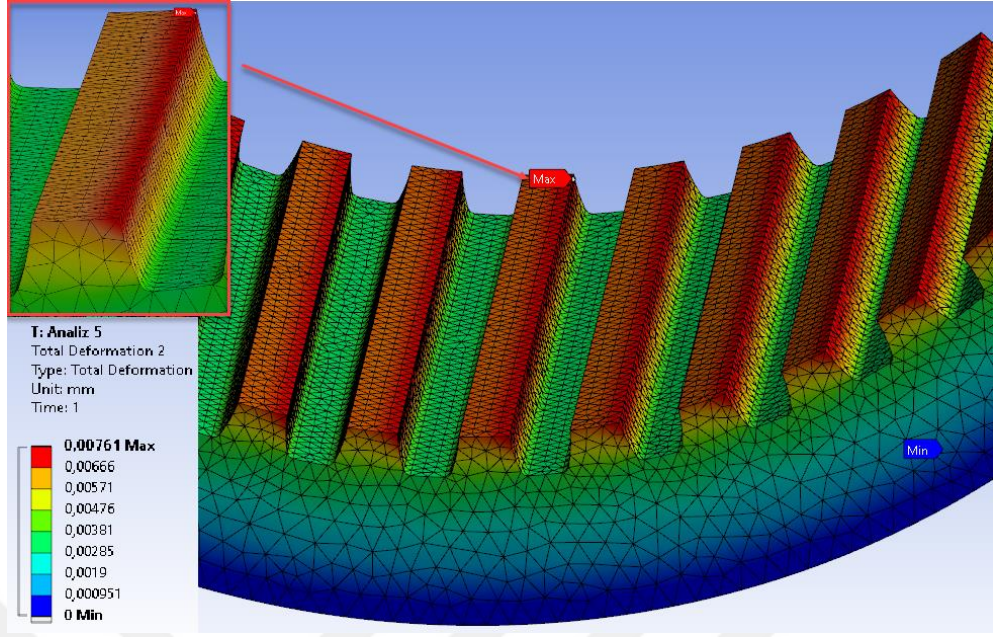


Şekil 7.21. Analiz 4 gövde toplam deformasyonu

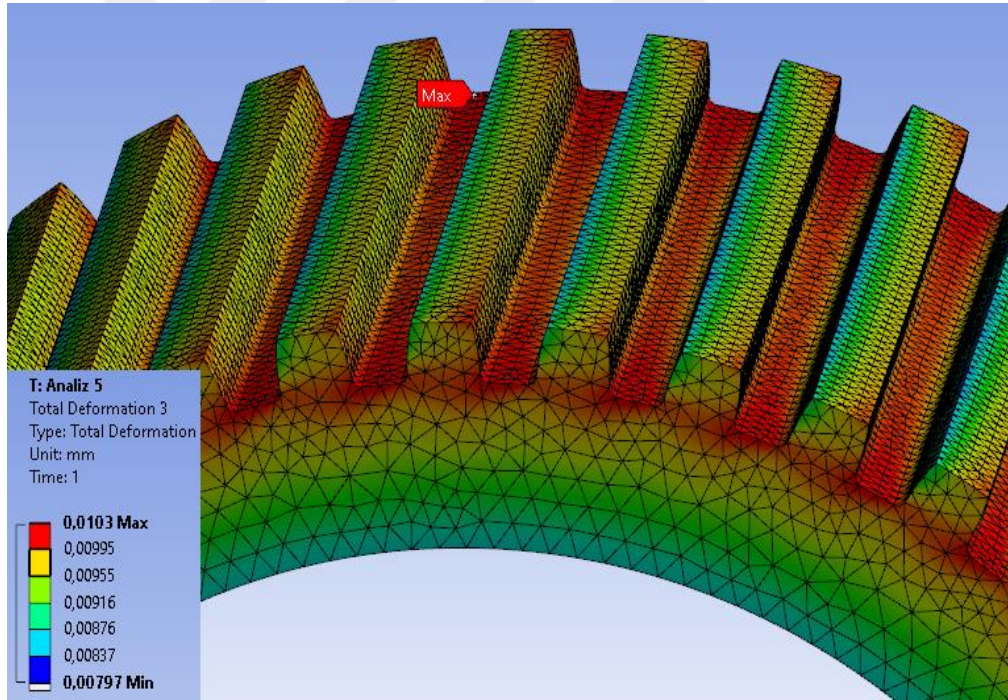


Şekil 7.22. Analiz 4 mil toplam deformasyonu

Analiz 4 için Şekil 7.21’de gövde için toplam deformasyon 0,009 mm iken, Şekil 7.22’de milde oluşan toplam deformasyon 0,013’dür.

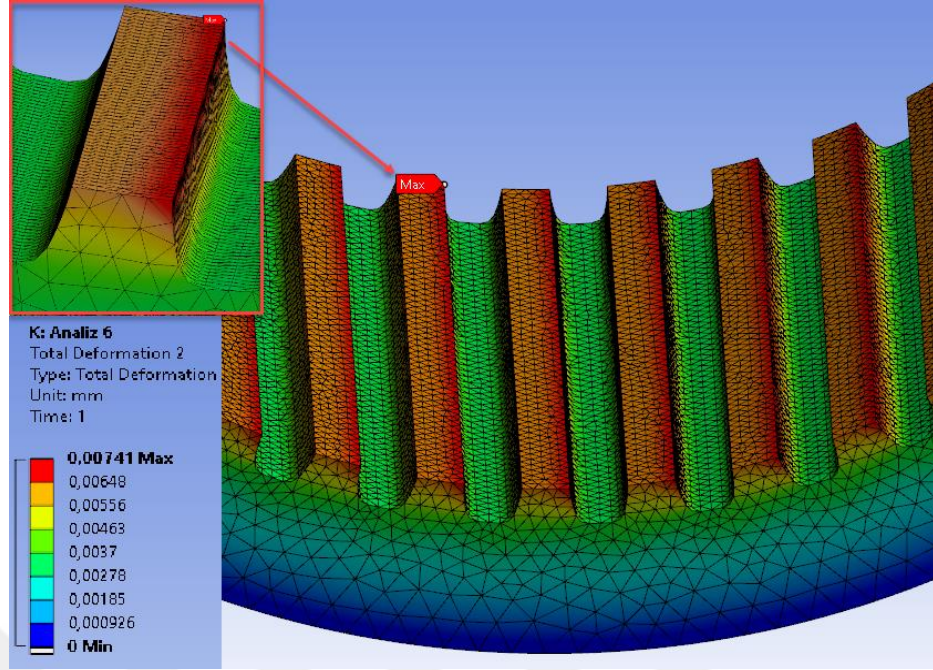


Şekil 7.23. Analiz 5 gövde toplam deformasyonu

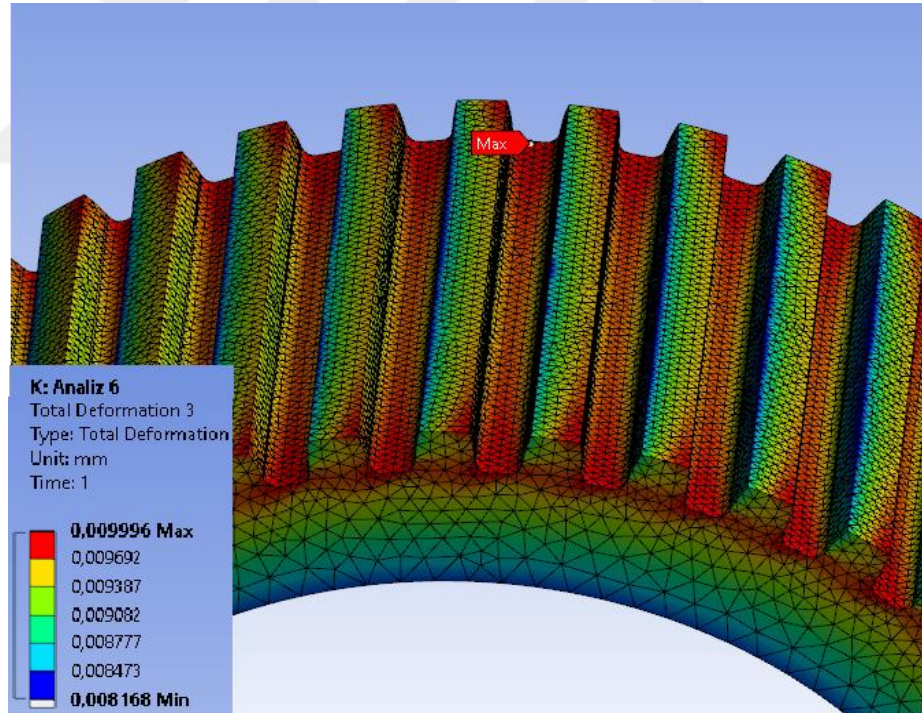


Şekil 7.24. Analiz 5 mil toplam deformasyonu

Analiz 5 için Şekil 7.23.'de gövde için toplam deformasyon 0,007 mm iken, Şekil 7.24.'de milde oluşan toplam deformasyon 0,010'dur.



Şekil 7.25. Analiz 6 gövde toplam deformasyonu



Şekil 7.26. Analiz 6 mil toplam deformasyonu

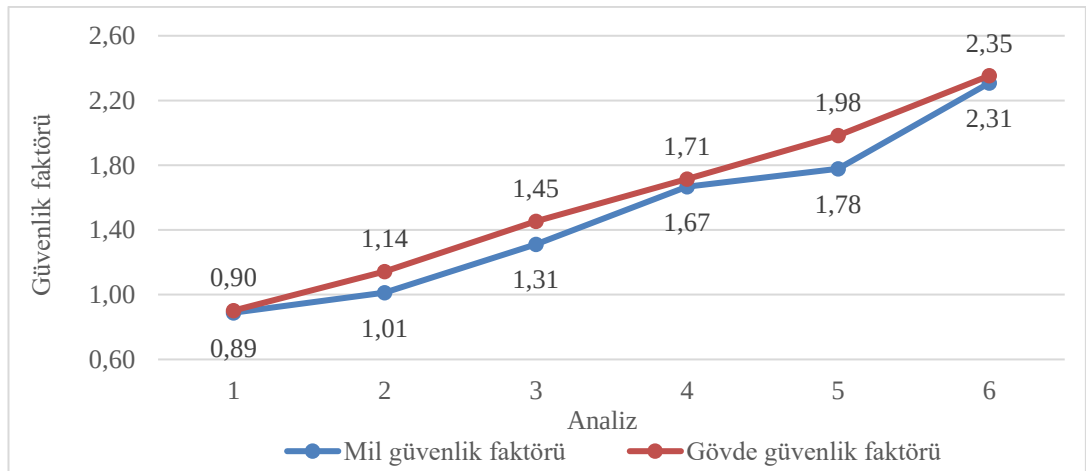
Analiz 6 için Şekil 7.25.'de gövde için toplam deformasyon 0,007 mm iken, Şekil 7.26.'da milde oluşan toplam deformasyon 0,009'dur.

7.1.3. Yorulma analizi

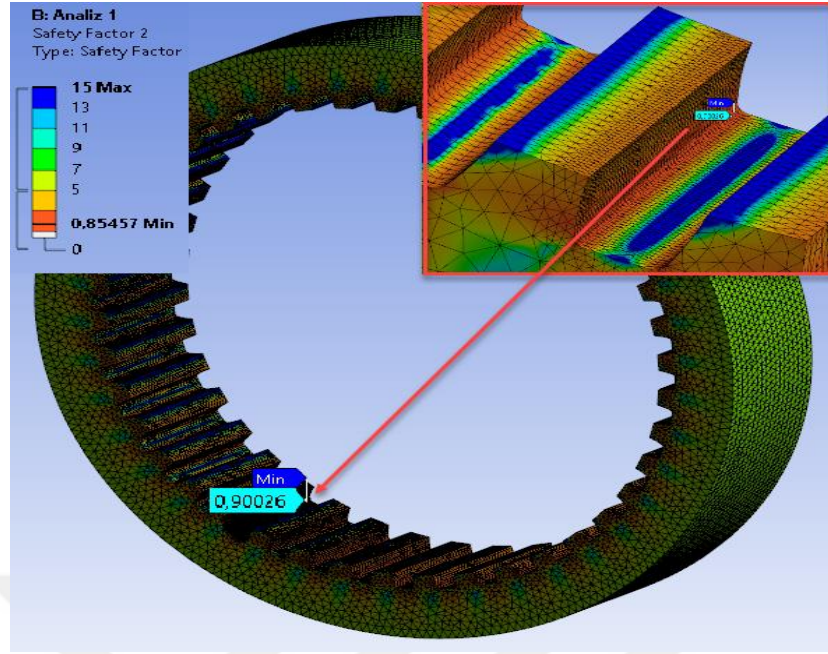
Bu çalışmada statik analizi sonucunda elde edilen gerilme değerleri yorula analizinin girdilerini oluşturmaktadır. 50 kNm’de statik dayanım gösteren kardan mili için 25kNm’de yorulma dayanımı incelenmiştir. Analiz Tipi olarak “Strees Life”, yükleme tipi olarak da tam değişken yükleme olan “Fully Reversed” seçilmiştir. Ortalama gerilme teorisinde “Goodman” teorisi seçilerek analiz gerçekleştirilmiştir. Stres bileşeni olarak eşdeğer gerilme (Von Mises) seçilmiştir. Tablo 7.3. ve Şekil 7.27.’de kardan mili ve gövde bileşeni için yorulma ömrü ve güvenlik faktörü değerleri verilmiştir.

