

**HELİSEL KONİK DİŞLİ ÇARKLARDA GERİLMELERİN
SONLU ELEMAN YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ**

Muhammed Emin ERDİN

**DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ARALIK 2009
ANKARA**

**HELİSEL KONİK DİŞLİ ÇARKLARDA GERİLMELERİN
SONLU ELEMAN YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ**

Muhammed Emin ERDİN

**DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ARALIK 2009
ANKARA**

Muhammed Emin ERDİN tarafından hazırlanan “HELİSEL KONİK DİŞLİ
ÇARKLARDA GERİLMELERİN SONLU ELEMEN YÖNTEMİYLE
İNCELENMESİ” adlı bu tezin Doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Bedri TUÇ

Tez Danışmanı, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Makina Mühendisliği
Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Can ÇOĞUN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. Bedri TUÇ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. Halil AYKUL

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Hitit Üniversitesi

Prof. Dr. Müfit GÜLGEÇ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. Faruk MENDİ

Tasarım ve Konstrüksiyon Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Tarih: 29/12/2009

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Doktora derecesini
onamıştır.

Prof. Dr. Bilal TOKLU

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Muhammed Emin ERDİN

HELİSEL KONİK DİŞLİ ÇARKLARDA GERİLMELERİN SONLU ELEMEN YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ

(Doktora Tezi)

Muhammed Emin ERDİN

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Aralık 2009

ÖZET

Bu çalışmada değişik tipteki konik dişli çarkların dişlerinde oluşan gerilmelerin değişimi, geometriye ve çalışma şartlarına bağlı olarak incelenmiştir. Bunun için dişlilerin helis açıları, profil kaydırma oranları, devir sayıları ve mil eksenlerinin kesişme açıları değiştirilerek farklı geometriler ve çalışma şartları elde edilmiştir. Geometrik karmaşıklıkları nedeniyle konik dişli çark sistemlerinin deney düzeneklerini hassas bir şekilde oluşturmak yüksek maliyetli olup kapsamlı bir araştırma yapmak için uygun olmayan bir yöntemdir. Oysa hesaplamalar doğru yapıldığında ve uygun bir analiz prosedürü tanımlandığında bilgisayar ortamında çok değişik modeller oluşturularak kapsamlı ve karşılaştırmalı analizler gerçekleştirilebilir. Dişlerde ortaya çıkan zorlanmaların geometri ve çalışma şartlarına bağlı olarak değişiminin incelenmesinde dört aşamadan oluşan bir yöntem kullanılmıştır. İlk aşamada, giriş parametrelerine bağlı olarak dişli çark sistemleri hesaplanmış ve bu hesaplara göre ortaya çıkan geometri parametreleri belirlenmiştir. İkinci aşamada, çıkış parametreleri kullanılarak bilgisayar ortamında dişli çark sistemi modellenmiştir. Sonraki aşamada, oluşturulan katı modeller ile üç boyutlu dinamik temas analizleri

gerçekleştirilmiştir. Son aşamada ise analiz sonuçları karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Eğri uydurma yöntemi kullanılarak, her bir parametre için sonlu eleman analizi gerçekleştirilen noktalar ve bu noktalardaki gerilme değerleriyle çözüm aralığı içinde gerilme değerlerini hesaplayan bağıntılar elde edilmiştir. Bu bağıntılar için klasik tek değişkenli optimizasyon tekniği ile çözüm aralığındaki yerel ve bölgesel ekstremum noktaları belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre helis açısı, profil kaydırma oranı, devir sayısı ve mil eksenlerinin kesişme açısı temasta olan dişlerde meydana gelen maksimum gerilmeleri önemli derecede etkilemektedir.

Bilim Kodu : 914.1.090
Anahtar Kelimeler : Helisel Konik Dişli, Sonlu Eleman, Temas Analizi
Sayfa Adedi : 168
Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Bedri TUÇ

**INVESTIGATION OF THE STRESSES IN HELICAL
BEVEL GEARS USING FINITE ELEMENT METHOD**

(Ph. D. Thesis)

Muhammed Emin ERDİN

GAZİ UNIVERSITY

INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

December 2009

ABSTRACT

In this study, variations of the stresses that occur in teeth of different types of bevel gear systems are investigated according to geometry and working conditions. Different geometries and working conditions are obtained by changing the base helix angles, profile modification ratios, rotational speeds and intersection angles of shaft axes. Because of the geometrical complexities of bevel gear systems, it is costly to constitute a precision experimental system of these types of gears. Thus, experimental study is not an appropriate method to make a comprehensive research. However, it is possible to realize comprehensive and comparative analyses by forming a lot of different models in the computer environment when the calculations are made correctly and an appropriate analysis procedure is defined. The method to investigate the variations of the stress formations according to the geometry and working conditions in the teeth consists of four stages. In the first stage, bevel gear systems are calculated according to the input parameters and geometrical parameters are determined according to these calculations. In the second stage, gear systems are modeled in the

computer environment by using the output parameters. In the following stage, three dimensional dynamic contact analyses are realized with the solid models. In the final stage, analyses results are commented comparatively. For each parameter, functions are achieved with curve fitting method, which calculate the stress values in the solution range by using the points in which finite element analyses are realized and the stress values in these points. For these functions, local and regional extremum points are determined in the solution range with classical single variable optimization technique. According to the obtained results; helix angle, profile modification ratio, rotational speed and intersection angle of shaft axes have significant effects on maximum stresses which occur in the contacting teeth.

Science Code : 914.1.090

Key Words : Helical Bevel Gear, Finite Element, Contact Analysis

Page Number : 168

Adviser : Prof. Bedri TUÇ

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren tez danışmanım Prof. Dr. Sayın Bedri TUÇ'a, yine tez çalışmam süresince kıymetli tecrübelerinden faydalandığım jüri üyesi hocalarım Prof. Dr. Sayın Can ÇOĞUN, Prof. Dr. Sayın Halil AYKUL, Prof. Dr. Sayın Müfit GÜLGEÇ ve Prof. Dr. Sayın Faruk MENDİ'ye, ayrıca Makina Yüksek Mühendisi Arş. Gör. Cengiz BAYKASOĞLU'na ve yardımlarını esirgemeyen tüm çalışma arkadaşlarıma, manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan çok değerli aileme teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xi
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xviii
1. GİRİŞ	1
2. KONİK DİŞLİ ÇARKLAR.....	25
2.1. Helisel Konik Dişli Çark Tasarımı	26
2.1.1. Tasarımla ilgili giriş parametreleri	27
2.1.2. Tasarımla ilgili çıkış parametreleri	41
2.1.3. Örnek tasarım.....	51
2.2. Konik Dişli Çark Hesabı	53
2.2.1. Mukavemet hesap yöntemi.....	53
2.2.2. Örnek mukavemet hesabı.....	64
2.2.3. Tüm modeller için mukavemet kontrolleri	66
2.3. Modelleme	68
2.4. Gerilme Analizi	70
2.4.1. Sonlu eleman yöntemi	71

Sayfa

2.4.2. Analiz prosedür ve aşamaları	73
2.4.3. Analiz sonuçlarının güvenilirliği.....	77
2.4.4. Analiz sonuçları	82
2.5. Gerilme Formülü Geliştirilmesi.....	96
2.6. Ekstremum Noktalardaki Gerilme Değerlerinin Belirlenmesi	103
3. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	118
KAYNAKLAR	122
EKLER.....	128
EK-1 Konik dişli çark tasarım değerleri	129
EK-2 Değişik tipteki konik dişli çarklara ait geometri faktörü eğrileri.....	148
EK-3 Modellere ait örnek konik dişli çark görünüşleri.....	158
EK-4 Ekstremum noktalar ve bu noktalardaki gerilme değerleri.....	163
ÖZGEÇMİŞ.....	167

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Yükleme durumlarına ve boyutlarına göre dişli çark malzemeleri	29
Çizelge 2.2. Esas alınan malzemenin özellikleri ve kimyasal bileşimi.....	30
Çizelge 2.3. Dişli çarklarda yükleme tipleri	30
Çizelge 2.4. Dişli çarklarda yataklama tipleri	31
Çizelge 2.5. Değişik yüzey kaliteleri için çevresel hız sınırları	32
Çizelge 2.6. Kullanım amaçlarına göre dişli çarklar için gerekli yüzey kaliteleri.....	32
Çizelge 2.7. Değişik makine tipleri için varsayılan çalışma ömürleri	33
Çizelge 2.8. Dişli temel eğri tiplerine göre diş başı yüksekliği katsayısı, birim diş boşluğu ve birim diş dibi eğrilik yarıçapı değerleri	34
Çizelge 2.9. Değişik çevrim oranları için küçük dişli çarka ait diş sayısı değerleri	35
Çizelge 2.10. Değişik dişli çark tipleri için tavsiye edilen düzeltme değerleri.....	40
Çizelge 2.11. Değişik çevrim oranları için tavsiye edilen diş başı yüksekliği düzeltme değerleri.....	40
Çizelge 2.12. Değişik çevrim oranları için tavsiye edilen diş kalınlığı düzeltme değerleri	41
Çizelge 2.13. 0° helis açısı, 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 1000 rpm hızla dönen konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri	52
Çizelge 2.14. Döndüren ve döndürülen makinaların çalışma şartlarına bağlı karakteristikleri	54
Çizelge 2.15. Farklı malzemelerin ısıtılma işlemine bağlı yüzey sertlikleri ve yüzey basıncı mukavemetleri.....	61

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.16. Farklı malzemelerin ısıtılma işlemine bağlı yüzey sertlikleri ve eğilme mukavemetleri.....	61
Çizelge 2.17. Helis açısının değişimine göre sonlu eleman analizleri gerçekleştirilen modellere ait mukavemet kontrolleri	67
Çizelge 2.18. Devir sayısının değişimine göre sonlu eleman analizleri gerçekleştirilen modellere ait mukavemet kontrolleri	67
Çizelge 2.19. Mil eksenlerinin kesişme açısının değişimine göre sonlu eleman analizleri gerçekleştirilen modellere ait mukavemet kontrolleri	68
Çizelge 2.20. Karşılaştırılan dişli çark sistemlerine ait parametreler	80
Çizelge 2.21. Tüm helis açıları için gerilme değerleri	83
Çizelge 2.22. Tüm profil kaydırma oranları için gerilme değerleri	87
Çizelge 2.23. Tüm devir sayıları için gerilme değerleri	90
Çizelge 2.24. Tüm mil eksenlerinin kesişme açıları için gerilme değerleri ...	93
Çizelge 2.25. Farklı çevrim oranları için gerilme değerleri	96

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Dişli çark çeşitleri	2
Şekil 1.2. Eksenlerine göre konik tip dişli çarklar	3
Şekil 1.3. Konik dişli çarklarda yuvarlanma konileri ve yuvarlanma eksenini	4
Şekil 1.4. Mil eksenlerinin kesişme açısına göre konik dişli çarklar	5
Şekil 1.5. Dişli çarkların diş profillerinde kullanılan eğriler	6
Şekil 1.6. Evolvent eğrisi ve evolvent diş profili.....	7
Şekil 1.7. Düz konik ve helisel konik dişli çarklarda diş temas şekli.....	8
Şekil 1.8. Gerilmelerin incelenmesinde kullanılan yöntem	10
Şekil 1.9. Dişli çark düzlemleri	14
Şekil 1.10. Diş yüzeyinde temas bölgesi.....	18
Şekil 1.11. Diş yüzeyinde kenar temas oluşumu	19
Şekil 1.12. Dişli çark sistemlerinde hasar tipleri.....	20
Şekil 1.13. Dişli çarklarda hasar oluşumu	21
Şekil 1.14. Chen ve Tsay'ın analizlerinde kullandıkları dişli çark modeli	24
Şekil 2.1. Konik dişli çarkların konstrüksiyon yoluyla çizilmesi.....	25
Şekil 2.2. Konik dişli eğri tipleri	26
Şekil 2.3. Evolvent profilli helisel konik dişli çark çifti	27
Şekil 2.4. Konik dişli çarklarda yataklama tiplerinin şematik görünüşleri	31
Şekil 2.5. Diş dibi ve diş başı koni pozisyonlarına ve diş profil eğrilerine göre dişli temel eğri tipleri	34

Şekil	Sayfa
Şekil 2.6. Konik dişli çark sistemlerinde mil eksenlerinin kesişme açısı.....	36
Şekil 2.7. Konik dişli çarklarda temel helis açısı.....	37
Şekil 2.8. Konik dişli çarklarda profil kaydırma işlemi.....	39
Şekil 2.9. Konik dişli çark sistemlerinin temel boyut parametreleri.....	43
Şekil 2.10. Konik dişli çark sistemlerinde kuvvet durumları.....	48
Şekil 2.11. Konik dişli çarklarda diş yüzeylerine gelen normal kuvvet ve bileşenleri	50
Şekil 2.12. Örnek konik dişli çark sisteminin üç boyutlu katı modeli	51
Şekil 2.13. Dinamik faktörün çevresel hıza ve dişli çevrim doğruluk sayısına bağlı değişimi.....	55
Şekil 2.14. Yük dağılım faktörünün yataklama şekline ve diş genişliğine bağlı değişimi	56
Şekil 2.15. Yüzey basıncı mukavemeti için boyut faktörünün diş genişliğine bağlı değişimi	57
Şekil 2.16. Eğilme mukavemeti için boyut faktörünün diş genişliğine bağlı değişimi	58
Şekil 2.17. 20° basınç açısı, 0° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde yüzey basıncı mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı olarak değişimi	59
Şekil 2.18. 20° basınç açısı, 0° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde eğilme mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı olarak değişimi	60
Şekil 2.19. Yüzey basıncı mukavemeti için gerilme tekrar faktörünün yük tekrar sayısına bağlı değişimi	62
Şekil 2.20. Eğilme mukavemeti için gerilme tekrar faktörünün yük tekrar sayısına bağlı değişimi.....	63