Tablo 7.3. Yorulma analizi değerleri

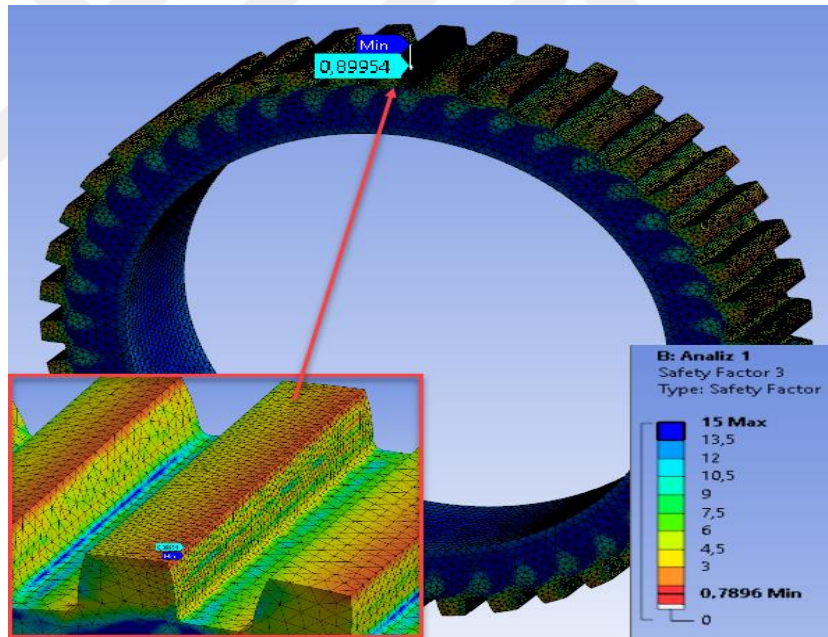
Analiz	Mil Diş Boyu (mm)	Diş Dibi Radius (mm)	Moment (kNm)	25 kNm Gövde Life	25 kNm Gövde Safety Factor	25 kNm Mil Life	25 kNm Mil Safety Factor
1	30	0,2 x modül	50	156000	0,9	93000	0,89
2	30	0,4 x modül	50	564000	1,14	432000	1,01
3	45	0,2 x modül	50	1000000	1,45	1000000	1,31
4	45	0,4 x modül	50	1000000	1,71	1000000	1,67
5	60	0,2 x modül	50	1000000	1,98	1000000	1,78
6	60	0,4 x modül	50	1000000	2,35	1000000	2,31



Şekil 7.27. Güvenlik faktörü grafiği

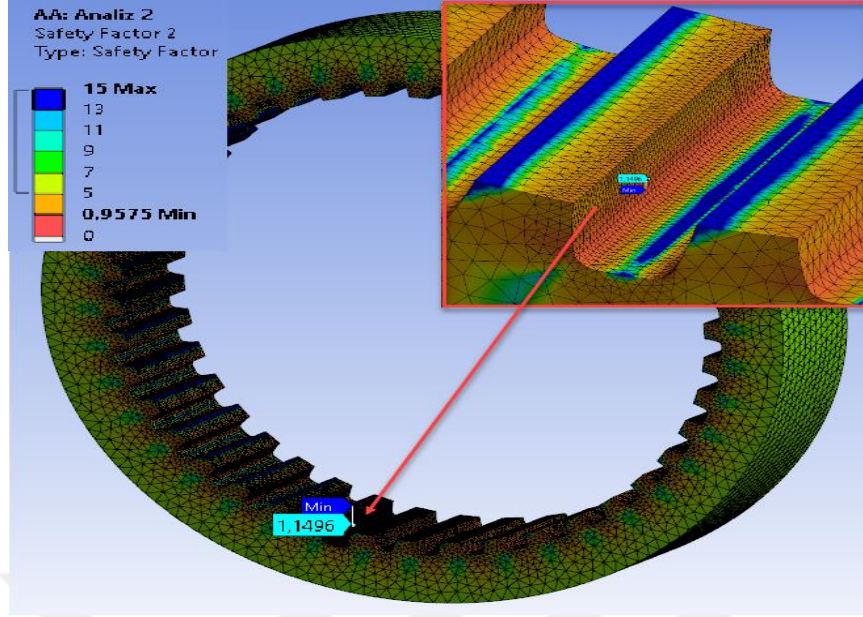


Şekil 7.28. Analiz 1 gövde güvenlik faktörü

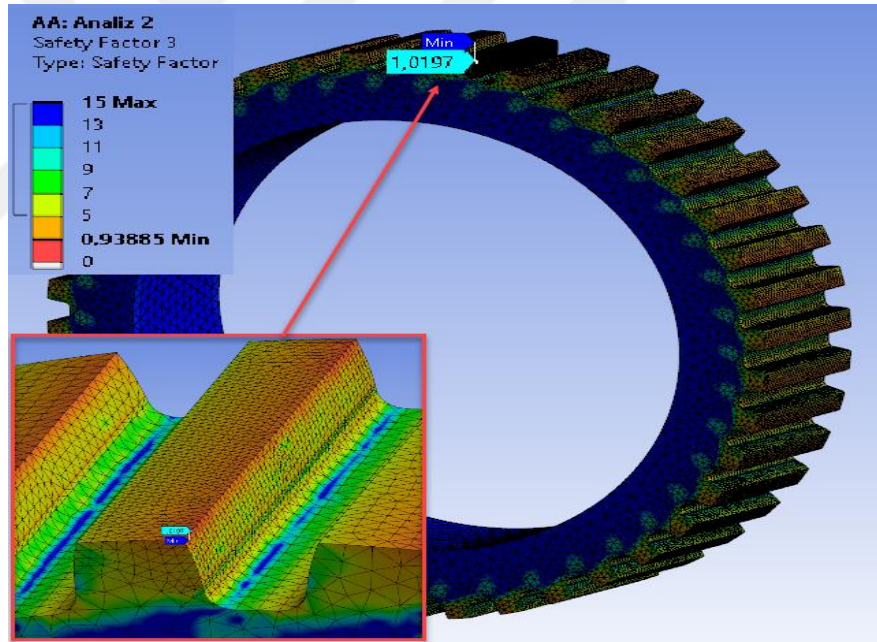


Şekil 7.29. Analiz 1 mil güvenlik faktörü

Şekil 7.28. ve 7.29.'da yorulma analizi sonuçlarının güvenlik katsayısının minimum değeri sırası ile 0,85 ve 0,78 olarak görülmektedir. Çözümde oluşan Stress Singularity alanları yüksek gerilme değeri oluşturmaktadır ve analiz çözümlemesinde hesaplama hatalarına neden olmaktadır. Yapılan incelemede minimum güvenlik faktörü gövdede 0,90 milde ise 0,89 çıkmıştır.

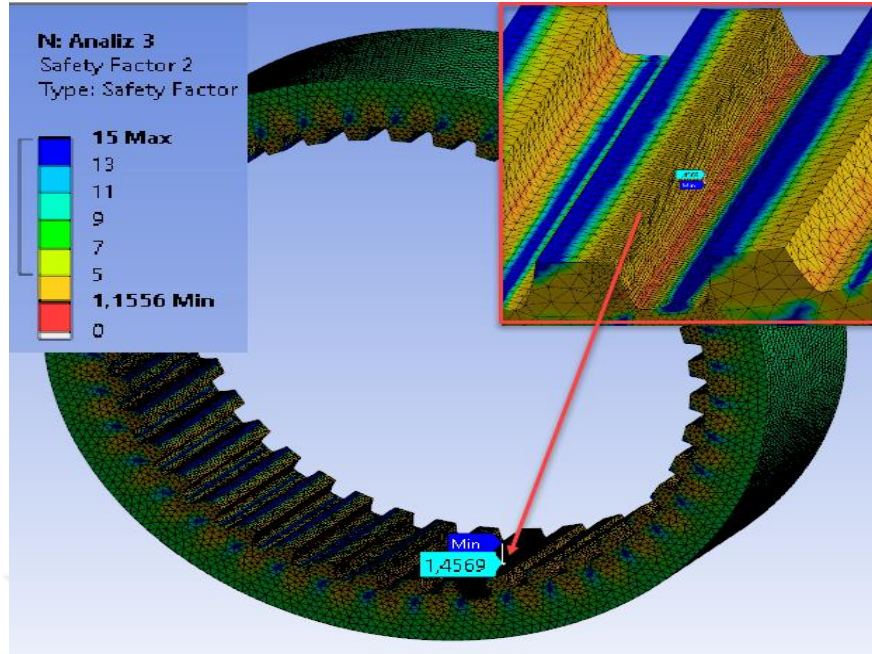


Şekil 7.30. Analiz 2 gövde güvenlik faktörü

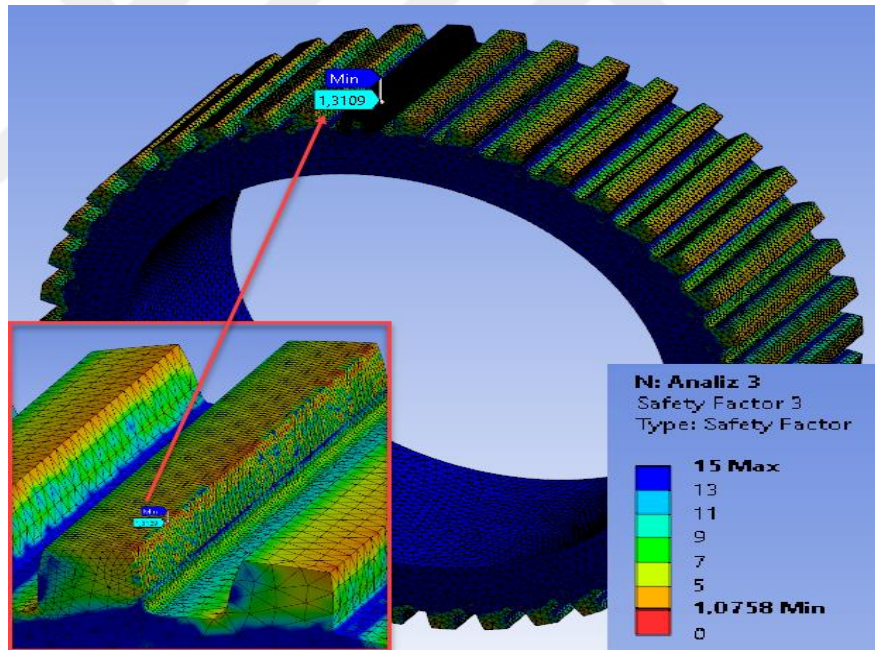


Şekil 7.31. Analiz 2 mil güvenlik faktörü

Şekil 7.30. ve Şekil 7.31.'de yorulma analizi sonuçlarının güvenlik katsayısı barında minimum değer sırası ile 0,95 ve 0,93 olarak görülmektedir. Çözümde oluşan Stress Singularity alanları yüksek gerilme değeri oluşturmaktadır ve analiz çözümlemesinde hesaplama hatalarına neden olmaktadır. Yapılan incelemede minimum güvenlik faktörü gövdede 1,14 milde ise 1,01 çıkmıştır.

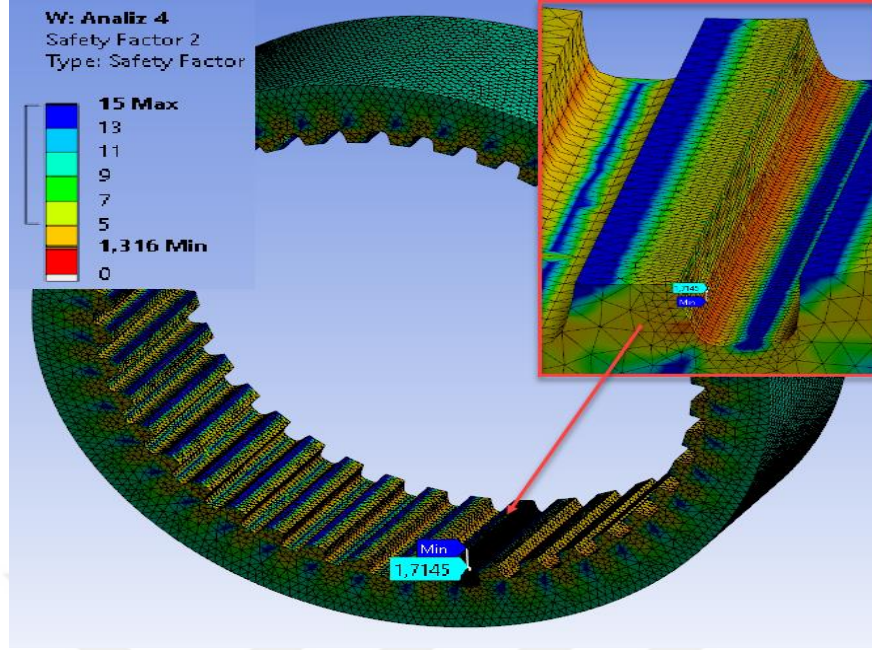


Şekil 7.32. Analiz 3 gövde güvenlik faktörü

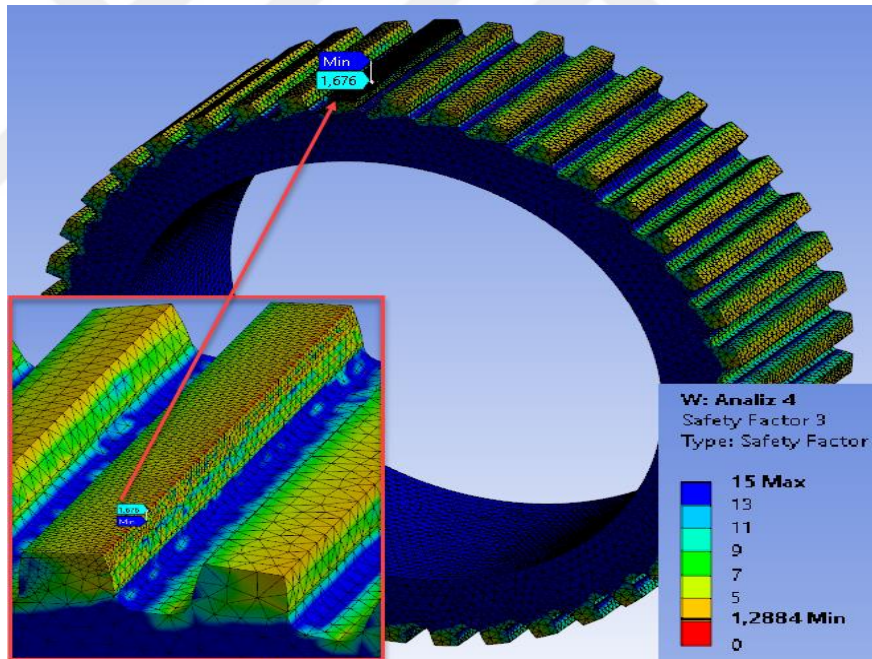


Şekil 7.33. Analiz 3 mil güvenlik faktörü

Şekil 7.32. ve Şekil 7.33.'de yorulma analizi sonuçlarının güvenlik katsayısı barında minimum değer sırası ile 1,15 ve 1,07 olarak görülmektedir. Çözümde oluşan Stress Singularity alanları yüksek gerilme değeri oluşturmaktadır ve analiz çözümlemesinde hesaplama hatalarına neden olmaktadır. Yapılan incelemede minimum güvenlik faktörü gövdede 1,45 milde ise 1,31 çıkmıştır.

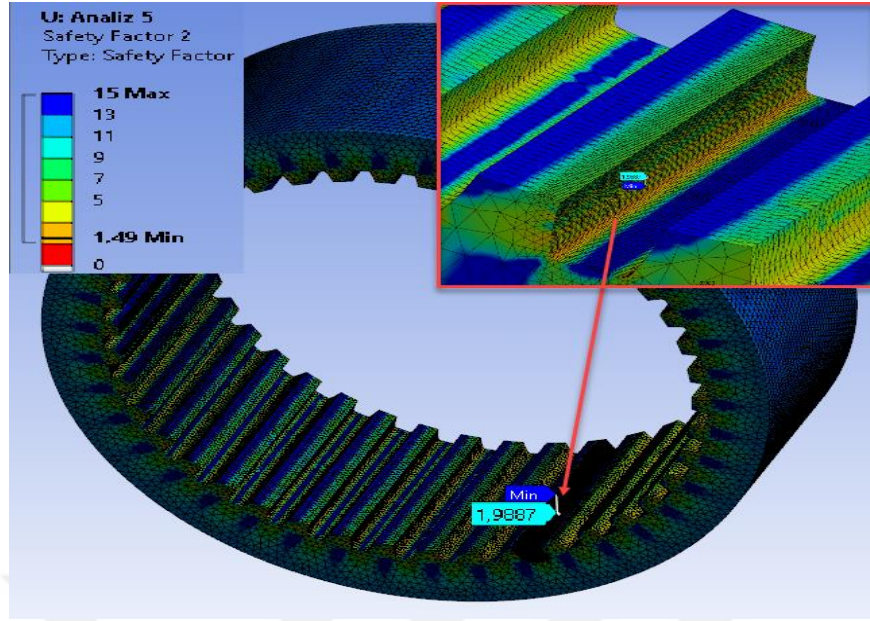


Şekil 7.34. Analiz 4 gövde güvenlik faktörü

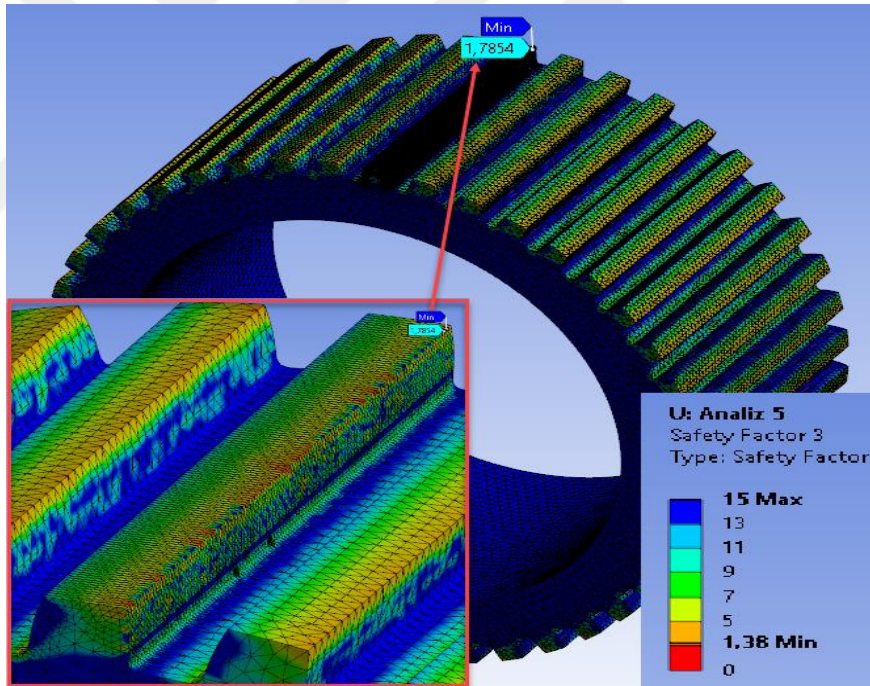


Şekil 7.35. Analiz 4 mil güvenlik faktörü

Şekil 7.34. ve Şekil 7.35.'de yorulma analizi sonuçlarının güvenlik katsayısı barında minimum değer sırası ile 1,31 ve 1,28 olarak görülmektedir. Çözümde oluşan Stress Singularity alanları yüksek gerilme değeri oluşturmaktadır ve analiz çözümlemesinde hesaplama hatalarına neden olmaktadır. Yapılan incelemede minimum güvenlik faktörü gövdede 1,71 milde ise 1,67 çıkmıştır.

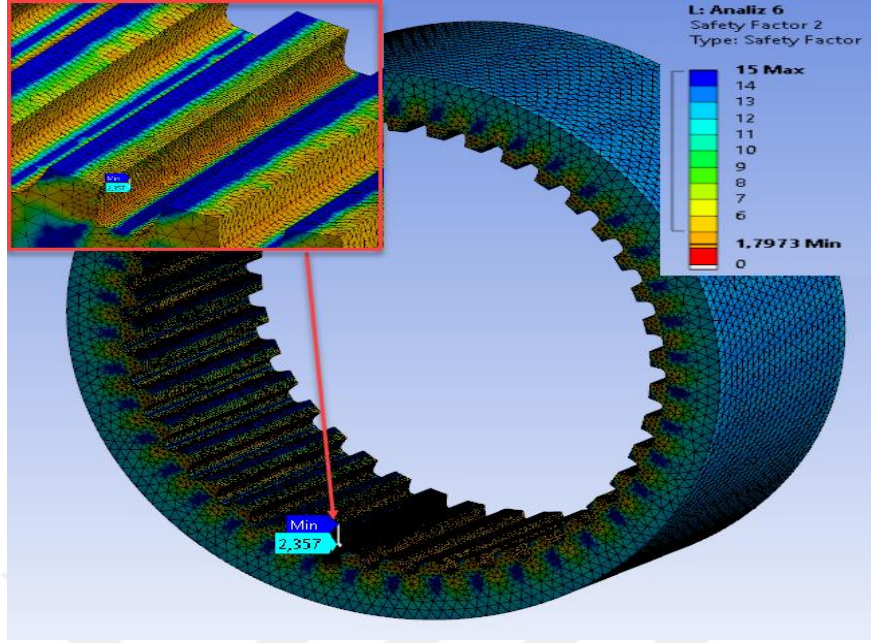


Şekil 7.36. Analiz 5 gövdede güvenlik faktörü

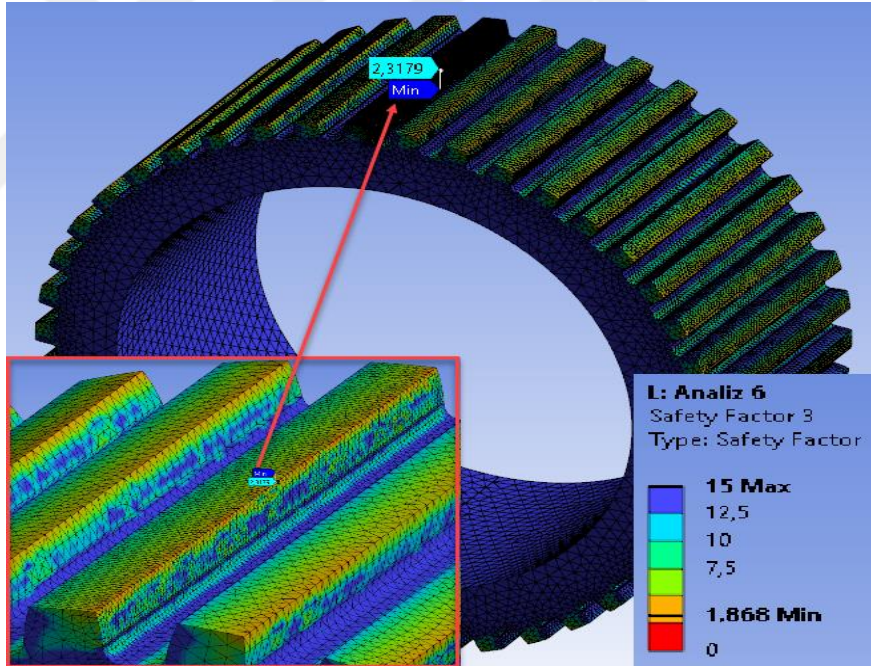


Şekil 7.37. Analiz 5 mil güvenlik faktörü

Şekil 7.36.ve Şekil 7.37.’de yorulma analizi sonuçlarının güvenlik katsayısı barında minimum değer sırası ile 1,48 ve 1,38 olarak görülmektedir. Çözümde oluşan Stress Singularity alanları yüksek gerilme değeri oluşturmaktadır ve analiz çözümlemesinde hesaplama hatalarına neden olmaktadır. Yapılan incelemede minimum güvenlik faktörü gövdede 1,98 milde ise 1,78 çıkmıştır.

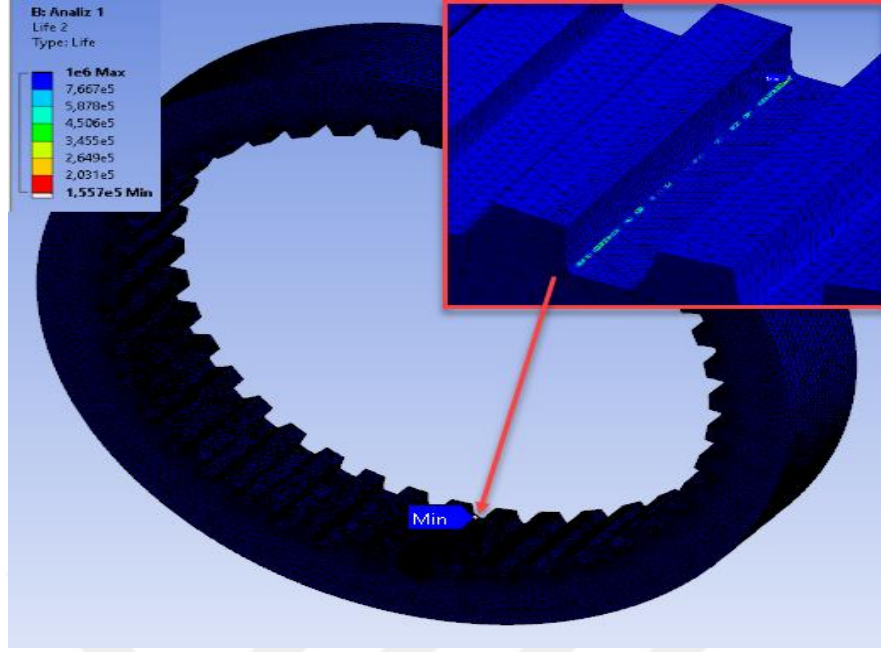


Şekil 7.38. Analiz 6 gövde güvenlik faktörü

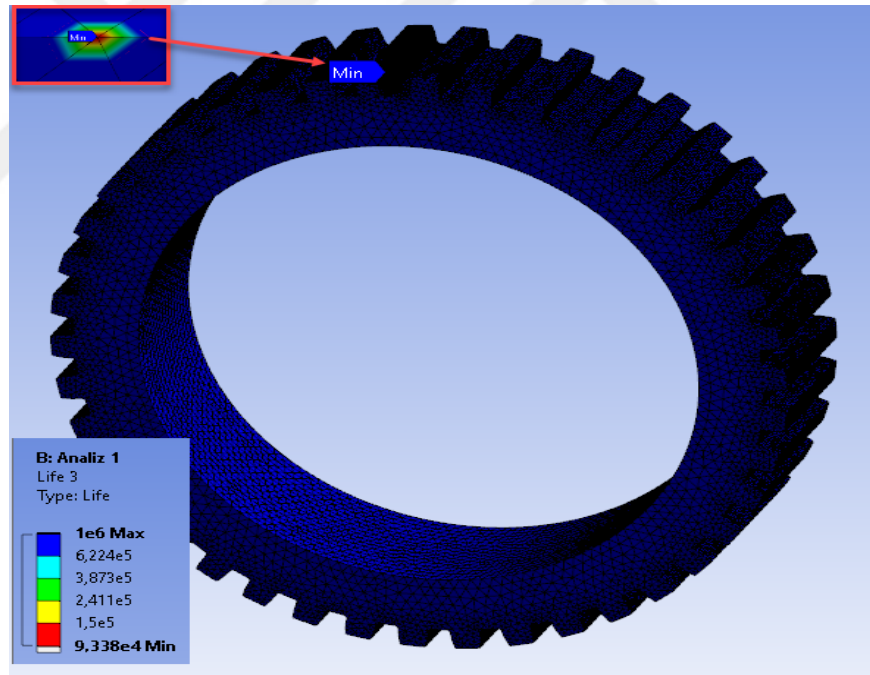


Şekil 7.39. Analiz 6 mil güvenlik faktörü

Şekil 7.38. ve Şekil 7-39.'da yorulma analizi sonuçlarının güvenlik katsayısı barında minimum değer sırası ile 1,79 ve 1,86 olarak görülmektedir. Çözümde oluşan Stress Singularity alanları yüksek gerilme değeri oluşturmaktadır ve analiz çözümlemesinde hesaplama hatalarına neden olmaktadır. Yapılan incelemede minimum güvenlik faktörü gövdede 2,35 milde ise 2,31 çıkmıştır.