Şekil	Sayfa
Şekil 2.21. $\beta = 0^\circ$; $\alpha = 20^\circ$; $\phi = 90^\circ$ için katı model.....	69
Şekil 2.22. $\beta = 20^\circ$; $\alpha = 20^\circ$; $\phi = 90^\circ$ için katı model.....	70
Şekil 2.23. $\beta = 40^\circ$; $\alpha = 20^\circ$; $\phi = 90^\circ$ için katı model.....	70
Şekil 2.24. Sonlu eleman modeli: tasarlanan katı model, yardımcı ara yüzeyler, düğüm noktaları ve sonlu eleman ağı.....	73
Şekil 2.25. Parçaların tanımlanması	73
Şekil 2.26. Malzeme tipinin belirlenmesi	74
Şekil 2.27. Temas yüzeylerinin ve dönme merkezlerinin belirlenmesi	76
Şekil 2.28. Modelin sonlu elemanlara bölünmesi.....	77
Şekil 2.29. Dişlerde ortaya çıkan büyük gerilmeler	78
Şekil 2.30. Temas bölgesinin konumuna bağlı gerilme değerleri.....	79
Şekil 2.31. Küçük dişli çarkın taban düzleminde diş dibi gerilmesi değeri ...	81
Şekil 2.32. Büyük dişli çarkın taban düzleminde diş başı gerilmesi değeri ..	81
Şekil 2.33. 0° helis açısı için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri	82
Şekli 2.34. 25° helis açısı için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri	82
Şekil 2.35. 30° helis açısı için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri	83
Şekil 2.36. 45° helis açısı için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri	83
Şekil 2.37. Gerilmelerin helis açısı ile değişimi	84
Şekil 2.38. Profil kaydırma oranı = 0 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri.....	85
Şekil 2.39. Profil kaydırma oranı = 0,002 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri.....	85
Şekil 2.40. Profil kaydırma oranı = 0,004 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri.....	85

Şekil	Sayfa
Şekil 2.41. Profil kaydırma oranı = 0,006 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri.....	86
Şekil 2.42. Profil kaydırma oranı = 0,012 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri.....	86
Şekil 2.43. Profil kaydırma oranı = 0,015 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri.....	86
Şekil 2.44. Gerilmelerin profil kaydırma oranı ile değişimi	87
Şekil 2.45. Devir sayısı = 2000 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri	88
Şekil 2.46. Devir sayısı = 3000 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri	88
Şekil 2.47. Devir sayısı = 6000 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri	89
Şekil 2.48. Devir sayısı = 8000 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri	89
Şekil 2.49. Devir sayısı = 10000 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri	89
Şekil 2.50. Devir sayısı = 12000 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri	90
Şekil 2.51. Gerilmelerin devir sayısı ile değişimi	91
Şekil 2.52. 60° mil eksenlerinin kesişme açısı için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri.....	92
Şekil 2.53. 80° mil eksenlerinin kesişme açısı için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri.....	92
Şekil 2.54. 100° mil eksenlerinin kesişme açısı için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri.....	92
Şekil 2.55. 120° mil eksenlerinin kesişme açısı için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri.....	93

Şekil	Sayfa
Şekil 2.56. Gerilmelerin mil eksenlerinin kesişme açısı ile değişimi.....	94
Şekil 2.57. Çevrim oranı = 1,00 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri	95
Şekil 2.58. Çevrim oranı = 1,25 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri	95
Şekil 2.59. Çevrim oranı = 1,60 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri	96
Şekil 2.60. Helis açısının değişimine göre diş başı gerilme eğrisi.....	97
Şekil 2.61. Helis açısının değişimine göre diş dibi gerilme eğrisi.....	98
Şekil 2.62. Profil kaydırma oranının değişimine göre diş başı gerilme eğrisi.....	99
Şekil 2.63. Profil kaydırma oranının değişimine göre diş dibi gerilme eğrisi.....	100
Şekil 2.64. Devir sayısının değişimine göre diş başı gerilme eğrisi	101
Şekil 2.65. Devir sayısının değişimine göre diş dibi gerilme eğrisi.....	101
Şekil 2.66. Mil eksenlerinin kesişme açısının değişimine göre diş başı gerilme eğrisi.....	102
Şekil 2.67. Mil eksenlerinin kesişme açısının değişimine göre diş dibi gerilme eğrisi.....	103
Şekil 2.68. Yerel ve bölgesel ekstremum noktaları	104
Şekil 2.69. Dönüm noktası (durağan nokta).....	105

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
β	Helis açısı, derece
α	Basınç (kavrama) açısı, derece
ϕ	Mil eksenlerinin kesişme açısı, derece
z	Diş sayısı
E	Elastiklik modülü, GPa
ν	Poisson oranı
μ	Sürtünme katsayısı
m	Modül
P	Güç, kW
n	Devir sayısı, rpm
i	Çevrim oranı
R_a	Yüzey pürüzlülüğü, μm
R	Güvenilirlik
v	Çevresel hız, m/s
L_h	Çalışma ömrü, saat
S_H	Yüzey basıncı için emniyet katsayısı
S_F	Eğilme zorlanması için emniyet katsayısı
h_a^*	Diş başı yüksekliği katsayısı
c^*	Birim diş boşluğu
r_f^*	Diş dibi eğrilik yarıçapı
h_a	Diş başı yüksekliği, mm
h_f	Diş dibi yüksekliği, mm
c	Diş boşluğu, mm
B	Diş salgısı, mm

Simgeler	Açıklama
A	Koni yüksekliği, mm
R	Koni uzunluğu, mm
d	Dişli çapı, mm
r	Dişli yarıçapı, mm
b	Diş genişliği, mm
θ_a	Diş başı açısı, derece
θ_f	Diş dibi açısı, derece
δ	Koni yarı tepe açısı, derece
λ	Düzeltilme açısı, derece
ξ	Maksimum düzeltme miktarı, derece
x	Diş başı düzeltme katsayısı
x_T	Diş kalınlığı düzeltme katsayısı
η	Verim
M_b	Burulma momenti, Nm
t	Adım, mm
s	Diş kalınlığı, mm
F_a	Eksenel kuvvet, N
F_r	Radyal kuvvet, N
F_t	Teğetsel kuvvet, N
F_n	Diş kuvveti, N
w_t	Özgöl yük, N/mm
w_t^*	Birim yük, N/mm
σ_H	Yüzey basıncı, N/mm ²
σ_F	Eğilme gerilmesi, N/mm ²
σ_{HP}	Dişli yüzey basıncı mukavemeti sınırı, N/mm ²
σ_{FP}	Dişli eğilme mukavemeti sınırı, N/mm ²
σ_{Hlim}	Malzeme yüzey basıncı mukavemeti sınırı, N/mm ²
σ_{Flim}	Malzeme eğilme mukavemeti sınırı, N/mm ²
n_L	Yük tekrar sayısı

Simgeler	Açıklama
K_A	Aşırı yükleme faktörü
K_v	Dinamik faktör
$K_{H\beta}$	Yük dağılım faktörü
K_θ	Sıcaklık faktörü
Q_v	İletim doğruluk sayısı
Y_x	Eğilme mukavemeti için boyut faktörü
Y_β	Eğilme mukavemeti için helis faktörü
Y_j	Eğilme mukavemeti için geometri faktörü
Y_{NT}	Eğilme mukavemeti için gerilme tekrar faktörü
Y_z	Eğilme için güvenilirlik faktörü
Z_E	Yüzey basıncı mukavemeti için elastiklik katsayısı
Z_x	Yüzey basıncı mukavemeti için boyut faktörü
Z_{xc}	Yüzey basıncı mukavemeti için taç faktörü
Z_l	Yüzey basıncı mukavemeti için geometri faktörü
Z_{NT}	Yüzey basıncı mukavemeti için gerilme tekrar faktörü
Z_w	Yüzey basıncı mukavemeti için sertlik oranı faktörü
Z_z	Yüzey basıncı için güvenilirlik faktörü

Kısaltmalar	Açıklama
CAE	Bilgisayar Destekli Mühendislik
CNC	Bilgisayarlı Sayısal Kontrollü
DÇS	Dişli Çark Sistemi
FEA	Sonlu Eleman Analizi
FEM	Sonlu Eleman Metodu
ISO	International Organization for Standardization
DIN	Deutsche Institut für Normung
BSI	British Standards Institution
rpm	dakikadaki devir sayısı

1. GİRİŞ

Güç ve enerji iletim elemanları olan kayış kasnak mekanizmaları, zincir kasnak mekanizmaları, dişli çark sistemleri ve sürtünmeli çarklar, sistem ve makinalar arasında kuvvet ve onun türevi olan momentleri iletirken; aynı zamanda momentin değerini, yönünü ve hızını da değiştirme imkânını sağlarlar. Çok eski tarihlerde ilkel yöntemlerle ahşaptan ve taştan yapılan dişli çarklar tarımsal faaliyetler, değirmenler gibi alanlarda kullanılmıştır. Günümüzde dişli çarkların kullanılmadığı bir alana rastlamak hemen hemen imkânsızdır. Dişli çark mekanizmalarının sürtünmeli mekanizmalara tercih edilmesinin sebebi, kaymasız olarak moment iletmeleri ve daha kompakt bir tasarıma sahip olmalarıdır [1]. Güç iletim elemanları arasında en çok kullanılan sistem dişli çark mekanizmalarıdır. En az iki dişliden oluşan bu mekanizmaların bir döndüren ve bir veya birkaç döndürülen elemanı vardır. Millerinin konumuna göre dişli çark sistemleri dört gruba ayrılır [2]:

- Silindirik Dişli Çark Sistemleri ve Kremayer Mekanizmaları: Eksenleri aynı düzlemde paralel olan iki mil arasında güç ileten mekanizmalara silindirik dişli çark sistemleri denir. Silindirik dişli çark sistemindeki elemanlardan birinin yarıçapı sonsuz yapıldığında kremayer mekanizması meydana gelir.
- Konik Dişli Çark Sistemleri: Eksenleri aynı düzlemde bulunan fakat kesişen iki mil arasında güç ileten mekanizmalara konik dişli çark sistemleri denir.
- Spiral Dişli Çark Sistemleri ve Sonsuz Vida Mekanizmaları: Eksenleri aynı düzlemde olmayan miller arasında güç ileten dişli çark mekanizmalarına spiral dişli çark sistemleri denir. Bu dişlilerin çok kullanılan özel bir şekli, uzayda eksenleri birbirine dik olan sonsuz vida mekanizmalarıdır.

- Hipoid–Spiroid Konik Dişli Çark Sistemleri: Spiral dişli çarklar grubuna dâhil olmayan fakat eksenleri aynı düzlemde olmayan ve kesişmeyen gruba hipoid veya spiroid konik dişli çark sistemleri denir.

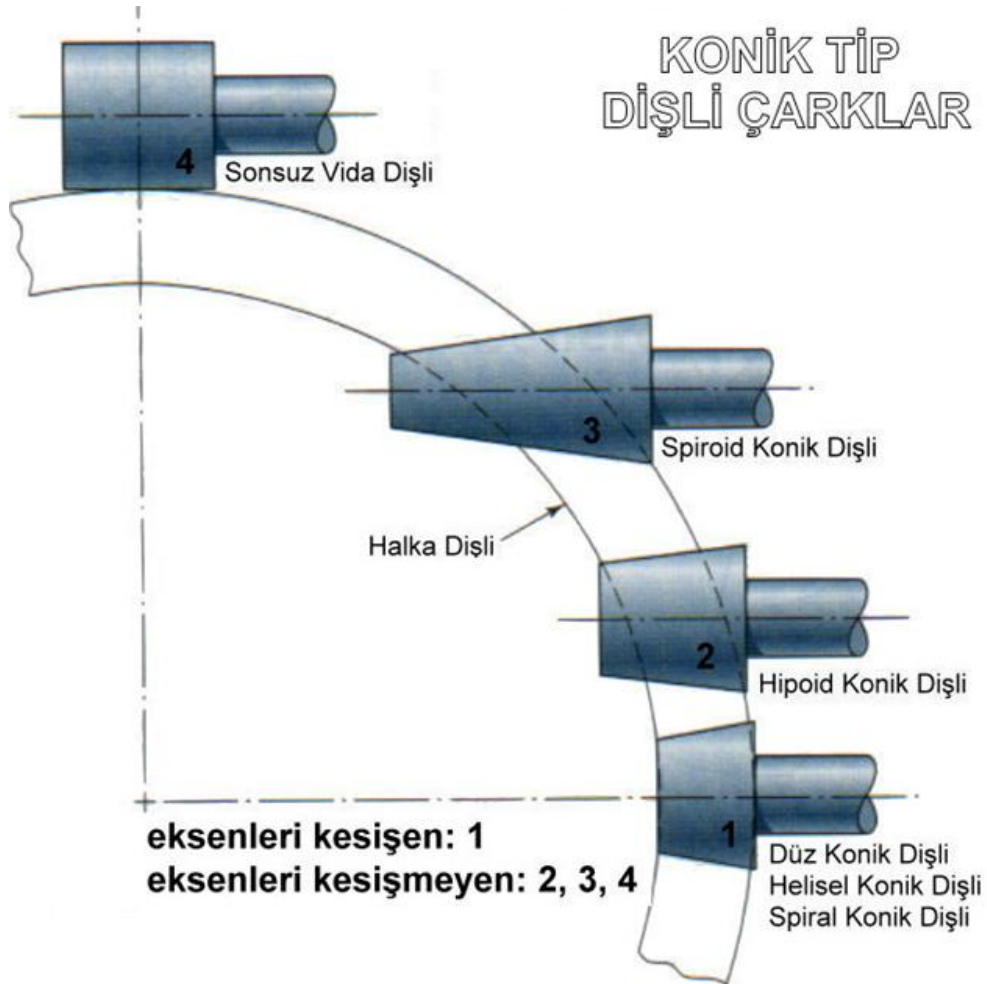
Bu bağlamda dişli çarklar; silindirik, konik, hipoid–spiroid konik, sonsuz vida ve kremayer olarak isimlendirilebilirler (Şekil 1.1).