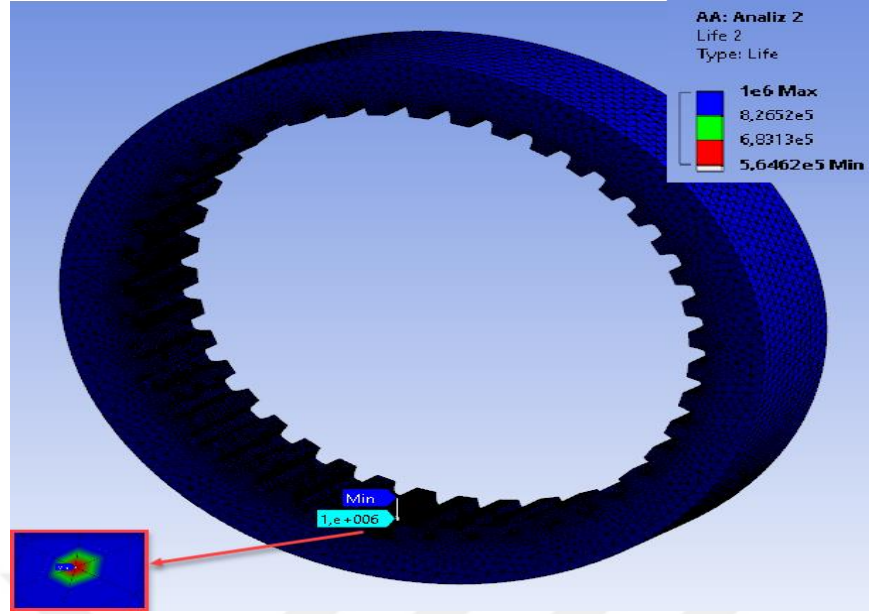


Şekil 7.40. Analiz 1 gövde yorulma ömrü

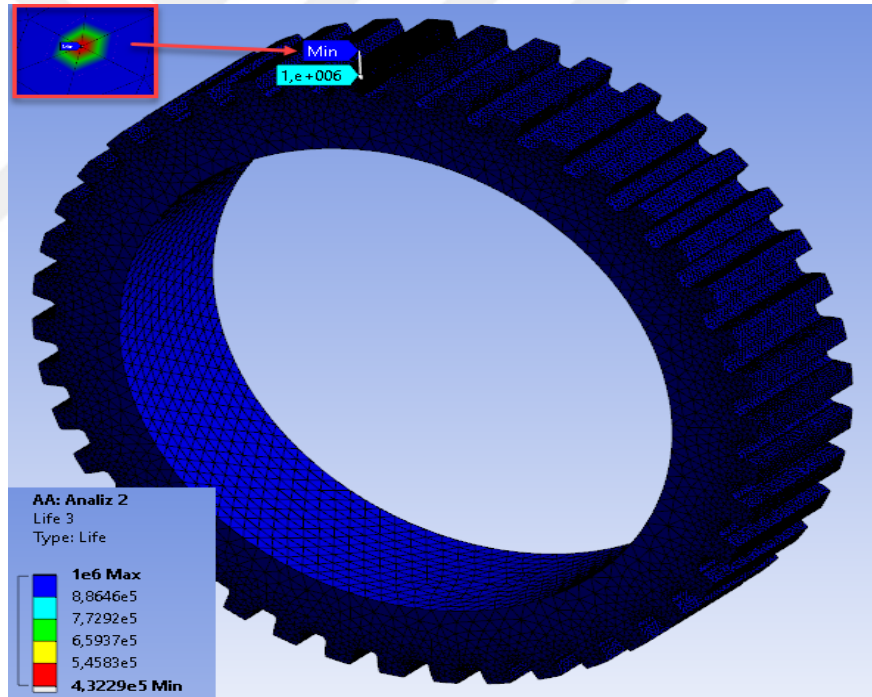


Şekil 7.41. Analiz 1 mil yorulma ömrü

Mil ve gövde için Stress Singularity bölgesi oluştuğu görülüyor. Bu düğüm dışında mil ve gövde sonsuz ömürlü görünse de güvenlik faktör değerleri 1'in altında çıkmıştır. Analiz 1 için yorulma ömrü ve güvenlik faktörü sınır değerdedir. Şekil 7.40. ve Şekil 7.41.'e bakıldığında mil ve gövde için yorulma hasarı oluşabileceği görülmektedir.

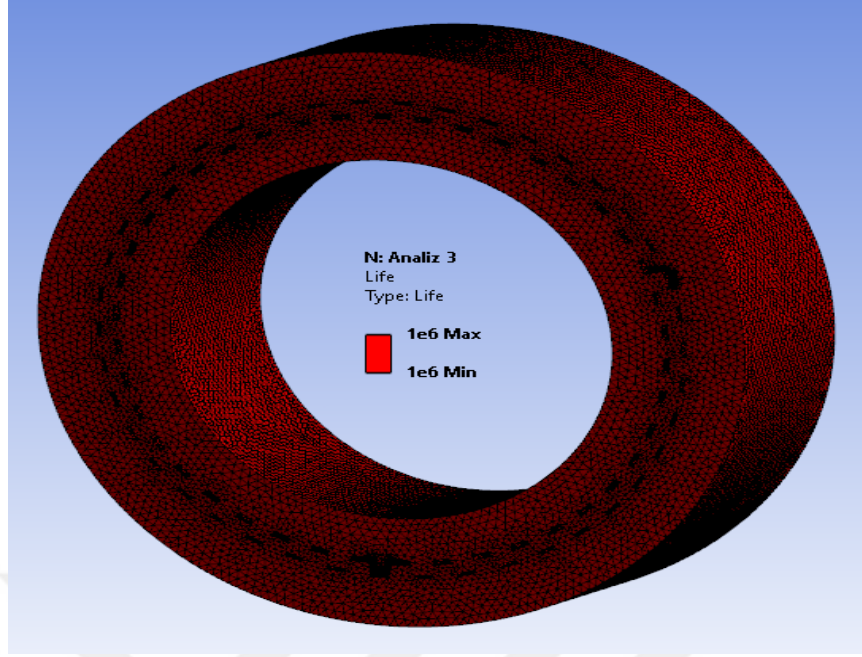


Şekil 7.42. Analiz 2 gövde yorulma ömrü

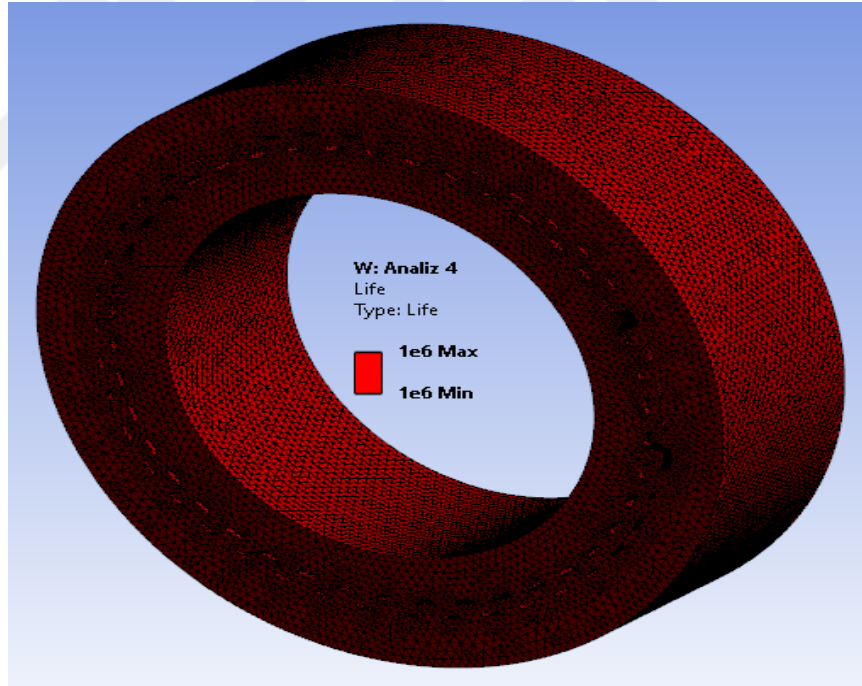


Şekil 7.43. Analiz 2 mil yorulma ömrü

Mil ve gövde için Stress Singularity bölgesi olduğu görülüyor. Bu düğüm dışında mil ve gövde sonsuz ömürlü görünse de güvenlik faktör değerleri 1'in altında çıkmıştır. Analiz 2 için yorulma ömrü ve güvenlik faktörü sınır değerdedir. Şekil 7.42. ve Şekil 7.43.'e bakıldığında mil ve gövde için yorulma hasarı oluşabileceği görülmektedir.

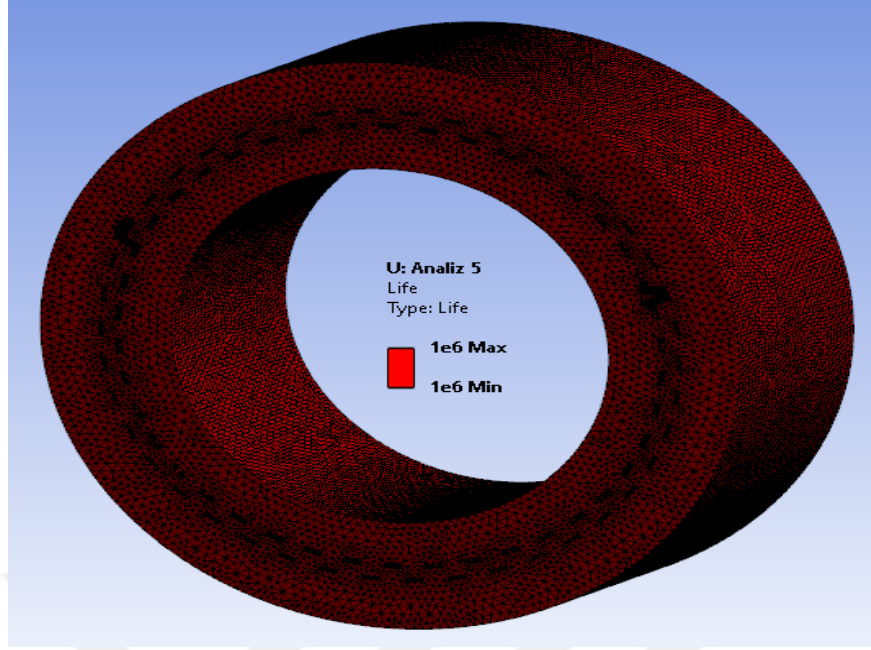


Şekil 7.44. Analiz 3 mil ve gövde yorulma ömrü

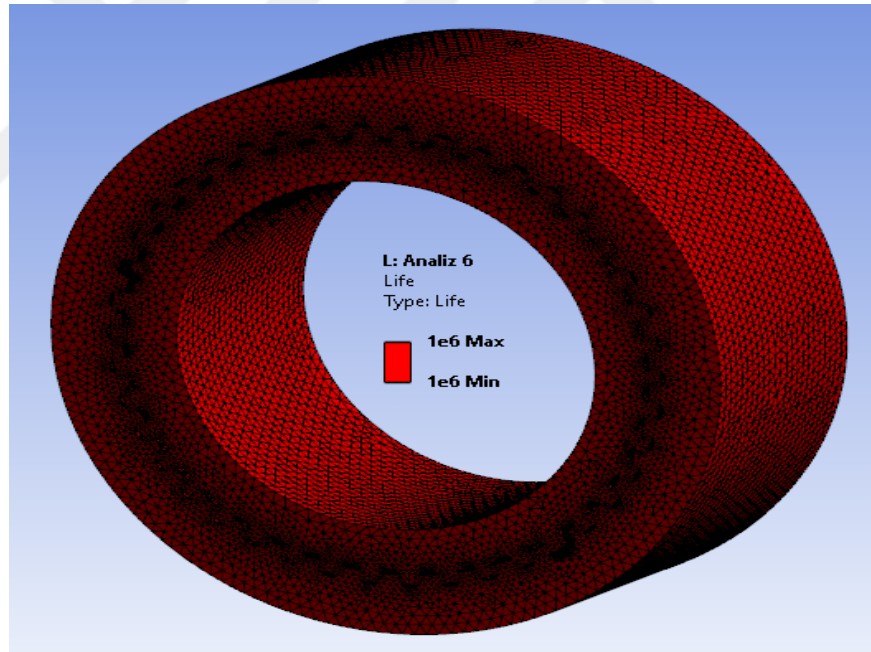


Şekil 7.45. Analiz 4 mil ve gövde yorulma ömrü

Şekil 7.44. ve Şekil 7.45.'de Analiz 3 ve Analiz 4 için yorulma ömür değerleri gösterilmiştir. Güvenlik faktörleri de 1'den fazla çıkan bu analizde mil gövde bağlantısı sonsuz ömürlü çıkmıştır.