Şekil 1.1. Dişli çark çeşitleri

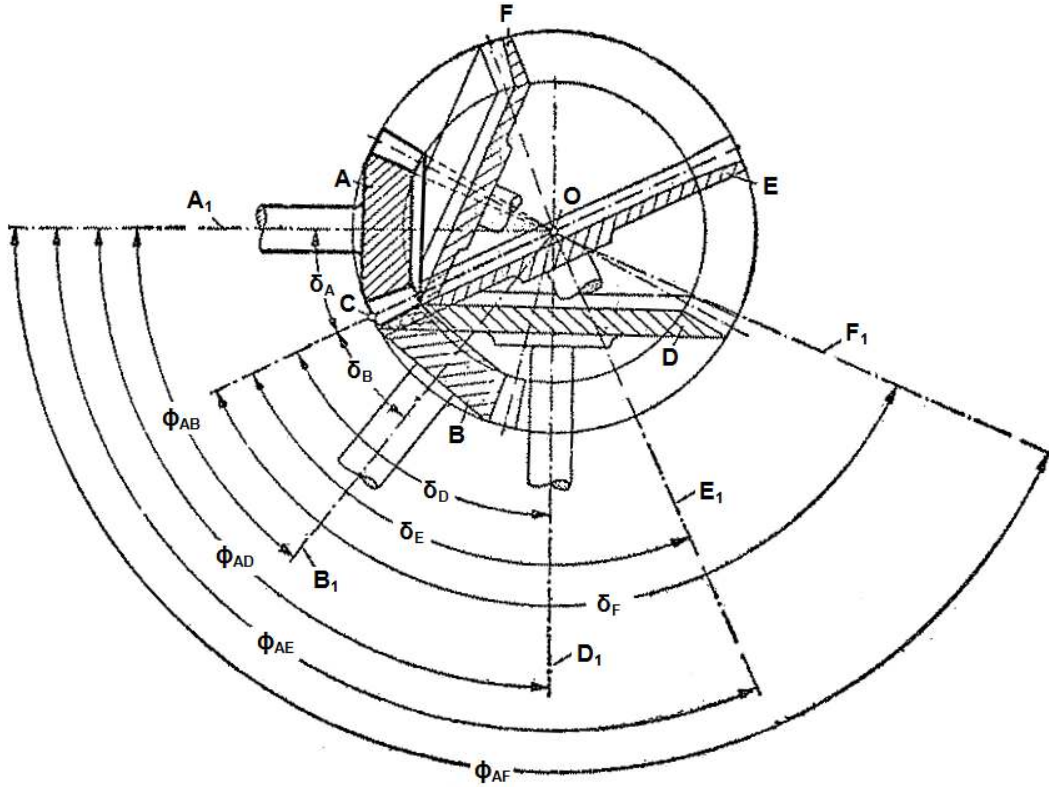
Konik dişli çark sistemleri, mil eksenleri birbirine paralel olmayan ve istenilen bir açı ile bir yerden başka bir yere moment ve güç iletilmesini sağlayan dişlilerdir. Konik dişlilerin dişleri düz, eğik, dairesel, helisel, spiral, hipoid ve spiroid şeklinde olabilir [3]. Helisel, spiral, hipoid ve spiroid konik dişli çarklar oldukça karmaşık diş yüzey geometrilerine sahiptirler [4]. Düz, eğik, dairesel, helisel ve spiral konik dişli çark sistemlerinin eksenleri bir noktada kesişirken; hipoid ve spiroid konik ile sonsuz vida dişli çark sistemlerinin eksenleri kesişmez [5] (Şekil 1.2). Düz konik dişli çarklar genellikle düşük hızlarda tercih edilirler. Eğik ve eğrisel konik dişli çarklar ise oldukça yüksek hızlarda çalışabilirler. Helisel konik dişli çarklar özellikle çalışma sessizliğinin ve diş dibi taşıma kabiliyetinin yüksek olmasının istendiği yerlerde tercih edilirler [1]. Helikopter, pervaneli uçak, gemi, otomobil gibi motorlu taşıtların diferansiyel

dişlilerinde, yüksek güç mekanizmalarında ve çeşitli endüstriyel makinaların iletim organlarında geniş kullanım alanına sahip olan helisel ve spiral konik dişli çarklar [6], yüksek momentleri farklı açılarda iletmekte kullanılan karmaşık geometriye sahip kompakt dişlilerdir [7]. Helisel konik dişli çark sistemlerinde; iyi optimize edilmemiş diş yüzeyleri, diş temasının ve kavrama olayının uygun bir şekilde gerçekleşmesini önler. Bu durum aşırı büyük gerilme değerlerinin ortaya çıkmasına sebep olabilmektedir. Ancak diş yüzeylerinin eğrisel olması ve diş profillerinin dişli genişliği boyunca aynı olmaması nedeniyle, kavrama olayının optimizasyonu zor bir işlemdir.



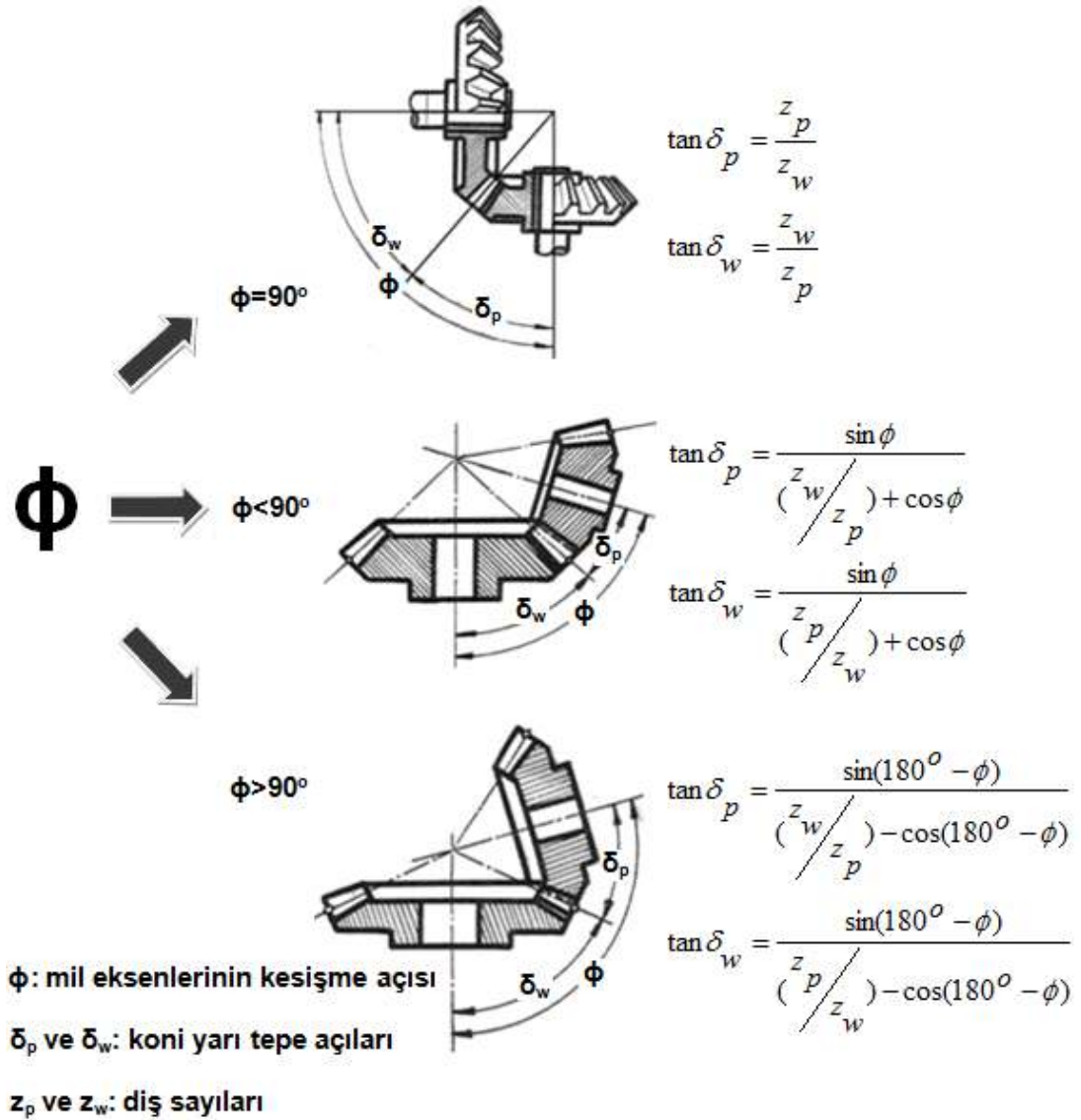
Şekil 1.2. Eksenlerine göre konik tip dişli çarklar [5]

Şekil 1.3'te görüldüğü üzere; bir A konik dişli çarkı, değişik durum ve çaplardaki (B, D, E, F vb.) dişli çarkları ile sorunsuz bir şekilde eş çalışabilir. Bütün bu eş çalışan dişli çiftlerinin eksenleri O noktasında kesişir. δ koni yarı tepe açısı ile tanımlanan yuvarlanma konileri, konik dişli çarkların imalatında kullanılır. Bir konik dişli çark çiftinde, birbirleri üzerinde kaymadan yuvarlanan dişliler yuvarlanma konilerinin kesiştiği OC çizgisinde (yuvarlanma eksen) temas ederler [8].



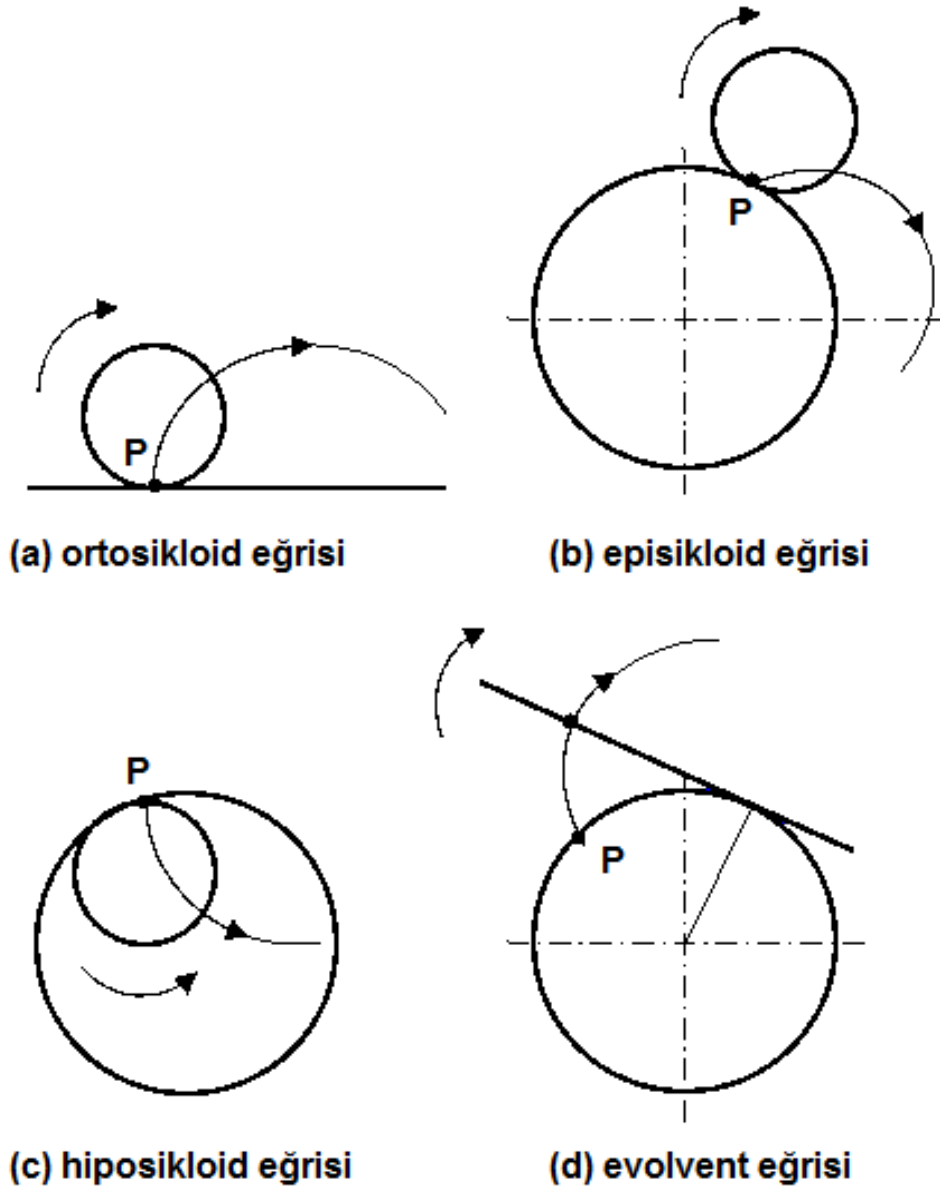
Şekil 1.3. Konik dişli çarklarda yuvarlanma konileri ve yuvarlanma eksenini [8]

Konik dişli çark sistemleri mil eksenlerinin kesişme açısının (ϕ) değerine göre geometrik olarak üç farklı tipte (Şekil 1.4) olabilir ($\phi < 90^\circ$; $\phi = 90^\circ$; $\phi > 90^\circ$). Şekil 1.4'te gösterildiği gibi, mil eksenlerinin kesişme açısına bağlı olarak konik dişli çarkların yuvarlanma konilerinin yarı tepe açıları da (δ_p ve δ_w) değişir. Mil eksenlerinin kesişme açısının değeri yaklaşık olarak 60° ile 120° arasında olabilir.



Şekil 1.4. Mil eksenlerinin kesişme açısına göre konik dişli çarklar [4]

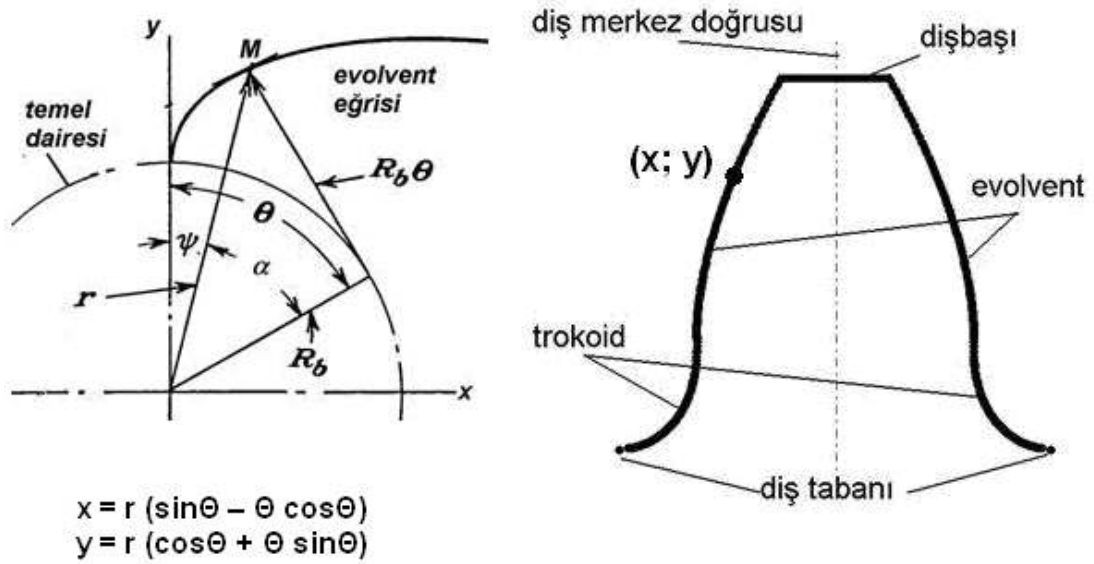
Dişli çarkların diş profillerinde kullanılan eğriler; ortosikloid, episikloid, hiposikloid ve evolvent eğrileridir [5]. Ortosikloid eğrisi, bir çemberin bir doğru üzerinde kaymadan yuvarlanması halinde çember üzerindeki bir noktanın çizdiği eğridir. Episikloid eğrisi, bir çemberin başka bir çemberin üzerinde kaymadan yuvarlanması halinde çember üzerindeki bir noktanın çizdiği eğridir. Hiposikloid eğrisi ise, bir çemberin başka bir çemberin içinde kaymadan yuvarlanması halinde çember üzerindeki bir noktanın çizdiği eğridir. Evolvent eğrisi, bir doğrunun bir çember üzerinde kaymadan yuvarlanması halinde doğru üzerindeki bir noktanın çizdiği eğridir (Şekil 1.5).



Şekil 1.5. Dişli çarkların diş profillerinde kullanılan eğriler

Bu eğrilerden; imalatının basit ve ucuz olması, yüksek verim sağlaması ve montaj sırasında yapılan bir mil eksenleri arası hatanın dişlilerin çalışmasına engel olmaması gibi avantajlarından dolayı diş profili olarak en çok kullanılan eğri evolvent eğrisidir. Evolvent profilli dişlilerde eş çalışan dişlerin her ikisinin de yüzeylerinin profili dışbükeydir. Bu nedenle aşınma fazla olur. Evolvent profilli dişlilerde diş sayısının küçük olması durumunda diş dibi kesilmesi meydana gelir. Ortosikloid eğrilerde yüzey basıncı daha düşüktür. Bu sayede daha az aşınma gerçekleşir. Ayrıca sikloid profilli dişliler daha sessiz çalışır.

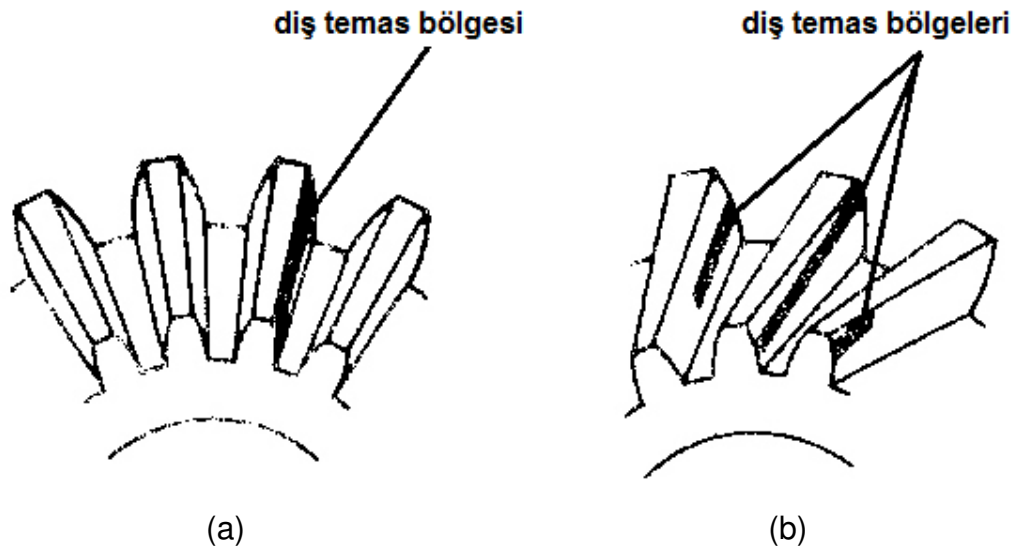
Bir diş profilindeki evolvent bölge diş dibi yuvarlatması ile diş başı arasındaki kısımdır. Evolvent profil üzerindeki bir noktaya ait x ve y koordinatları Şekil 1.6'da verilen formüller kullanılarak hesaplanır.



Şekil 1.6. Evolvent eğrisi ve evolvent diş profili

Eş çalışan diş profillerinin dönme merkezlerini birleştiren doğruya, yuvarlanma dairelerinin temas noktasında dik olan doğrunun, kavrama doğrultusu ile yaptığı açıya basınç veya kavrama açısı denir [1]. Diğer bir ifadeyle; kavrama açısı, kavrama normali ile yuvarlanma noktasından yuvarlanma dairelerine çizilen teğet arasındaki açıdır. Dişli çarklarda kullanılan kavrama açıları standart olup, genellikle $14\frac{1}{2}^\circ$, 20° ve 25° değerleri kullanılır. Hassas hareket ve yüksek verim istenen yerlerde kullanılan küçük kavrama açısı durumunda diş dibinden kırılma ihtimali artar. Büyük kavrama açısı durumunda ise yüksek eğilme mukavemetine karşılık düşük verim söz konusudur. Büyük kavrama açısına sahip dişliler yüksek güçlerin iletiminde kullanılır. Genelde tercih edilen kavrama açısı 20° derecedir. Kavrama açısı arttıkça kavrama oranı düşer. Hareketin devamlılığı için kavrama oranının 1'den büyük olması istenir.

Dişli çarklarda dişlerin yük taşıma kabiliyetlerinde ve çalışma özelliklerinde etkili parametrelerden biri olan kavrama; aynı anda birden çok diş çiftinde temas, bir diş çiftinde çok noktalı temas ve değişken yük dağılımı gibi durumlar içeren karmaşık bir olaydır [9]. Diş profilinin dişli genişliği boyunca düz bir çizgide bulunduğu düz dişli çark sistemlerinde bir diş çiftinde temas dişlinin genişliği boyunca aynı anda başlar. Bu nedenle düz dişlilerde çalışma şartlarına bağlı olarak vuruntulu ve gürültülü çalışma gibi problemler ortaya çıkabilir. Helisel dişli çarklarda ise kavramanın başlamasından itibaren temas dişlinin genişliği boyunca hareket ederek kavramanın sonuna kadar devam eder. Helisel konik dişli çarklarda, helis açısının değerine bağlı olarak birden fazla diş çiftinde aynı anda kavrama durumunda bulunan dişlerin farklı bölgelerinde temas olabilir. Bu durumda yük ardışık dişlere dağıtılmış olur (Şekil 1.7).



Şekil 1.7. (a) Düz konik ve (b) helisel konik dişli çarklarda diş temas şekli [10]

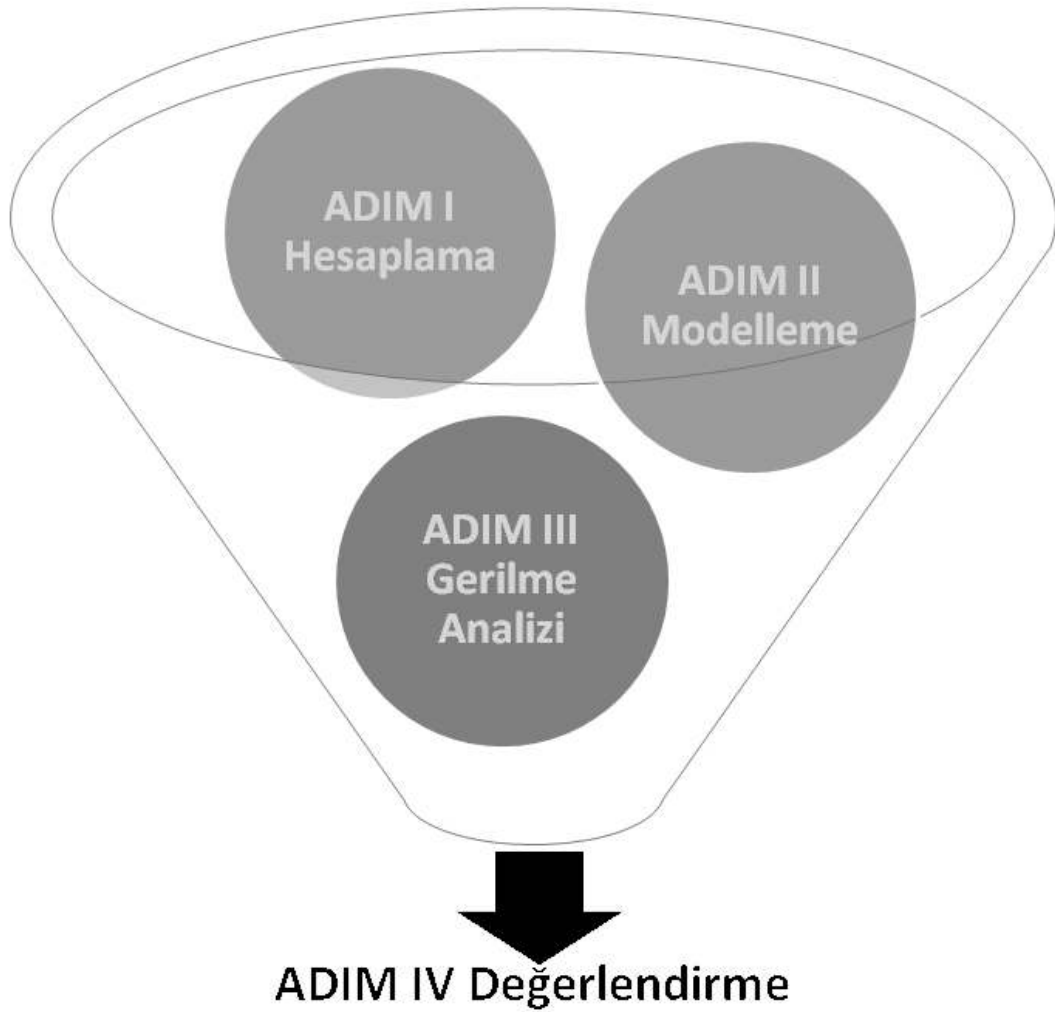
Konik dişli çark sistemleri genellikle yüksek termal ve yapısal zorlanmalara maruz kalırlar [11]. Bu çalışmada değişik tipteki helisel konik dişli çarkların dişlerinde ortaya çıkan zorlanmaların geometri ve çalışma şartlarına bağlı olarak değişiminin incelenmesi ve parametrelerin farklı değerleri için gerilmeleri hesaplayan formüller geliştirilmesi amaçlanmaktadır. Böylece

özüm aralığında, gerilmelerin minimum ve maksimum olduğı kritik noktaların belirlenmesi mümkün olacaktır.

Mekanik güç iletiminde mühendislik ve maliyet avantajlarını bir arada sunan dişli çarklar; saat mekanizmaları gibi hassas cihazlardan, otomobil, gemi ve uçak-uzay teknolojisine kadar geniş bir alanda kullanılmaktadır. Geçmiş yıllarda dişli çarklar çoğunlukla talaş kaldırma veya geleneksel sıcak dövme ile talaş kaldırmanın birleşiminden oluşan işlemlerle imal ediliyorlardı. Yeni gelişmeler sayesinde, dişlilerin hassas dövme tekniğı ile imali giderek yaygınlaşmaktadır [12]. Hassas dövme tekniğindeki gelişmeler ve CNC takım tezgâhlarının hassasiyetinin her geçen gün artması, imal edilen diş yüzey eğrilerinin tasarım değerlerine çok daha yakın olmasını sağlamıştır. Bu nedenle, günümüzde diş yüzey eğrilerinin tasarım değerlerinin optimizasyonu konusu çok daha önemli bir hal almıştır.