Şekil 7.46. Analiz 5 mil ve gövde yorulma ömrü



Şekil 7.47. Analiz 6 mil ve gövde yorulma ömrü

Şekil 7.46. ve Şekil 7.47.'de Analiz 5 ve Analiz 6 için yorulma ömür değerleri gösterilmiştir. Güvenlik faktörleri de 1'den fazla çıkan bu analizde mil gövde bağlantısı sonsuz ömürlü çıkmıştır.

7.2. Analiz Değerlerinin Fonksiyonu

Endüstride üretilecek kardan millerinde diş dibi yarıçapının ve mil boyunun değişmesi milde oluşan eşdeğer gerilmeleri etkileyen önemli iki parametredir. Tezin bu bölümünde, kardan mili üretiminde bu iki parametrenin eş zamanlı değiştiği koşullarda mil-gövde yapısında oluşan gerilme değerinin nasıl değiştiğinin parametrik denklemlerle belirlenmesi amaçlanmıştır. Milde ve gövdede oluşan eşdeğer gerilmeler, Python yazılımına aktararak gerilme değerleri için iki farklı fonksiyon elde edilmiştir. Gövde için gerilme değerlerinin parametrik fonksiyonu denklem (7.1), mil için ise gerilme değerlerinin parametrik fonksiyonu denklem (7.2)'de gösterilmiştir. Mil ve gövde parametrik fonksiyonun katsayıları ise Tablo 7.4. ve Tablo 7.5.'de verilmiştir.

$$g = a + bx + cy + dx^2 + ey^2 + fxy \quad (7.1)$$

Tablo 7.4. Gövde denklemi için değişken faktörlerin katsayısı

a	=	238.234,5291810150
b	=	-18,6657457371
c	=	-1.779.279,9014212000
d	=	0,0936309058
e	=	2.964.494,7659388900
f	=	5,5743308947

$$m = a + bx + cy + dx^2 + ey^2 + fxy \quad (7.2)$$

Tablo 7.5. Mil denklemi için değişken faktörlerin katsayısı

a	=	4.745,0193244753
b	=	-18,0981659992
c	=	-28.034,5078737819
d	=	0,0939285713
e	=	46.014,0446582789
f	=	3,1486486212

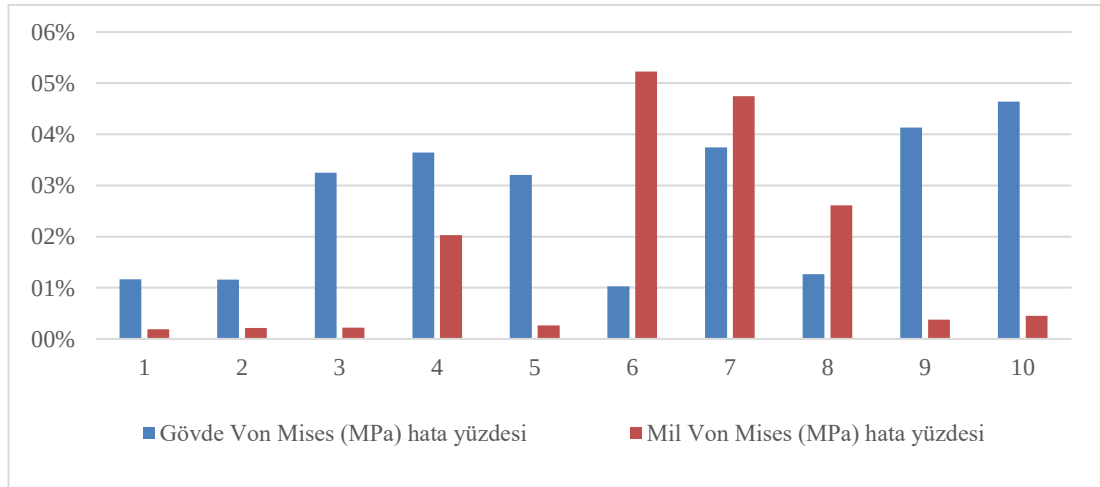
Parametrik denklemlerin sonuçlarını doğrulamak amacı ile numunedeki analiz sayısı artırılarak 37,5 mm ve 52,5 mm mil boylarında analiz yapılmıştır. Elde edilen 10 farklı analiz ve fonksiyon sonuçları karşılaştırılarak Tablo 7.6.'da gösterilmiştir. Şekil 7.48.'de ise analiz sonuçları ile fonksiyon sonuçları arasında oluşan hata yüzdesi

belirtilmiştir. Analiz sonuçlarından elde edilen değerler ile parametrik denklemden elde edilen değerler arasında ortalama %2,2 hata payı vardır.

Şekil 7.49. ve Şekil 7.52. aralığında 37,5 mm boyundaki kardan mil-gövde bağlantısı için eşdeğer gerilme sonuçlarını gösterirken, 52,5 mm boyundaki mil gövde bağlantısının eşdeğer gerilme değerleri ise Şekil 7.53. ve Şekil 7.56. aralığında gösterilmiştir.

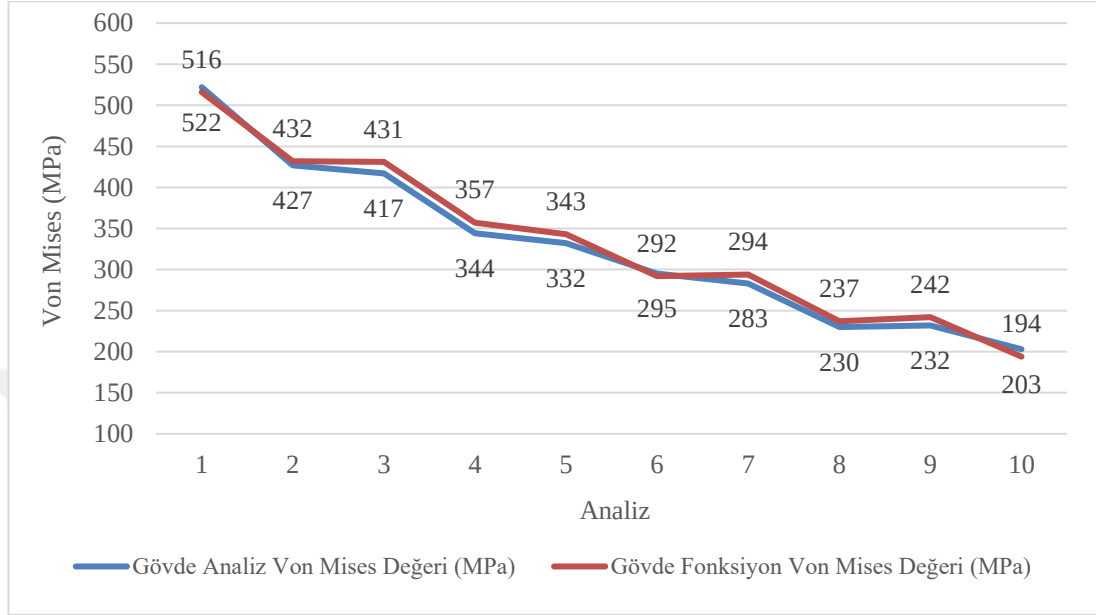
Tablo 7.6. Fonksiyonun hata yüzde tablosu

Numune Sırası	Mil Dış Boyu (mm)	Dış Dibi Radius (mm)	50 kNm Gövde Von Mises (MPa)	50 kNm Gövde Fonksiyon Değeri (MPa)	Gövde Fonksiyon Hata Yüzdesi	50 kNm Mil Von Mises (MPa)	50 kNm Mil Fonksiyon Değeri (MPa)	Mil Fonksiyon Hata Yüzdesi
1	30	0,2 x modül	522	516	1,2%	539	538	0,2%
2	30	0,4 x modül	427	432	1,2%	473	472	0,2%
3	37,5	0,2 x modül	417	431	3,2%	455	456	0,2%
4	37,5	0,4 x modül	344	357	3,6%	402	394	2,0%
5	45	0,2 x modül	332	343	3,2%	382	383	0,3%
6	45	0,4 x modül	295	292	1,0%	342	325	5,2%
7	52,5	0,2 x modül	283	294	3,7%	301	316	4,7%
8	52,5	0,4 x modül	234	237	1,3%	275	268	2,6%
9	60	0,2 x modül	232	242	4,1%	269	268	0,4%
10	60	0,4 x modül	203	194	4,6%	221	222	0,5%

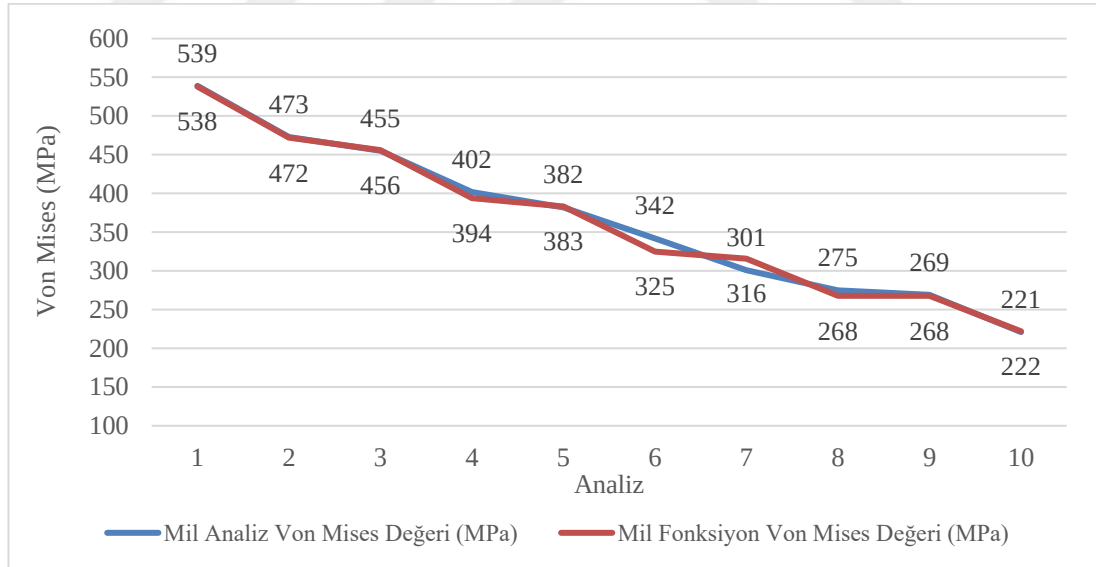


Şekil 7.48. Fonksiyonun hata yüzde grafiği

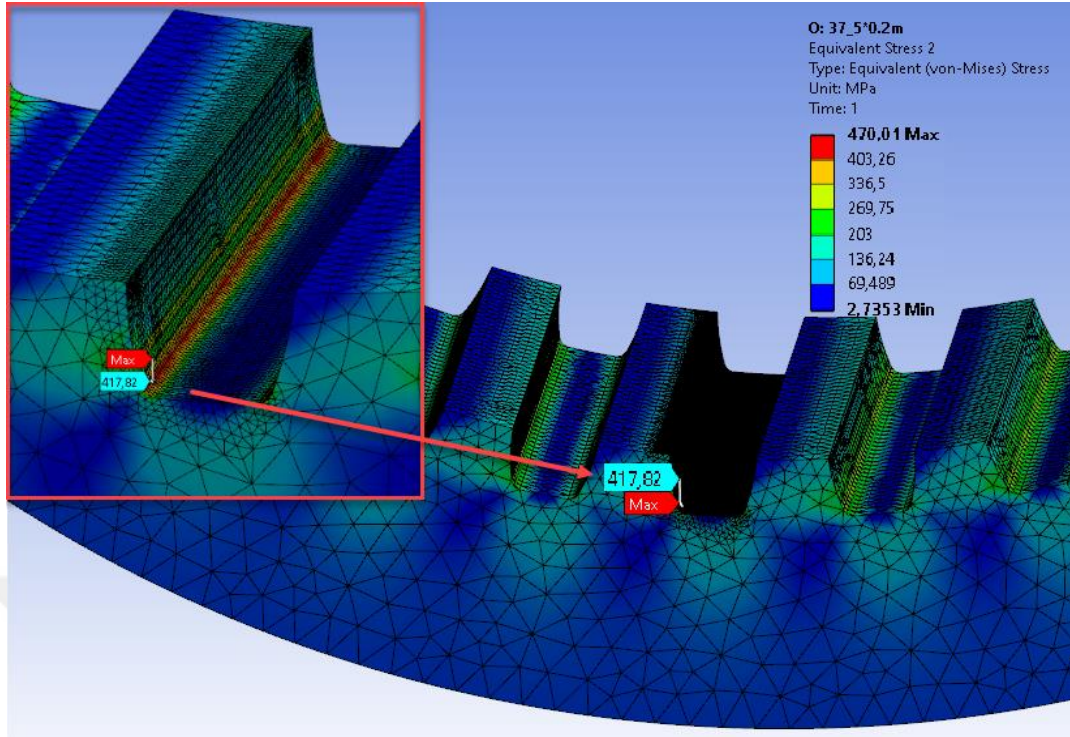
Kardan milinin gövde ve mil bağlantısı için analiz sonuçları ve parametrik fonksiyonun sonuçları sırası ile aşağıdaki Şekil 7.49. ve Şekil 7.50.'de karşılaştırılarak gösterilmiştir.