Konik dişli çarklar silindirik dişli çarklarla karşılaştırıldıklarında geometrik olarak çok daha fazla parametre içerirler. Bu durum konik dişli çarkların diş yüzeylerinin kavrama açısından optimizasyonunu zorlaştırır. Özellikle eğrisel konik dişli çark sistemlerinde; kavrama olayının iyileştirilebilmesi için, temel parametrelerin değiştirilerek dişli çark sisteminin optimizasyonu [13] gerçekleştirilmelidir. Bu çalışmada da dişli çark sisteminde helis açısı, profil kaydırma oranı, devir sayısı ve mil eksenlerinin kesişme açısı parametreleri değiştirilerek diş diplerinde eğilme zorlanmaları nedeniyle ortaya çıkan eğilme gerilmelerinin ve diş yüzeylerindeki yüzey basıncının değişimi incelenmiştir. Bu sayede; gerilme değerlerinin düşük olduğı helis açısı değerleri, profil kaydırma oranları ve mil eksenlerinin kesişme açısı değerleri ile uygun çalışma hızı aralıkları belirlenmiştir. Geliştirilen gerilme formülleri kullanılarak, parametrelerin değişik değerleri için ortaya çıkacak gerilme değerlerinin öngörülmesi mümkün olmaktadır. Bu çalışmada kullanılan yöntem; konik dişli çarkların hesaplamalarından analizine kadar tüm işlemleri içerdii için konuyla ilgili kapsamlı bilgiler sağlamaktadır.

Bu çalışmada konik dişli çarkların dişlerinde ortaya çıkan zorlanmaların değişiminin incelenmesinde kullanılan yöntem aşağıda belirtilen adımlardan oluşmaktadır (Şekil 1.8):



Şekil 1.8. Gerilmelerin incelenmesinde kullanılan yöntem

- Hesap: Analizi gerçekleştirilecek helisel konik dişli çark sisteminin temel özelliklerinin belirlenerek, buna uygun dişli geometrisi, dişliye ait nitel parametreler, emniyetle ilgili faktörler ve yükleme şartlarının elde edilmesi aşamasıdır. Bu amaçla MITCALC ticari paket programının konik dişli hesap modülü kullanılacaktır.

- Modelleme: Elde edilen geometrik ölçülere göre helisel konik dişli çark sisteminin bilgisayar ortamında modellenmesi aşamasıdır. Bu amaçla SOLIDWORKS üç boyutlu katı modelleme ticari paket programı kullanılacaktır.
- Analiz: Elde edilen katı model üzerinde üç boyutlu dinamik temas analizi gerçekleştirilerek dişlerde ortaya çıkan zorlanmaların hesaplanması aşamasıdır. Bu amaçla ticari sonlu eleman paket programı ABAQUS/CAE kullanılacaktır.
- Değerlendirme: Helis açısı, profil kaydırma oranı, devir sayısı ve mil eksenlerinin kesişme açısı değerleri ayrı ayrı değiştirilerek gerçekleştirilecek analizlerden elde edilen sonuçların karşılaştırılarak değerlendirilmesi aşamasıdır.

Bu amaçla helisel konik dişli çarkların; helis açıları, profil kaydırma oranları, devir sayıları ve mil eksenlerinin kesişme açıları dikkate alınarak mukavemet hesapları yapılacak ve bu hesaplamalara göre bilgisayar ortamında üç boyutlu katı modelleri oluşturulacaktır. Elde edilen katı modellerin dinamik temas analizleri gerçekleştirilecektir. Temas analizinde dişli çark sisteminin tamamı kullanılacak ve modele dışarıdan yük uygulanmayacaktır. Dişliler normal çalışma şartlarına uygun şekilde bir araya getirilecek, sınır şartlar uygulanacak ve dişlilerden birine belli bir hızda dönme hareketi verilerek sonuçta her iki dişlide oluşacak gerilmeler incelenecektir.

Konik dişlilerle ilgili literatürde bulunan çalışmalar genellikle matematiksel ve analitik yöntemlerle gerçekleştirilmiş olup deneysel çalışmaların sayısı oldukça azdır. Bunun sebebi geometrik karmaşıklıkları nedeniyle bu tip dişlilerin deney düzeneklerini hassas bir şekilde oluşturmanın yüksek maliyetli bir işlem olup kapsamlı bir araştırma yapmak için uygun olmayan bir yöntem olmasıdır. Deney düzeneği kısıtlı sayıda değişikliğe imkân tanıyacağı

için sonuçların değerlendirilmesi zorluklar içerir. Oysa hesaplamalar doğru yapıldığında ve uygun bir analiz prosedürü tanımlandığında bilgisayar ortamında çok değişik modeller oluşturularak kapsamlı ve karşılaştırmalı analizler gerçekleştirilebilir. Bu analizler neticesinde çalışma şartlarına bağlı olarak en uygun konik dişli çark geometrileri elde edilebilir.

Günümüzde mühendislik teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak yüksek hızlarda çalışan ve daha büyük güçleri ileten dişli çark sistemlerine olan ihtiyaç artmaktadır. Bu ihtiyacın karşılanmasında en önemli engeli ortaya çıkaran faktörlerden biri yük taşıyan dişlerin diş dibinde meydana gelen gerilmelerdir.

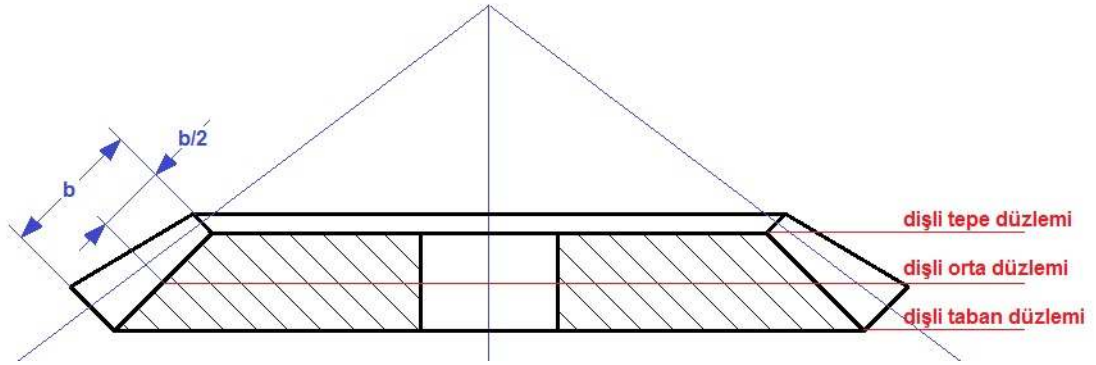
Bilgisayar teknolojisi ve sayısal yöntemler kullanılarak dişli çarkların gerilme analizi hızlı ve güvenilir bir şekilde gerçekleştirilebilmektedir. Dişli çarkların gerilme analizinde kullanılan sayısal teknikler; konform tasvir (açı korur eşleme), sonlu eleman ve sınır eleman yöntemleridir. Sonlu eleman yöntemi paket program kullanımının sağladığı kolaylıklar nedeniyle günümüzde en çok tercih edilen yöntemdir. Bu yöntemde problem geometrisi birbirine bağlı sonlu sayıda elemanlar topluluğu ile ifade edilerek sınır şartlarının uygulanması ile gerçek yapının fiziksel davranışı simüle edilmektedir [14].

Literatürde konik dişli çark sistemlerinin tasarım, imalat ve gerilme analizlerini kapsayan çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. Son yıllarda helisel konik dişli çarkların sentez, diş temas analizi ve imalatı üzerine pek çok araştırmalar yapılmıştır [6, 14–35]. Helisel konik dişli çarkların tasarımı konusunda yapılmış olan bu çalışmalarda çoğunlukla matematiksel modelleme ile diş yüzeylerinin tanımlanması ve bu modele göre ortaya çıkan temas durumlarının belirlenmesi üzerinde durulmuştur [6, 14–24]. Geliştirilen matematiksel modellere ait işleme kodları CNC tezgâhlara aktararak optimize edilmiş dişli çarkların imalatı gerçekleştirilir [25].

Konik dişli çarkların gerilme ve hasar analizi ile ilgili olarak gerçekleştirilen çalışmaların çoğunluğunda yöntem olarak sonlu eleman analizi [6, 25–27] ve diş temas analizi tercih edilmiştir [28–35]. Deneysel ve bilgisayar destekli uygulamaların birlikte gerçekleştirilerek, sonlu eleman analiz sonuçlarının denetlendiği çalışmalar da bulunmaktadır [6].

Hands Schuh ve Bibel [6] çalışmalarında spiral konik dişlilerde oluşan diş eğilme gerilmelerini termal ve yapısal olarak deneysel ve analitik yöntemlerle incelemişlerdir. Söz konusu dişliler yüksek hız ve güçlerde kullanılmaktadır. Çalışma dişli çark hızının ve eğilme gerilmesine neden olan burulma momentinin etkilerini incelemeye yöneliktir. Araştırmacılar, bilgisayarlı simülasyonlarda modele üç boyutlu temas analizi uygulamışlardır. Analizlerde düşük hızlardan 14400 rpm gibi çok yüksek hızlara kadar değişik hızlar kullanılmış ve yük 541 kW'a kadar çıkarılmıştır. Küçük dişliye ait üç ve büyük dişliye ait dört dişten oluşan modelde küçük dişlinin dişlerini sabitleyerek büyük dişliye yük uygulamışlardır. Deneysel ve analitik sonuçların karşılaştırılması neticesinde sonuçların büyük oranda uyumlu olduğu görülmüştür. Aradaki küçük farkların da modeldeki sınır şartların tam doğru olmamasından kaynaklandığı düşünülmüştür. Küçük dişli çark milinin hızı, düşük hızlardan 14400 rpm gibi çok yüksek hızlara çıktığında, dişlerde meydana gelen maksimum gerilmenin çok fazla artmadığı görülmüştür. Hızın artırılması sırasında, burulma momenti sabit tutularak elde edilen güç artırılmıştır. Dolayısıyla güç artışı, gerilme değerlerinin çok fazla artmasına neden olmamaktadır. Buna göre dişlerdeki maksimum gerilme değeri mil hızının değişiminden çok fazla etkilenmemekte, yani gerilme bölgesinde düşük bir dinamik etki bulunmaktadır.

Konik dişli çarklarda; dişli taban düzlemi, dişli tepe düzlemi ve dişlerin orta noktalarından geçtiği kabul edilen dişli orta düzlemi olmak üzere üç ayrı düzlem tanımlanır (Şekil 1.9).



Şekil 1.9. Dişli çark düzlemleri

Eş çalışan dişli çarkların dişlerinde meydana gelen gerilmelerin maksimum değeri dişli çarkların orta düzlemi çevresinde, minimum değeri ise dişli çarkların taban düzlemi çevresinde meydana gelmektedir [6].

Fetvacı ve İmrak [14] sonlu eleman modellemesinde dikkat edilecek noktalar üzerinde durdukları çalışmalarında, dişli çarkların temas simülasyonu ile diş dibi gerilmelerinin analizi için bir tam ve iki yarım diştten oluşan bir model kullanmışlardır. Araştırmacılar modellemede en önemli noktalardan birinin diş yüzeylerinde gerilme gradyeninin büyük olduğu temas bölgeleri çevresinde eleman yoğunluğunun artırılması, gerilmelerin fazla değişmediği bölgelerde azaltılması ve bu bölgeler arasında kademeli olarak değiştirilmesi olduğunu belirtmişlerdir. Yalnızca bir tam diş kullanılarak gerçekleştirilen analizlerden ve eleman yoğunluğunun sabit tutulduğu veya kademeli olarak değiştirilmediği analizlerden güvenilir sonuçlar elde edilemeyeceğini bu çalışmada göstermişlerdir. Özellikle düz olmayan konik dişli çarklarda sonlu eleman yöntemi uygulanırken eleman yoğunluğunun yanı sıra eleman tipi de önemli olmaktadır. Çünkü geometrik olarak çok ince ve eğrisel bölgelere sahip olabilen helisel konik dişli çarklarda her eleman tipi geometriyi uygun bir şekilde bölmeyebilir.

Nathan, Prasanna ve Muthuveerappan [13] yaptıkları çalışmada sonlu eleman yöntemi kullanarak düz konik dişli çarklar için uygun bir üç boyutlu ağ oluşturma algoritması geliştirmişlerdir. Bu çalışmada belirtildiği üzere konik

dişli çarklar gibi karmaşık geometrili modellerde analiz sonucunda hesaplanan gerilmeler geometriyi sonlu elemanlara ayırmak için kullanılan ağ yapısından önemli ölçüde etkilenmektedir. Bu yüzden uygun eleman tipinin seçilmesi gerilme analizinin doğruluğu açısından oldukça önemlidir.

Argyris, Fuentes ve Litvin [15] çalışmalarında, spiral konik dişli çarkların tasarım ve gerilme analizi üzerine bilgisayar tümleşik bir yaklaşım geliştirmişlerdir. Geliştirilen yöntem; temas bölgelerinin, yerleşim hatalarından fazla etkilenmemesini sağlamıştır. Bu yöntem sayesinde titreşim ve gürültü azalmıştır. Sonlu eleman analizi uygulamasına dayanan yöntem, dişlerin birbirini kavraması sırasında temas bölgesinin oluşum ve hareketinin incelenmesine ve gerilme analizlerinin gerçekleştirilmesine olanak sağlamıştır.

Litvin, Fuentes ve Hayasaka [18] düşük gürültü ve titreşimli, yüksek mukavemetli spiral konik dişli çarkların; tasarım, imalat, gerilme analizi ve deneysel incelenmesi konusunda çalışmalar yapmışlardır. Çalışmalarında, temas bölgesini iyileştirmeyi ve iletim hatalarını azaltmayı amaçlamışlardır. Bunun için bölgesel sentez, temas analizi ve gerilme analizi gerçekleştirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçları, deney sonuçları ile karşılaştırarak kontrolünü sağlamışlardır. İletim hatalarının azaltılması neticesinde; gürültü ve titreşim azaltılmış ve kenar temasları engellenerek, büyük gerilmeler oluşmasının önüne geçilmiştir.

Sung ve Tsai [20] sikloid profilli konik dişli çarkların matematiksel modelleri ve temas oranları üzerine yaptıkları çalışmalarında, evolvent ve sikloid diş profillerini matematiksel olarak modellemişler ve kavrama oranlarını hesaplamışlardır. Hesaplamalarına göre, düşük hızlarda sikloid profillerin kavrama oranlarının, evolvent profillere göre daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir.

Sheveleva, Volkov ve Medvedev [21] spiral konik dişli çarkların kavrama ve temas analizi için bir algoritma geliştirdikleri çalışmalarında; temas patikasını, iletim hatasını, yük bölgesini ve yüzey basıncı dağılımını klasik Hertz basıncı hesaplama yöntemini ve sonlu farklar ile sınır eleman yöntemini kullanarak hesaplamışlardır. Kenar temasının olmadığı durumlarda Hertz yönteminin uygulanabileceğini, ancak kenar teması olması durumunda sınır eleman yönteminin doğru sonuç verdiğini belirtmişlerdir.

Lin, Tsay ve Fong [23] spiral konik ve hipoid dişlilerin bilgisayar destekli imalatının optimizasyonu konusunda yaptıkları çalışmalarında, Gleason hipoid dişli imalat mekanizmasını esas alarak spiral konik ve hipoid dişli çarkların diş yüzeylerinin matematiksel modelini oluşturmuşlardır. Elde ettikleri bu modellere göre talaşlı imalat tezgâhının işlem ayarlarını optimize ederek teorik yüzeye çok yakın bir diş yüzeyi imal etmişlerdir.

Simon [24] spiral konik dişli çarkların bilgisayar destekli diş temas analizi için yeni bir yöntem önerdiği çalışmasında, diş yüzeyi düzeltilmiş dişliler kullanmıştır. Uyguladığı yöntemle temas patikasını, potansiyel temas çizgilerini, iletim hatalarını, açısal hız oranının kavrama boyunca değişimini ve dişlilerin açısal yer değiştirmelerini hesaplamıştır. Elde ettiği sonuçlara göre, optimum diş yüzeyinden küçük bir sapma bile diş temasını önemli miktarda kötüleştirmektedir. Ayrıca, eksenel kaçıklıklar başta olmak üzere, dişlilerin yerleşimindeki hatalar da temas patikasının konumunu önemli ölçüde etkilemektedir.

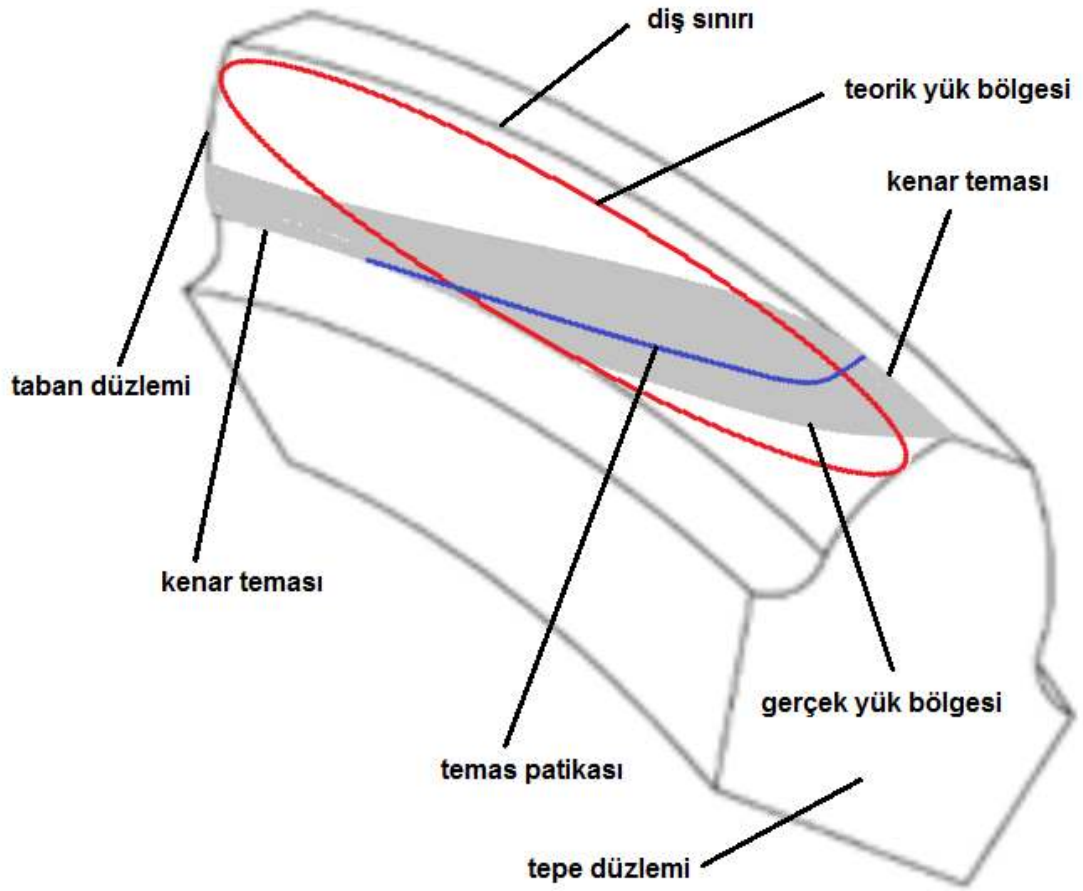
Jehng [25] konik dişli çarkların diş profillerinin matematiksel parametrik olarak oluşturulması ve geliştirilmesi için bilgisayar destekli katı modelleme tekniğini kullandığı çalışmasında diş profil eğrilerine ait bağıntıları, kavrama oranını belirleyen eşitlikleri ve alttan kesilmeyi önleyecek profil kaydırma oranını elde etmiştir. Araştırmacı, bilgisayar ortamında oluşturduğu katı modeli kullanarak dişli çark sisteminin kavrama durumunun şeklini belirlemiştir.

Litvin vd. [26] çalışmalarında spiral konik dişli çarkların tasarım, temas ve gerilme analiz ve kavrama simülasyonunu bilgisayar destekli olarak gerçekleştirmişlerdir. ABAQUS sonlu eleman paket programı kullanarak gerçekleştirdikleri analizler sonucunda, temas gerilmelerini dengelemiş ve iletim hatalarını azaltmışlardır.

Litvin vd. [27] geometrileri iyileştirilmiş spiral konik dişli çarkların kavrama ve temas olaylarının bilgisayar yardımıyla simülasyonunu gerçekleştirdikleri çalışmalarında; dişlilerin hizalama hatalarının, iletim hataları ve temas bölgesinin yeri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Araştırmacılar diş çiftlerinden birinin köşesinin diğerinin diş yüzeyine çarpmasıyla meydana gelen girişim olayının neden olduğu kenar temasının tespit edilmesi ve önlenmesine yönelik bir yaklaşım geliştirmişlerdir.

Litvin vd. [34] dişli çark sistemlerinin kavrama ve temas simülasyonunu gerçekleştirmek için tümleşik bir dişli temas analiz bilgisayar programı geliştirdikleri çalışmalarıyla, iletim hatalarını ve yerleşim hataları nedeniyle temas bölgelerinin değişimini belirlemişlerdir. Hazırladıkları program sayesinde, düşük gürültülü ve kararlı temas bölgesine sahip dişli çark tasarım ve hesaplamasını gerçekleştirmişlerdir.

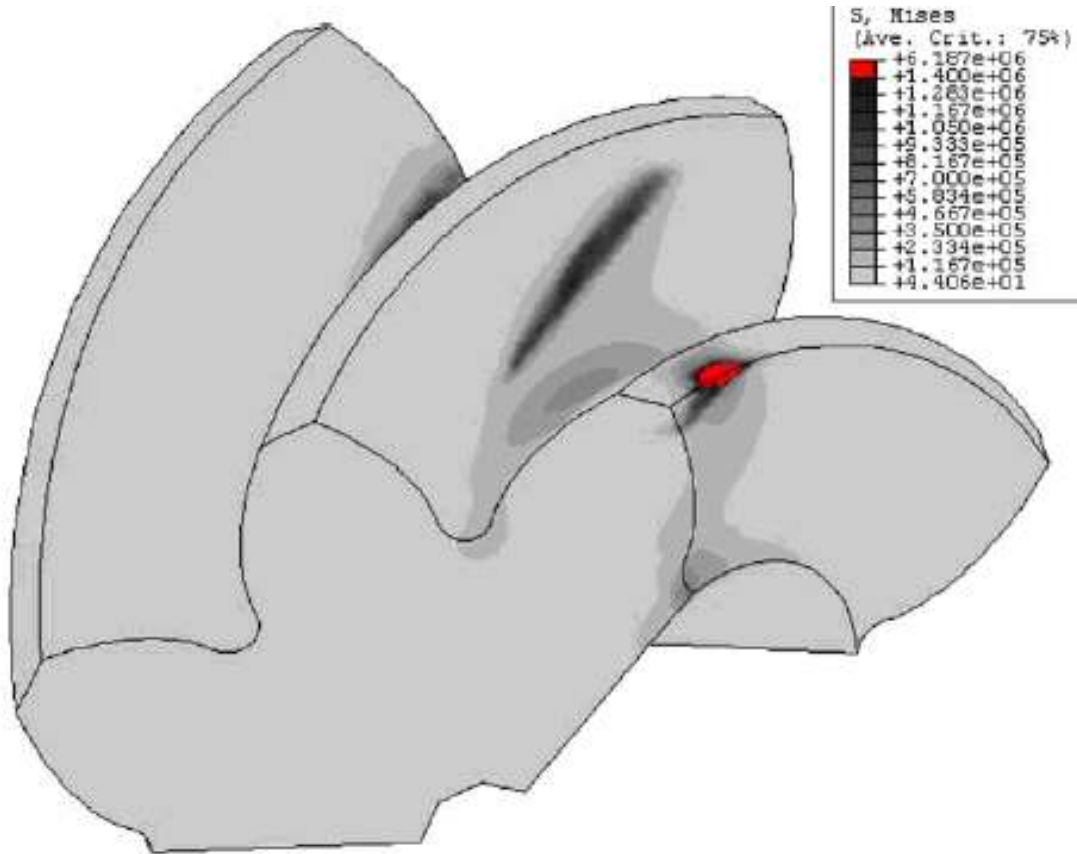
Dişli çarkların çalışma performansını belirleyen dişlerin kavramaya girişi; sessiz çalışma, aşınma durumu ve ömür gibi parametreler büyük ölçüde büyük ve küçük dişli dişlerinin temas şartlarından etkilenir [36]. Dişli çark sistemlerinin diş yüzeylerinde oluşan temas ve eğilme gerilmelerinin değeri büyük ölçüde temas patikası ile yük bölgesinin boyut ve şekline bağlıdır [37]. Temas patikası ile yük bölgesinin özellikleri ise temas halinde bulunan dişlerin yüzey şekillerine göre değişir. Özellikle helisel konik dişli çarklarda karmaşık geometri ve yüzey şekli nedeniyle teorik ve gerçek yük bölgeleri birbirinden çok farklı olabilir (Şekil 1.10) [38].



Şekil 1.10. Diş yüzeyinde temas bölgesi [38]

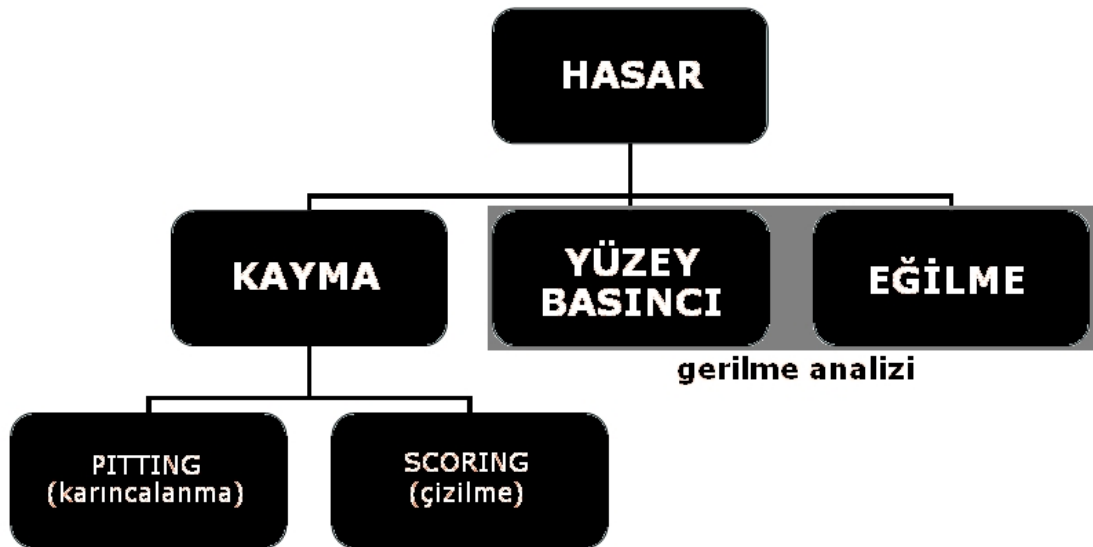
Şekil 1.10'da mavi çizgiyle gösterilen eğri, temas patikasını temsil etmektedir. Temas patikası, diş yüzeyi üzerinde yükün ve gerilmelerin en büyük olduğu çizgiyi ifade eder. Teorik olarak temas bölgesinin elips şeklinde ve diş yüzeyinin büyük bir bölümünü kapsayacak büyüklükte olması beklenir. Elips şeklinde olması diş kenar ve köşelerinde temas olmasını ve çok büyük gerilmelerin ortaya çıkmasını engelleyecektir. Ama gerçekte temas bölgesi dişli taban bölgesinin dış dibinden başlayıp, dişli tepe bölgesinin dış başına kadar uzanan ve diş kenar ve köşelerini de içeren dar bir alan şeklinde olur. Gerçek temas bölgesi, sonlu eleman gerilme analiz sonuçlarını gösteren Şekil 1.11'de de açık olarak görülmektedir. Kenar temasının olduğu bölgelerde çok büyük gerilmeler ortaya çıkar (Şekil 1.11) [18].