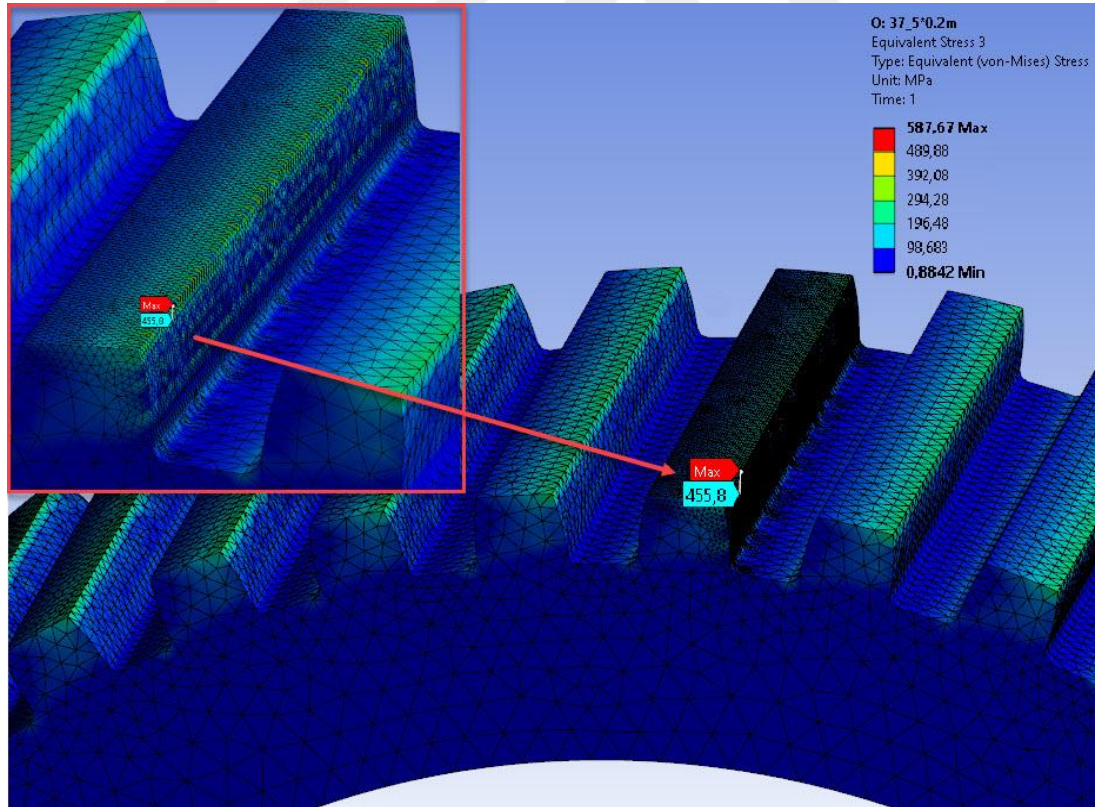
Şekil 7.49. Gövde için analiz ve fonksiyon değerlerinin karşılaştırılması



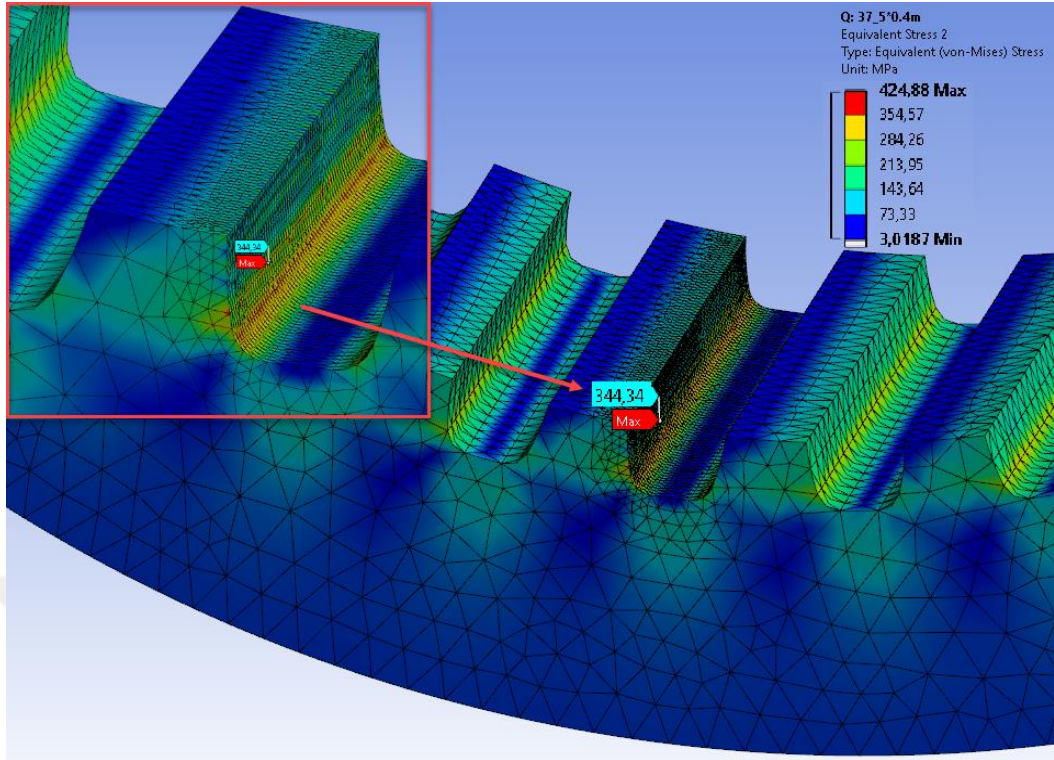
Şekil 7.50. Mil için analiz ve fonksiyon değerlerinin karşılaştırılması



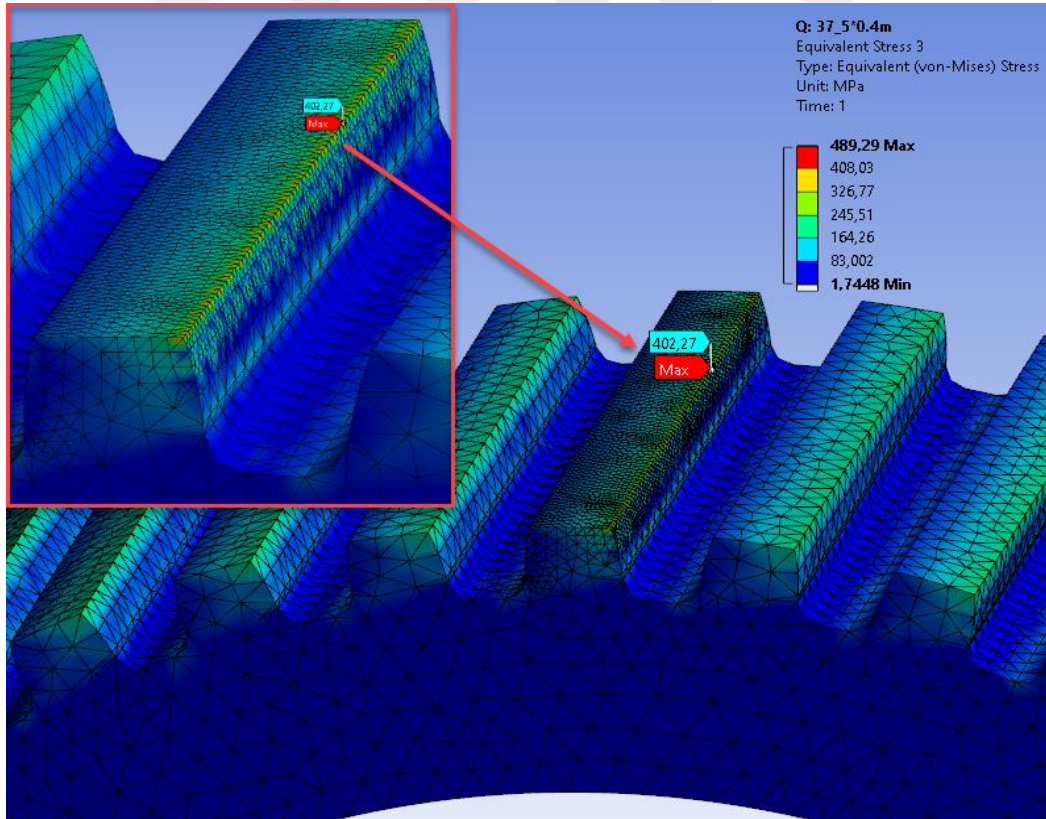
Şekil 7.51. Gövde Von Mises gerilmeleri (37,5 mm 0,2 x modül)



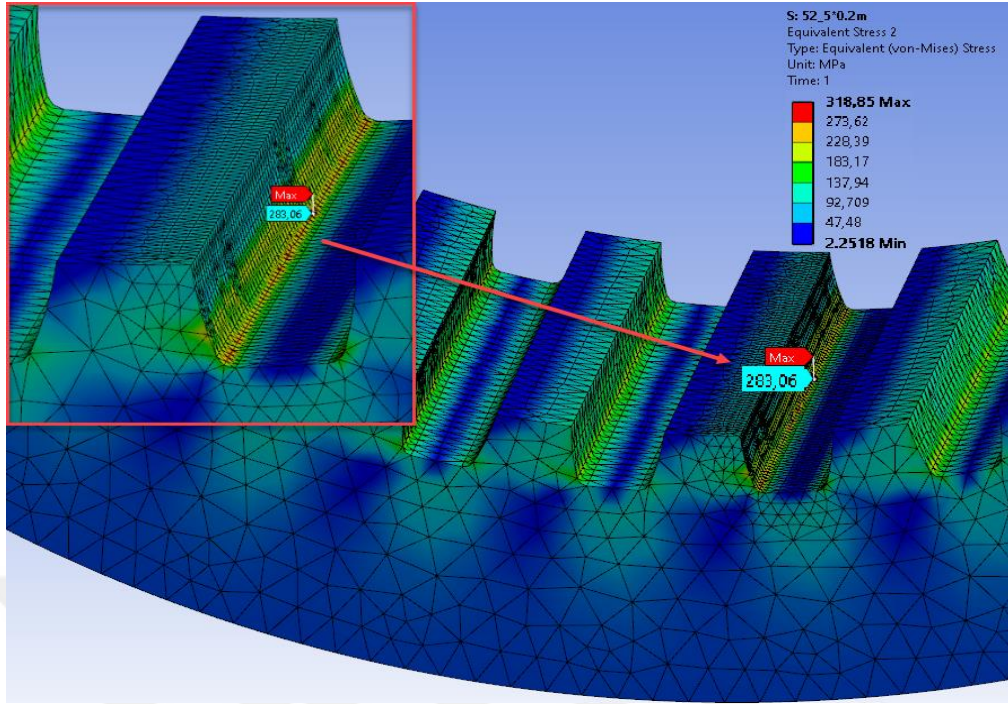
Şekil 7.52. Mil Von Mises gerilmeleri (37,5 mm 0,2 x modül)



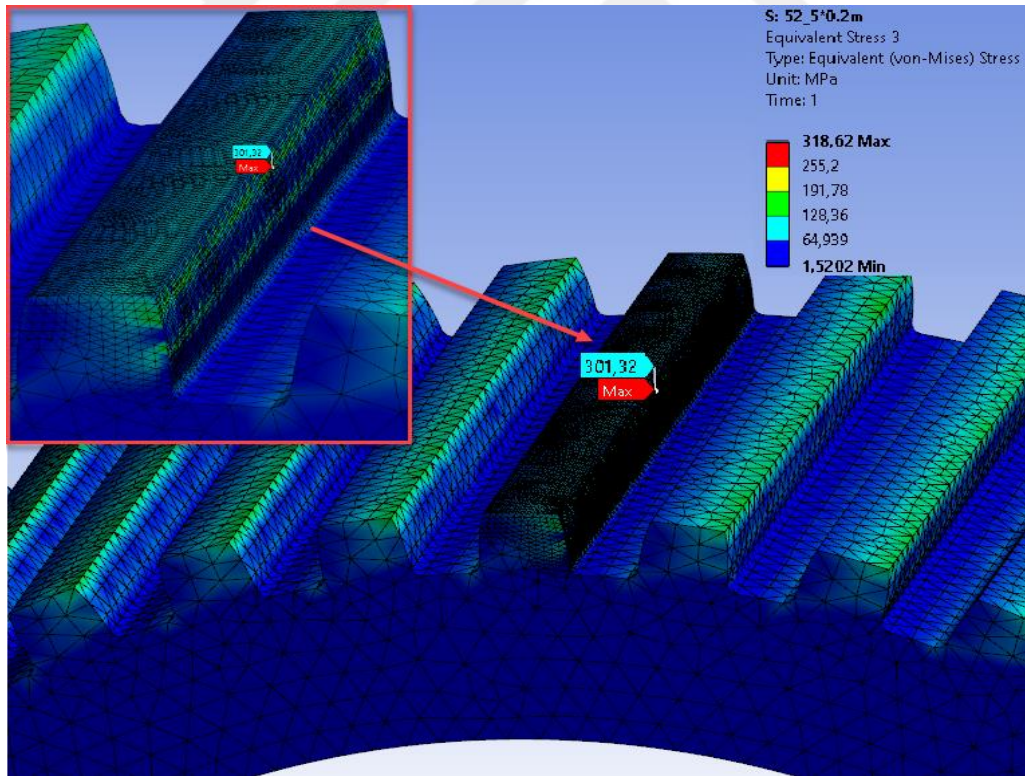
Şekil 7.53. Gövde Von Mises gerilmeleri (37,5 mm 0,4 x modül)