Bu durum her ne kadar bir dezavantaj olsa da, diş yüzey şeklinin ve dişli geometrisinin değiştirilmesiyle dişli çark sisteminin optimizasyonu mümkündür [39]. Tsay ve Hsu [39] daire yayı şeklinde temas patikasına ve diş profil eğrilerine sahip spiral konik dişlilerin tasarımı üzerine gerçekleştirdikleri çalışmalarında, noktasal temaslı konik dişli çarklar için kavrama sınır denklemlerini düzenleyerek daire yayı şeklinde bir temas patikası elde etmişlerdir. Böylece temas patikasını değiştirerek konik dişli sistemini optimize etmişlerdir. Üç boyutlu katı modellemesini yaptıkları konik dişli çark sisteminin alttan kesilmeye karşı kontrolünü gerçekleştirmişlerdir. Araştırmacılar, tasarladıkları konik dişli çark geometrisinin, takım tezgâhının tek eksenle kontrol edilmesiyle imal edilebileceğini, bu sayede imalat işlemlerini kolaylaştırdığını belirtmişlerdir.



Şekil 1.11. Diş yüzeyinde kenar temas oluşumu [18]

Dişli çark sistemlerinde hasar, temas halindeki diş yüzey çiftlerinin birbirlerine göre yaptıkları izafi hareket nedeniyle gerçekleşen kayma veya dişli çarkların, temas halindeki diş yüzeyleri üzerinden, birbirlerinin dişlerine uyguladıkları kuvvetler sonucunda ortaya çıkar (Şekil 1.12). Diş yüzeylerinin birbirleri üzerinde kayması nedeniyle ortaya çıkan sürtünme, yüzeylerde aşınma meydana getirir. Diş yüzeylerine etkiyen kuvvetler, kuvvetin etki ettiği temas bölgesinde yüzey basıncı oluşmasına neden olur. Aynı kuvvetlerin etkisiyle, dişler eğilme zorlanmalarına maruz kalırlar. Eğilme zorlanmaları, diş diplerinde çatlak oluşumuna, çatlağın ilerlemesine ve belirli bir yük tekrar sayısından sonra dişlerin kırılması ile hasar oluşumuna neden olur.

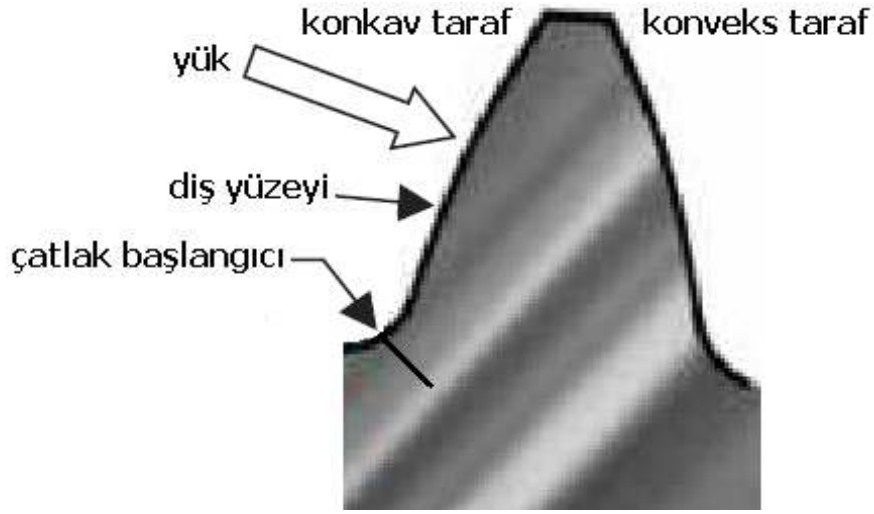


Şekil 1.12. Dişli çark sistemlerinde hasar tipleri

Dişli çark sistemlerinde çalışma sırasında ortaya çıkan mekanik ve ısı şokları ile çevresel etkiler, özellikle diş diplerinde ve temas bölgelerinde yüksek gerilmeler oluşmasına neden olur. Dişli geometrisine ve yük değişim faktörüne de bağlı olan bu durum, dişlerde aşınmaya veya çatlak oluşumuna bağlı diş hasarına neden olur [40].

Eğilme yorulmasından kaynaklanan hasar, çatlak oluşumu ve çatlak ilerlemesi safhalarından oluşur [41].

Dişli çarkların dişlerinde ortaya çıkan yüzey basıncı zorlanmaları daha büyük değerlere ulaşmasına rağmen bası yönünde olduğu için gerçekte kritik olan ve diş hasarlarına yol açan zorlanmalar eğilme gerilmeleridir. Tekrarlanan eğilme gerilmelerinin sonucunda meydana gelen yorulma hasarı genellikle diş dibi bölgesinin üst kısımlarında çatlak başlangıcı ve çatlağın büyümesiyle gerçekleşir (Şekil 1.13) [42, 43].



Şekil 1.13. Dişli çarklarda hasar oluşumu [42]

Yüzey basıncı gerilmeleri diş yüzeylerinde deformasyona, diş yüzeyleri arasındaki izafi hareket ise aşınmaya yol açar. Diş yüzeylerinde oluşan deformasyon ve aşınmalar, dişli çark sistemi çalışmaya devam ettikçe artar. Böylece diş yüzeyleri düzgünlüğünü kaybeder ve dişlerin temas yüzeyleri arasındaki boşluk (salgı) büyür. Bunun sonucu olarak, dişli sisteminin kalitesi düşer. Dişli çarklarda en sık rastlanan hasar tipleri diş eğilme yorulması ve abrasif diş aşınmasıdır [44].

Havacılık sistemlerinin iletim organlarında kullanılan helisel konik dişli çark sistemleri genellikle, büyük dinamik zorlanmalar veya sistemin rezonansa girmesi sonucu hasar görür [5].

Kim vd. [45] yaptıkları çalışmada otomobillerde kullanılan konik dişli çarkların yorulma analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada belirtildiği üzere, dişli çarklarda en sık karşılaşılan hasar tipi genellikle eğilme yorulması neticesinde ortaya çıkan diş dibi kırılmasıdır. Çalışmada bir konik dişli çarkın eğilme yorulma mukavemetini belirlemek için yorulma testleri ve analizleri gerçekleştirilmiştir. İki tam dişten oluşan modeller kullanılarak gerçekleştirilen simülasyonlarda dişlinin yorulma ömrünün belirlenmesinde Weibull veri analiz yönteminden yararlanmışlardır.

NASA 500-HP Helikopter Transmisyon Test Standında OH-58D tipi helikopterin iletim organlarında kullanılan spiral konik dişli çark sistemleri üzerine deneysel bir çalışma gerçekleştiren Lewicki vd. [16] dişlilerde iyileştirmeler yaparak gerçekleştirdikleri gürültü, titreşim ve diş deformasyon testleri sonucunda dişlere gelen yüklerde ve gürültüde önemli azalmalar elde etmişlerdir. Yapılan iyileştirmeler ve sonuçlarına göre diş diplerinde tam köşe yuvarlatma yapılması diş eğilme gerilmelerinde ve dişli ağırlıklarında azalma sağlamaktadır. Ayrıca optimize edilmiş diş geometrisi sayesinde iletim hataları ve ortaya çıkan gürültü azalmaktadır.

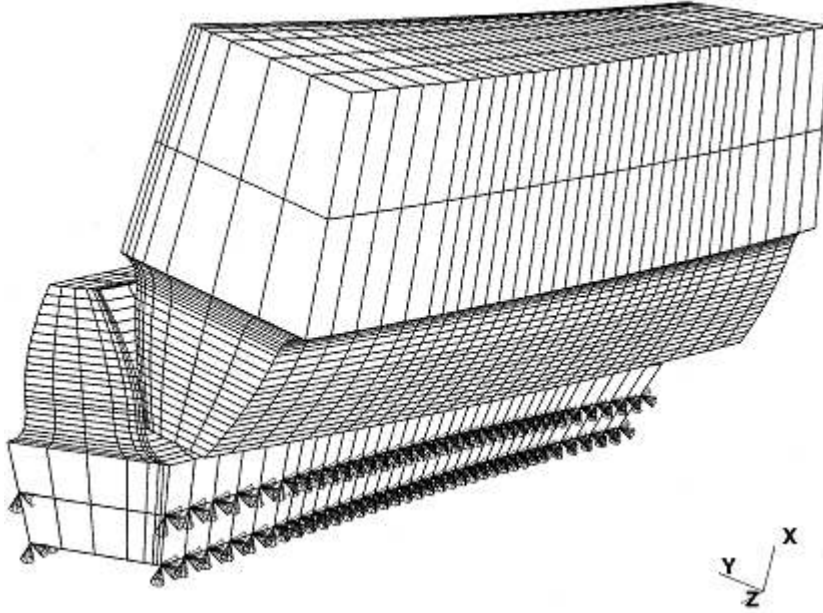
Chen ve Tsay [46], çalışmalarında helisel dişli çarklarda bölgesel kavrama teması sonucu ortaya çıkan yüzey basıncı ve eğilme gerilmelerini sonlu eleman yöntemi kullanarak incelemişlerdir. Analizlerinde dişlilerin deforme olabilen üç boyutlu katı modellerini oluşturmuş ve yüzeyler arası temas analizi gerçekleştirebilen bir ticari sonlu eleman paket programı olan ABAQUS/STANDARD kullanmışlardır. Chen ve Tsay değişik analizler gerçekleştirerek dişli tasarım parametrelerinin ve temas pozisyonlarının gerilme dağılımı üzerindeki etkilerini inceledikleri çalışmalarında, diş profili evolvent olan küçük dişli ve diş profili düzeltilmiş büyük dişliden oluşan üç boyutlu ve deforme olabilen bir dişli çark sistemi modeli üzerinde noktasal temas halinde dişlerdeki gerilme dağılımını incelemişlerdir. Araştırmacılar düzeltilmiş diş profili için elde ettikleri model üzerinde çalışan bir ağ oluşturma programı yazarak modele uygulamışlardır. Sekiz düğüm noktası

ve altı yüzeyden oluşan doğrusal briket elemanlar kullanılarak gerçekleştirilen ağ oluşturma işleminde ağ yoğunluğu ve eleman sayısı bölgeden bölgeye değiştirilebilmektedir. Genel bir yaklaşım olarak, sonlu eleman analizlerinde eleman sayısı arttıkça sonucun doğruluğu da artar. Ancak bu durumda da özellikle üç boyutlu modellerde analiz süresi çok yüksek olabilir. Bu nedenle araştırmacılar analizde modelin tamamı yerine bir diş çiftinden oluşan kısmını uygun sınır ve yükleme şartları altında kullanmışlardır.

Modellerinde bir eleman derinliğindeki yapıyı derinlik boyunca eşit olmayan aralıklarda çoğaltarak diş derinliklerini elde etmişlerdir. Gerilme yığılmasının ortaya çıkmasının muhtemel olduğu diş dipleri ve öngörülen temas alanlarında eleman sayılarını arttırarak daha hassas sonuçlar elde etmeye çalışmışlardır. Sonuçta 6188 eleman ve 7840 düğüm noktası içeren bir sonlu eleman modeli elde etmişlerdir. Malzeme olarak karbonlu çelik seçerek ($E=207 \text{ GPa}$; $\nu=0,292$) her düğüm noktası için üç öteleme ve üç dönmeden oluşan toplam altı adet serbestlik derecesi tanımlamışlardır. Küçük dişli çarkın yanal yüzeylerindeki düğüm noktalarında tüm serbestlikleri ortadan kaldırarak küçük dişli çarkı sabitlemişlerdir. Büyük dişli çarkın taban yüzeyindeki düğüm noktalarını rijit kirişler kullanarak dişli çarkın dönme eksenine tutturmuşlar ve daha sonra dişli çarkın dönme eksenindeki düğüm noktalarını yalnızca dişli çark dönme ekseninde hareket edebilecek şekilde tanımlamışlardır. Sonuçta küçük dişli çarkı statik olarak sabitlemiş ve büyük dişli çarka dönme ekseninde 150 Nm burulma momenti uygulayarak küçük ve büyük dişli çarkların diş yüzeylerinin temas etmesini sağlamışlardır (Şekil 1.14).