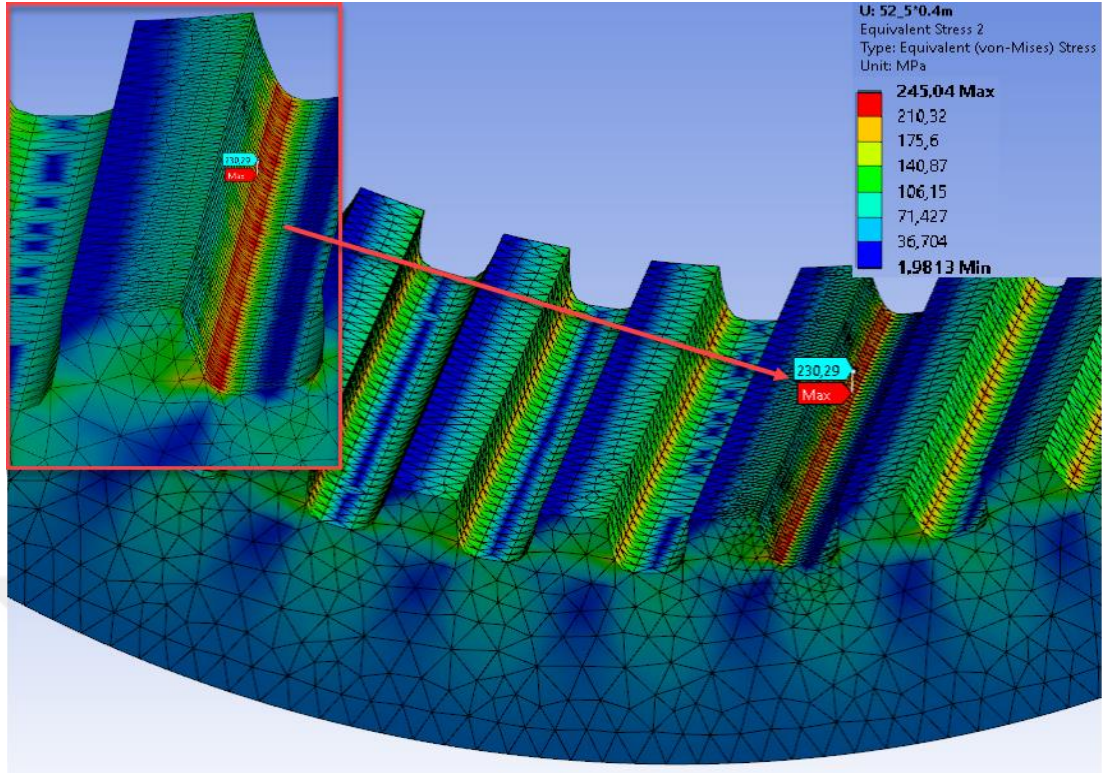
Şekil 7.54. Mil Von Mises gerilmeleri (37,5 mm 0,4 x modül)



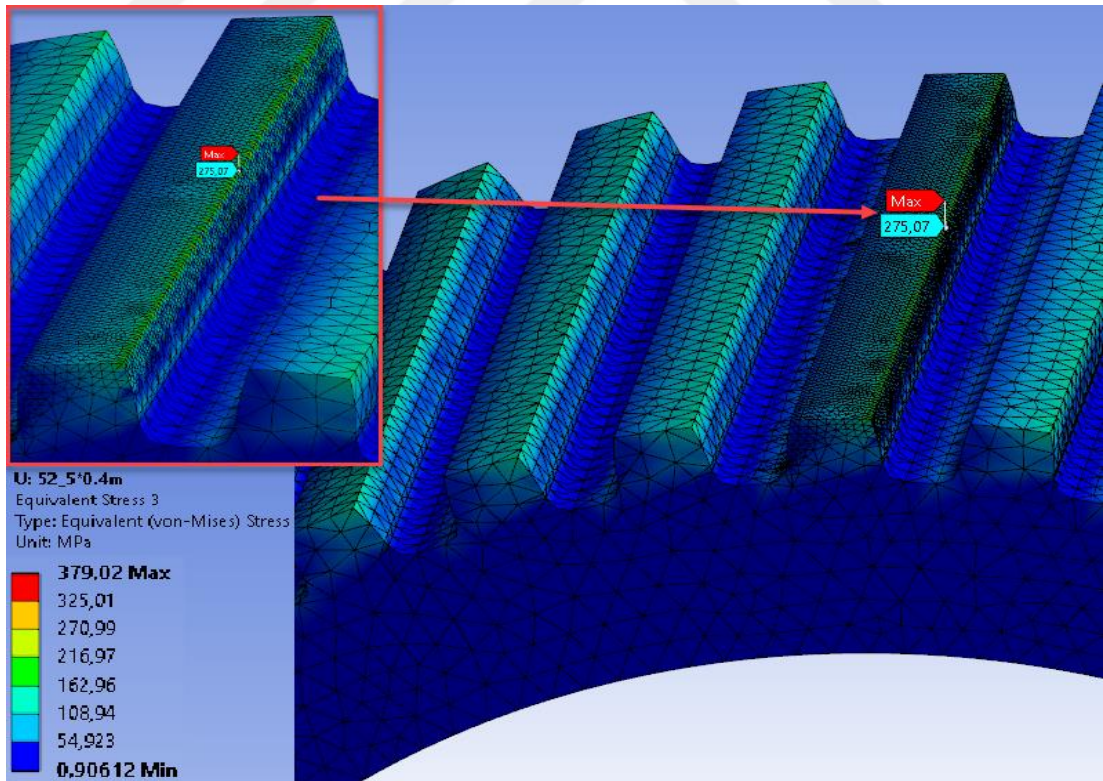
Şekil 7.55. Gövde Von Mises gerilmeleri (52,5 mm 0,2 x modül)



Şekil 7.56. Mil Von Mises gerilmeleri (52,5 mm 0,2 x modül)



Şekil 7.57. Gövde Von Mises gerilmeleri (52,5 mm 0,4 x modül)



Şekil 7.58. Mil Von Mises gerilmeleri (52,5 mm 0,4 x modül)

7.3. Anova Sonuçları

Bu çalışmada, çok değişkenli varyans analizi yaparak bağımsız faktörlerin elde edilen veriler (bağımlı değişkenler) üzerinde etki oranının ve güvenilirliğinin belirlenmesi için SPSS istatistik programı aracılığı ile Anova analizi (Genel Lineer Model) uygulanmıştır. Dişli mil uzunluğu ve diş dibi yarıçapı değişim faktörlerinin kardan mili üzerindeki gövde-mil yapısında oluşan gerilme değerlerine etkileri incelenmiştir.

H_0 : Gerilme değerlerine etkiyen faktörler arasında anlamlı bir fark yoktur.

H_1 : Gerilme değerlerine etkiyen faktörler arasında anlamlı bir fark vardır.

Tablo 7.7. ve Tablo 7.8.'de gövde ve mil gerilmelerini etkileyen faktörler için Anova sonuçları paylaşılmıştır.

Tablo 7.7. ve Tablo 7.8.'deki Anova sonuçlarına göre anlamlılık düzeyi 0,05'de hipotezin kabul edilmesi için P değerini 0,05 anlamlılık değerinden küçük çıkması beklenir. Tablo 7.7. ve Tablo 7.8.'deki analizde P değeri 0,05'den küçük çıktığı için H_0 hipotezi ret, H_1 hipotezi kabul edilir ve faktörler arasında anlamlı fark vardır sonucuna ulaşılır.

Tablo 7.7.'de analiz incelendiğinde gövdede oluşan gerilmenin değişmesinde en etki faktörün %89,7'lik etki oranı ile mil boy değişimi olduğu belirlenmiştir. Diş dibi yarıçapı gövde gerilimi üzerinde %8,7'lik etki oranına sahiptir.

Anova analizi sonucuna göre mil boyu ve diş dibi yarıçapı değişim faktörleri gövdede oluşan gerilme değerlerine etkisi $Adj R^2 = \%96,4$ oranında açıklanabilmektedir. Analizin güvenilirlik değeri ise $R^2(Güvenilirlik) = 0,984$ 'dir.

Tablo 7.7. Gövde için Anova tablosu

Faktörler	Bağımlı değişkenler	Kareler toplamı (Seq SS)	Serbestlik derecesi (DF)	Ortalama kareler (MS)	F oranı	P oranı	R2	Etki oranı (%)
Model	Gövde (MPa)	90939,300	5	18187,860	49,370	0,001	0,984	
Mil uzunluğu	Gövde (MPa)	82930,400	4	20732,600	56,277	0,001	0,983	89,7%
Diş dibi yarıçapı	Gövde (MPa)	8008,900	1	8008,900	21,740	0,010	0,845	8,7%
Hata	Gövde (MPa)	1473,600	4	368,400				1,6%
Toplam	Gövde (MPa)	92412,900	9					100%

* $R^2(\text{Güvenilirlik}) = 0,984$, $\text{Adj } R^2 = 0,964$

Tablo 7.8.'de analiz incelendiğinde gövdede oluşan gerilmenin değişmesinde en etki faktörün %93,8'lik etki oranı ile mil boy değişimi olduğu belirlenmiştir. Diş dibi yarıçapı gövde gerilimi üzerinde %5,8'lik etki oranına sahiptir.

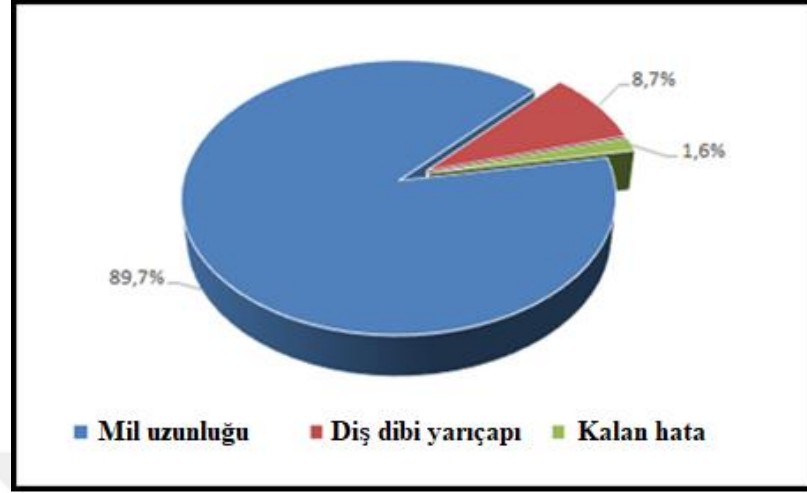
Anova analizi sonucuna göre mil boyu ve diş dibi yarıçapı değişim faktörleri gövdede oluşan gerilme değerlerine etkisi $\text{Adj } R^2 = \%98,9$ oranında açıklanabilmektedir. Analizin güvenilirlik değeri ise $R^2(\text{Güvenilirlik}) = 0,995$ 'dir.

Tablo 7.8. Mil için Anova tablosu

Faktörler	Bağımlı değişkenler	Kareler toplamı (Seq SS)	Serbestlik derecesi (DF)	Ortalama kareler (MS)	F oranı	P oranı	R2	Etki oranı (%)
Model	Mil (MPa)	93923,300	5	18784,660	169,384	0,000	0,995	
Mil uzunluğu	Mil (MPa)	88494,400	4	22123,600	199,491	0,000	0,995	93,8%
Diş dibi yarıçapı	Mil (MPa)	5428,900	1	5428,900	48,953	0,002	0,924	5,8%
Hata	Mil (MPa)	443,600	4	110,900				0,5%
Toplam	Mil (MPa)	94366,900	9					100%

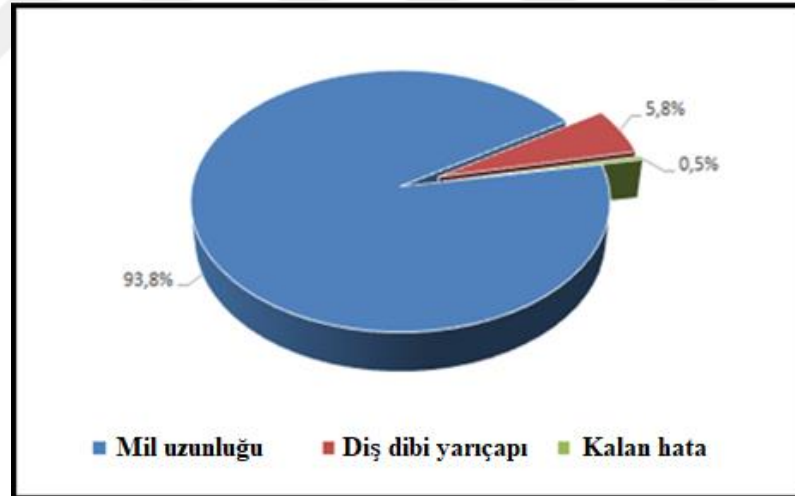
* $R^2(\text{Güvenilirlik}) = 0,995$, $\text{Adj } R^2 = 0,989$

Şekil 7.59’da gövdede oluşan gerilmeler için mil uzunluğu ve dış dibi yarıçapının etkisi yüzdelik oran ile gösterilmiştir.



Şekil 7.59. Gövde için faktörlerin etki yüzdesi

Şekil 7.60’da milde oluşan gerilmeler için mil uzunluğu ve dış dibi yarıçapının etkisi yüzdelik oran ile gösterilmiştir.



Şekil 7.60. Mil için faktörlerin etki yüzdesi

BÖLÜM 8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, Demireller Kardan firmasının ürettiği bir kardan şaftının bileşenlerinden kardan mili ve kayıcı gövde bağlantısı DIN 5480 standardına uygun olarak tasarlanmıştır. Tasarımda diş dibi yarıçapı ve dişli uzunluğu değişecek şekilde 6 farklı numune oluşturulmuştur. Numuneler sonlu elemanlar yöntemi ile hesap yapan Ansys programına aktarılmıştır. Çalışma şartları benzetimi gerçekleştirilerek yapılan analizin Tablo 8.2.'de eşdeğer gerilme, toplam deformasyon ve yorulma analizi sonuçları verilmiştir. Yapılan analizlerde diş dibi çapı ve dişli uzunluğu değiştirilerek analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Analiz sonuçları incelendiğinde literatüre katkı sağlayacak olan önemli sonuçlar şu şekildedir;

Yapılan tüm analizlerde mil dişlisi üzerine etki eden Von Mises (eşdeğer gerilmeler) gerilmeleri, kayıcı gövde dişlilerine etki eden Von Mises (eşdeğer gerilmeler) gerilmelerden daha büyüktür. Kardan mil bağlantısında dişli uzunluğunun veya diş dibi yarıçapının artırılması bütün numuneler için hem milde hem de kayıcı gövdede Von Mises (eşdeğer gerilmeler) gerilmesini azaltmıştır.

1 numaralı numunenin 50 kNm tork ile yapılan statik analizde milde 539 Mpa, kayıcı gövdede ise 522 Mpa eşdeğer gerilim oluşmuştur. Bu sonuçlar ile Analiz 1 akma gerilmesi değerine yakın değerde çalıştığı görülmektedir. Analiz 1'in diş dibi yarıçapı arttırılarak yapılan 2 numaralı numunenin analizinde milde 473 Mpa, kayıcı gövdede ise 427 Mpa eşdeğer gerilim elde edilerek iyileştirme sağlanmış ve malzemenin akma gerilmesi olan 550 Mpa değerinden uzaklaşmıştır. Bu doğrultuda 6 numaralı numunenin analiz sonuçlarında milde 221 Mpa, kayıcı gövdede ise 205 Mpa ile en düşük gerilme değeri elde edilmiştir.

Kardan milinin gövde-mil dişlisinde oluşan gerilmelere ekti eden faktörler incelenmiştir. Yapılan Anova analizi sonucunda gövdeye etki eden faktörlerden mil (dişli) uzunluğunun gövde üzerinde etkisi %89,7 iken diş dibi yarıçapının gövde üzerindeki etkisi %8,7'dir. Aynı analiz sonuçlarında mile etki eden faktörler incelendiğinde mil (dişli) uzunluğunun mil üzerinde etkisi %93,8 iken diş dibi yarıçapının mil üzerindeki etkisi %5,8 olmuştur.

Toplam deformasyon incelendiğinde, tüm analiz sonuçlarında milde oluşan toplam deformasyon, kayıcı gövdeye kıyasla daha büyük olduğu belirlenmiştir. Kardan mil bağlantısında dişli uzunluğunun veya diş dibi yarıçapının arttırılması numunelerde hem milde hem de kayıcı gövdede toplam deformasyonu azaltmıştır.

Yorulma analizleri incelendiğinde, diş uzunluğunun veya diş dibi yarıçapının arttırılması bütün numuneler için hem milde hem de kayıcı gövdede yorulma ömrünü ve güvenlik faktörünü artırmıştır. Yorulma ömrü sonuçları incelendiğinde analiz 1 ve analiz 2'nin sonuçları, 10^6 çevrim değerinin altında kalmıştır. Mil ve kayıcı gövde de hasar oluşmaktadır. Diğer analiz sonuçlarında ise diş uzunluğu veya diş dibi yarıçapının artması ile ömür çevrimi 10^6 değerine ulaşmış ve iyileşme sağlanmıştır.

Güvenlik faktörü sonuçları incelendiğinde 1 numaralı numunenin analizinde güvenlik faktörü "1" değerinin altında, 2 numaralı numunenin analizinde ise kritik faktör "1" değerine oldukça yakın çıkmıştır. Diğer numuneler güvenlik faktörleri "1" değerinin üzerindedir. Yorulma analizinde dinamik zorlanma etkisinde 6 numaralı analizin güvenlik faktörleri milde 2,31 kayıcı gövdede ise 2,35 çıkmıştır.

Analiz sonuçlarına bakıldığında aynı diş dibi yarıçapına sahip numuneler diş uzunlukları ile orantılı olarak eşdeğer gerilmeleri değişmektedir. Üretimi yapılacak kardan mil gövde bağlantılarında emniyet katsayısı 2,25'in üzerinde olması önerilmektedir. 6 numaralı analiz yapılan tork değerlerinde emniyetli çalışacağı belirlenerek, üretimi uygundur.

Literatüre katlı sağlaması için bu tezde incelenen iki faktör olan mil boyu ve diş dibi yarıçapının değişiminin yanı sıra 42CrMo4 çeliklerinde indüksiyon ile yüzey

sertleştirilmesi eşdeğer gerilme değerleri ve yorulma analizi üzerindeki etkileri incelenmelidir.

Üretimi yapılacak olan kardan mil ve gövde bağlantısı için dişlilerin minimum kavrama uzunluğu 100 mm'dir. Tablo 8.1.'de mil ve gövde için hesaplanan parametrik denklem ile 100 mm boyundaki kardan milinin iki farklı diş dibi yarıçapı için gerilme ve güvenlik faktörü hesaplanmıştır.



Tablo 8.1. 100 mm kardan mil ve kayıcı gövde bağlantısı analiz değerleri

Mil Dış Boyu (mm)	Dış Dibi Radius (mm)	50 kNm Gövde Von Mises (MPa)	50 kNm Mil Von Mises (MPa)	25 kNm Gövde Safety Factor	25 kNm Mil Safety Factor
100	0,2 x modül	142	163	3,38	2,94
100	0,4 x modül	135	149	3,56	3,22

Tablo 8.2. Kardan mili ve kayıcı gövde analiz sonuçları

Analiz	Mil Dış Boyu (mm)	Dış Dibi Radius (mm)	50 kNm Gövde Von Mises (MPa)	50 kNm Gövde Toplam Deformasyon (mm)	25 kNm Gövde Von Mises (MPa)	25 kNm Gövde Life	25 kNm Gövde Safety Factor	50 kNm Mil Von Mises (MPa)	50 kNm Mil Toplam Deformasyon (mm)	25 kNm Mil Von Mises (MPa)	25 kNm Mil Life	25 kNm Mil Safety Factor
1	30	0,2 x modül	522	0,015	266	156000	0,90	539	0,019	270	93000	0,89
2	30	0,4 x modül	427	0,014	210	564000	1,14	473	0,018	237	432000	1,01
3	45	0,2 x modül	327	0,010	165	1000000	1,45	376	0,013	183	1000000	1,31
4	45	0,4 x modül	281	0,009	140	1000000	1,71	342	0,013	144	1000000	1,67
5	60	0,2 x modül	232	0,007	121	1000000	1,98	269	0,010	135	1000000	1,78
6	60	0,4 x modül	203	0,007	102	1000000	2,35	221	0,009	104	1000000	2,31

KAYNAKLAR

- [1] Çetinkaya, S. 1998. Taşıt Mekaniği, 2. Baskı”, Nobel Yayın Dağıtım Ltd. Srkt. Ankara.
- [2] Robins, R. 2008. Tooth Engagement Evaluation of Involute Spline Couplings. Brigham Young University. Master of Science.
- [3] Schäfer, D. Garzke, M. 2002 Increasing load capacity of splines due to desing.
- [4] Sandip B. Banerjee A. Chakrabarti I. Bhaumik B. K. Failure analysis of an input shaft of skip drive gearbox. Engineering failure analysis. 2008, 15, 411–419.
- [5] Chase, K. Sorensen, D. Decaires, B. 2010. Variation analysis of tooth engagement and load sharing in involute splines.
- [6] Barsoum, I. Khan, F. 2012. Strength optimization of induction hardened splined shaft – material and geometric aspects.
- [7] Pardhi, D. Khamankar, S. 2014. Stress analysis of spline shaft using finite element method and its experimental verification by photoelasticity.
- [8] Hong, J. Talbot, D. Kahraman, A. 2014. Load distribution analysis of clearance-fit spline joints using finite elements.
- [9] Cuffaro, V. Curà, F. Mura, A. 2014. Surface characterization of spline coupling teeth subjected to fretting wear.
- [10] Curà, F, Mura, A, 2014. Experimental procedure for the evaluation of tooth stiffness in spline including angular misalignment.
- [11] Xiangzhen, X. Sanmin, W. Bo, L. 2016. Modification methodology of fretting wear in involute spline.
- [12] Santhosh, T. Babu, A. Vinutha, A. Sharma, P. 2016 Analisis of spline profile and its manufacturing.
- [13] Guimaraes, A. Brasileiro P. Giovanni G. Costa L. Araujo L. 2016 Failure analysis of a half-shaft of a formula SAE racing car.

- [14] Curà, F. Mura, A. Rosso C. 2016. Crack propagation behavior in planet gears.
- [15] Mura, A. Curà, 2017. Evaluation of the fretting wear damage on crowned splined couplings.
- [16] Curà, F. Mura, A. Adamo F. 2017. Fatigue damage in spline couplings: numerical simulations and experimental validation.
- [17] Curà, F. Mura, A. Adamo F. 2017. Investigation of crack propagation path in tube gears.
- [18] Suresh, P. Mruthunjaya, M. 2017. Root cause analysis of forged spline yoke shaft using finite element method.
- [19] Wankling, M. 2017. Failure analysis into root fillet region of spline. Individual project.
- [20] Mura, A. Curà, F. Di Molfetta, A. 2018. Investigation of bearings overloads due to misaligned splined shafts.
- [21] Curà, F. Mura, A. Adamo F. 2018. Methodology development to design a representative test specimen for wear damage in spline couplings.
- [22] Zhaoa, L. Xinge, Q. Wanga, J. Lic, S. Zhenga, S. 2019. Failure and root cause analysis of vehicle drive shaft.
- [23] Patil, S. Patil, R. 2019 Experimental and numerical analysis of a load distribution along the length of contact in involute spline shaft.
- [24] Monti, S. Guagliano, M. 2019. Failure analysis of an involute spline coupling of an overhead bridge crane.
- [25] Kutay, G. 2010. Miller Akslar ve Muylular.
- [26] <https://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Miller%20ve%20Akslar.pdf>., Erişim Tarihi: 26.06.2020.
- [27] Yaman, M. 2007. Genetik algoritma ile kardan mili tasarımı. Gazi Üniversitesi. Fen Bilimleri Enstitüsü. Yüksek Lisans Tezi
- [28] <https://www.nuhydro.com/product/assemble-yourself/>., Erişim Tarihi: 26.06.2020.
- [29] Akın, S. 2019. Endüstriyel alanda kullanılan kardan şaftların statik yorulma testleri için hidrolik test düzeneği tasarımı. Tekirdağ Namık Kemal Üniversitesi. Fen Bilimleri Enstitüsü. Yüksek Lisans Tezi.

- [30] Özek, F. 2007. Optimum ağırlıklı düz dişli çark tasarımı ve gerilme analizi. Fırat Üniversitesi. Fen Bilimleri Enstitüsü. Yüksek Lisans Tezi.
- [31] Stenstrand, A. 2018. Spline optimization tool using Finite Element Analysis. Chalmers University of Technology. Department of Industrial and Materials Science. Master's thesis.
- [32] Konez, O. 2019. Y32 Boji şasisinin statik analizi ve yorulma bakımından incelenmesi. Yıldız Teknik Üniversitesi. Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.
- [33] DIN EN 10083-3: 2007-1. Steels for quenching and tempering- Part 3: Technical delivery conditions for alloy steels.
- [34] Strzelecki, P. Sempruch, J. 2016. Verification of analytical models of the s-n Curve within limited fatigue life.
- [35] Jambor, E. 2016. Manufacturing and testing of spline geometry using carbon fiber reinforced composite. Colorado University, Department of Mechanical Engineering. Master's thesis.
- [36] Caires, B. 2006. Variation analysis of involute spline tooth contact, Brigham Young University. Department of Mechanical Engineering. Master's thesis.
- [37] Robins, R. 2008. Tooth Engagement Evaluation of Involute Spline Couplings. Brigham Young University. Department of Mechanical Engineering. Master of Science.
- [38] Dokuzlar, Ö. 2018. 36CrB4 ve 42CrMo4 Çeliklerde ısıtıl işlemin mekanik özelliklere etkisinin araştırılması. Süleyman Demirel Üniversitesi. Fen Bilimleri Enstitüsü. Yüksek Lisans Tezi.
- [39] Çetiner, İ. 2007. Hafif tip ticari araç kardan millerinin dinamik etkiler altında modellenmesi. Sakarya Üniversitesi. Fen Bilimleri Enstitüsü. Yüksek Lisans Tezi.
- [40] DIN 5480-1, 2006. Splined connections with involutesplines based on reference diameters.
- [41] <http://research.me.udel.edu/~lwang/teaching/MEx81/ansys56manual.pdf>, Erişim Tarihi: 26.06.2020.
- [42] Moaveni, S. "Finite Element Analysis: Theory and Application with ANSYS", Pearson Education Inc. 4. Baskı, 2015. Prof. Dr. Ali Osman Ayhan, 6-20, 2015
- [43] <http://www.demirellerkardan.com.tr/Dosyalar/Web/Pdf/2f80a9e3-8df1-419d-a6cf-5e55feaa015.pdf>, Erişim Tarihi: 26.06.2020.

- [44] Civelek, C. 2019. Tam otomatik metal inert gaz yöntemi ile alüminyum alaşımı yakıt depolarının imalatında kaynak parametrelerinin etkilerinin incelenmesi. Yıldız Teknik Üniversitesi. Fen Bilimleri Enstitüsü. Yüksek Lisans Tezi.
- [45] Mutlu, B. 2020. CoCrMo alaşımının işlenebilirliğinin incelenmesi. Karabük Üniversitesi. Fen Bilimleri Enstitüsü. Yüksek Lisans Tezi.



ÖZGEÇMİŞ

Burak AL, 14.07.1990'da Ankara'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Ankara'da tamamladı. 2008 yılında Kalaba Anadolu Lisesi'nden mezun oldu. 2009 yılında başladığı Süleyman Demirel Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nü 2013 yılında bitirdi. 2014 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans eğitimine başladı. Şu an Schindler'de Teknik Servis Lideri olarak görev yapmaktadır.