Büyük ve küçük dişli çarkların diş yüzeyleri arasındaki izafi hareket çok küçük mertebede olduğu ve iyi bir yağlama durumu bulunduğu için analizlerinde sürtünmeyi sıfır kabul etmişlerdir. Gerilmelerin malzemenin elastik bölgesinde kaldığını, malzemenin izotropik olduğunu ve ısı üretimi veya termal gerilmelerin bulunmadığını kabul etmişlerdir. Analizlerden elde ettikleri yüzey

basıncı ile teorik hesaplardan çıkarttıkları Hertz gerilmeleri yaklaşık sonuçlar verdiğiinden sonlu eleman modelinin doğruluğunu kabul etmişlerdir.



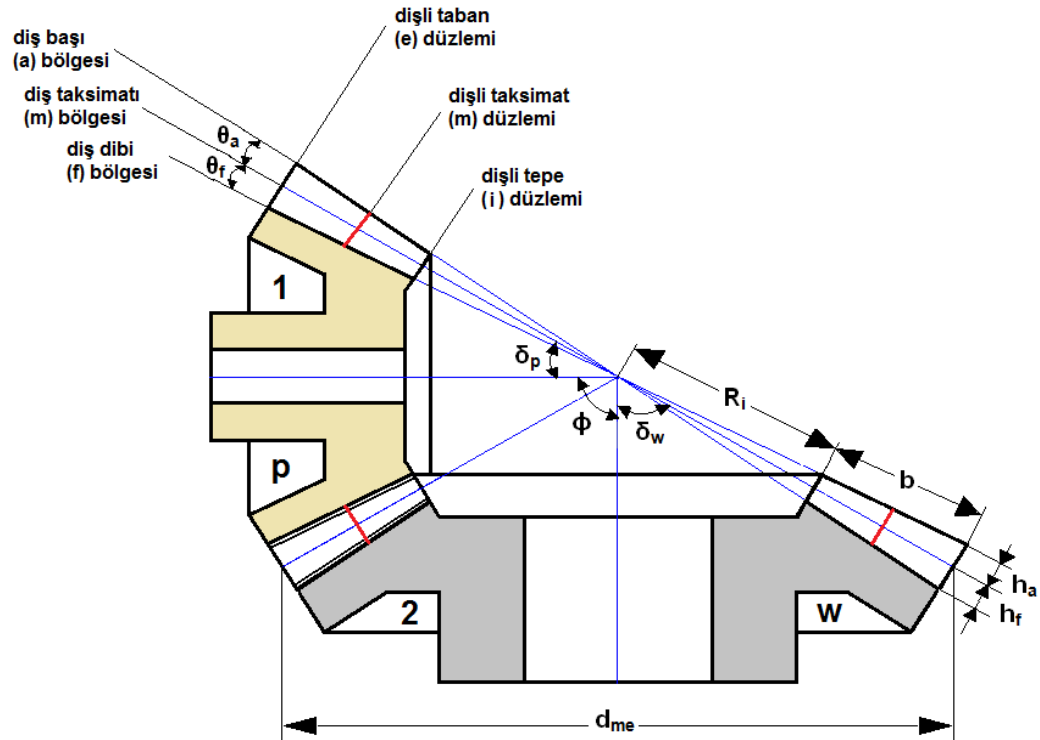
Şekil 1.14. Chen ve Tsay'ın analizlerinde kullandıkları dişli çark modeli ($\alpha=20^\circ$; $\beta=15^\circ$; $m=4$ mm)

Hazırlanan tez çalışması ile Chen ve Tsay'ın çalışmaları arasında yöntem bakımından benzerlikler bulunmaktadır. Her iki çalışmada da analiz için üç boyutlu dinamik sonlu eleman analiz yöntemi esas alınmış ve ABAQUS ticari sonlu eleman analiz yazılımı kullanılarak deforme olabilen katıların yüzeyler arası temas analizi gerçekleştirilmiştir. Çalışmalarda ortak olan diğer bir nokta, tasarım parametrelerinin değiştirilerek, gerilme değerleri üzerindeki etkilerinin incelenmesidir. Analiz prosedürlerinin belirlenmesinde uygulanan işlemler ve yapılan kabullerde de benzerlikler içeren çalışmalar, kullanılan dişli çark sistemleri noktasında ayrılmaktadır. Chen ve Tsay çalışmalarını helisel silindirik dişli çarklar üzerinde gerçekleştirmişlerdir. Bu tez çalışmasında ise konik dişli çarklar kullanılmaktadır. Ayrıca katı modellerin oluşturulmasında da farklı yollar izlendiği görülmektedir. Chen ve Tsay, iki dişten oluşan bir model kullanarak analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada ise, konik dişli çark sisteminin tamamı model olarak kullanılmıştır.

2. KONİK DİŞLİ ÇARKLAR

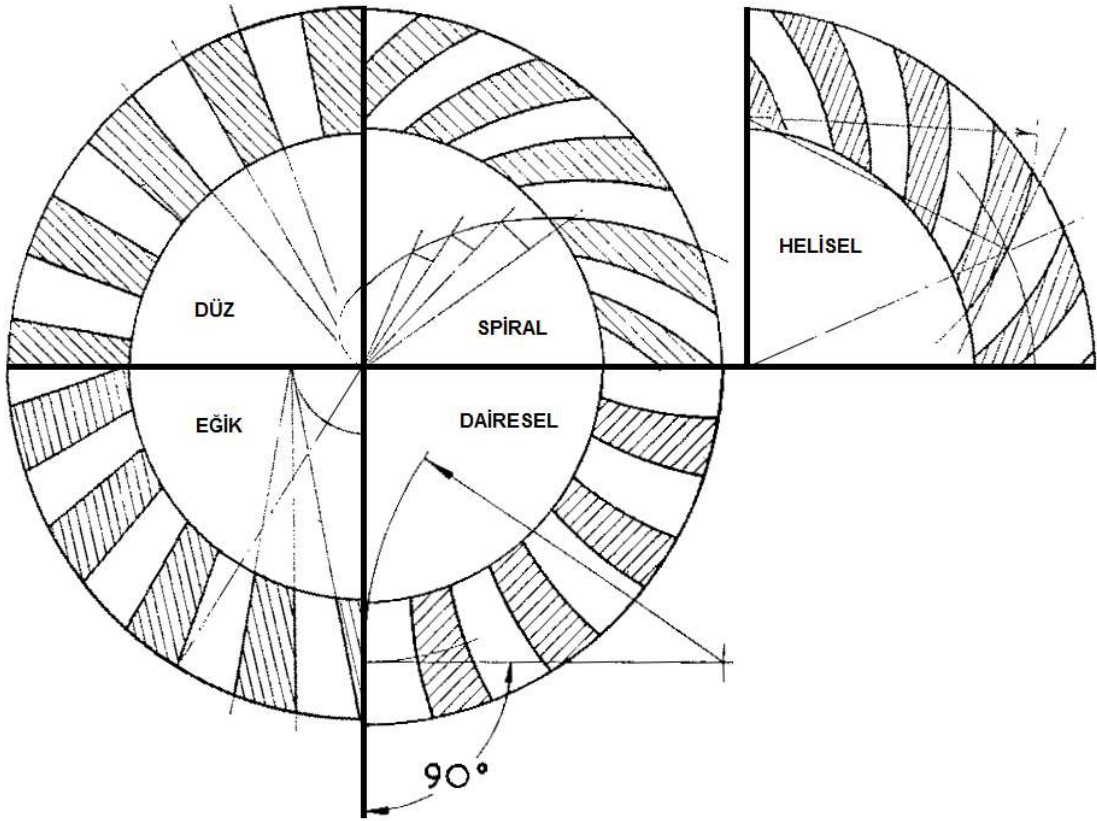
Bu bölümde, temas gerilme analizine tabi tutulacak helisel konik dişli çark sistemlerinin geometrik tasarım hesapları, mukavemet hesapları, üç boyutlu katı modelleme işlemleri ve dinamik sonlu eleman temas analiz prosedürlerinin oluşturulması aşamaları açıklanmıştır.

Dişli çark sistemleri dişlilerin moment ve güç iletme şekillerine ve çalışma yerlerindeki yapısal şartlara bağlı olarak değişik şekillerde imal edilirler. Konik dişli çarklar bir mildeki dönme hareketini farklı doğrultudaki başka bir mile dönme hareketi şeklinde aktarmak için kullanılırlar. Silindirik dişli çarklarla kıyaslandıklarında konik dişli çarklar daha karmaşık bir geometriye sahiptirler (Şekil 2.1). Konik dişli çarklarda; dişlinin taban, taksimat ve tepe düzlemlerinde; dişin baş, taksimat ve dip bölgelerine ait dokuzar adet dişli çapı, diş başı ve diş dibi yüksekliği değerleri bulunur. Diş kalınlığı ve diş taksimatı değerleri de, dişlinin farklı düzlemlerinde farklı değerler alır.



Şekil 2.1. Konik dişli çarkların konstrüksiyon yoluyla çizilmesi

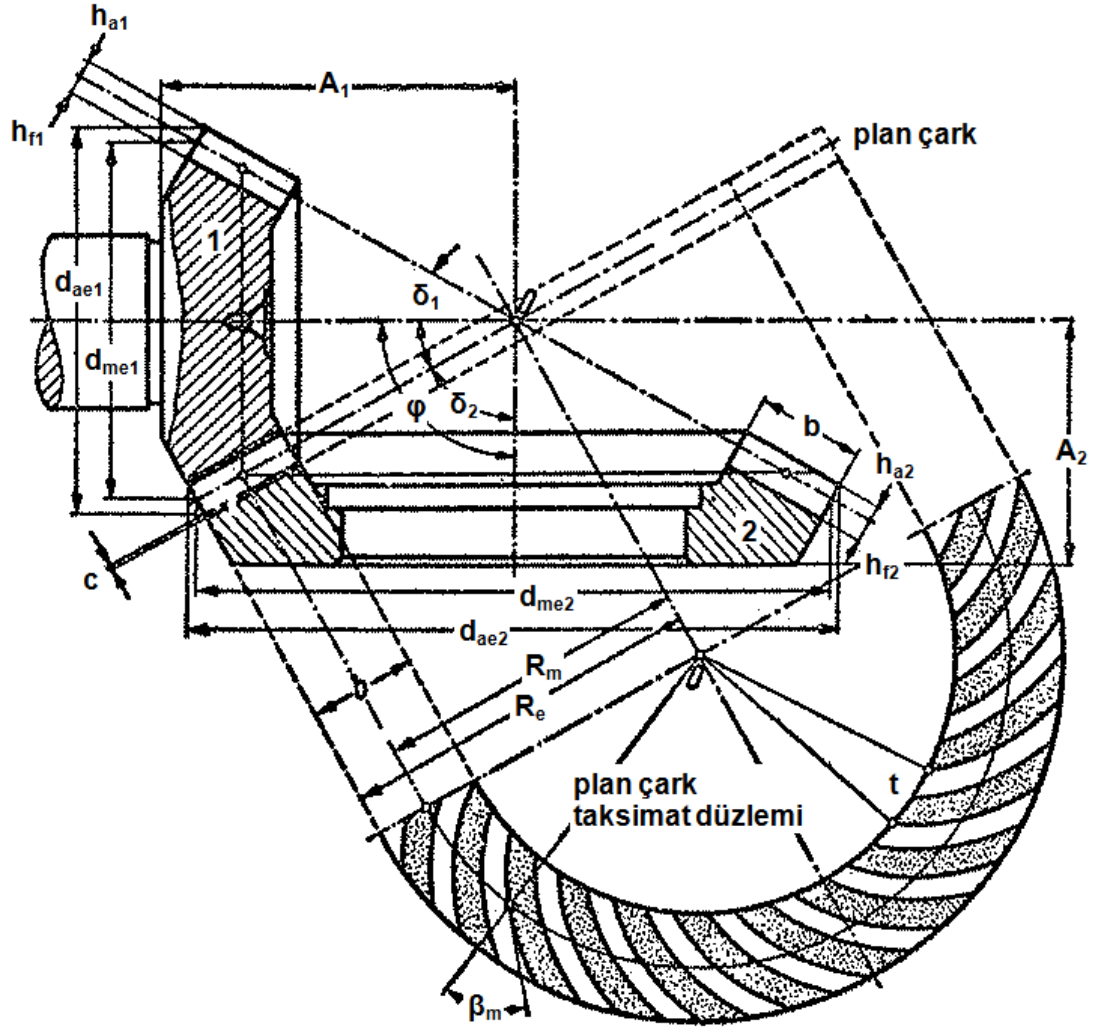
Konik dişli çarklar dişlerin şekil ve konumlarına bağlı olarak düz dişli, eğik dişli, helisel dişli ve dairesel dişli çark şeklinde sınıflandırılabilirler [3] (Şekil 2.2).



Şekil 2.2. Konik dişli eğri tipleri [3]

2.1. Helisel Konik Dişli Çark Tasarımı

Helisel konik dişli çark sistemleri karmaşık bir geometriye sahip oldukları için, tasarımlarını belirleyen çok sayıda değişken ve geometrilerini tanımlayan çok sayıda parametreye sahiptirler [8]. Şekil 2.3'te konik dişli çark çiftinin kavrama halindeki dişleriyle aynı düzlemde bulunan plan çark, konik dişli çark çiftiyle aynı yuvarlanma eksenine, diş genişliğine, kavrama açısına, taksimat değerine, diş yüzey profil eğrisine ve diş başı ve diş dibi yüksekliğine sahiptir. Bu sayede; bir konik dişli çark sistemi, taksimat konisi tepe açısı ve plan dişli çarkın büyüklükleri ile tanımlanabilir.



Şekil 2.3. Evolvent profilili helisel konik dişli çark çifti [8]

2.1.1. Tasarımla ilgili giriş parametreleri

Dişli çarkın tasarımı ile ilgili kullanıcı tarafından belirlenen giriş değişkenlerinin tanımlandığı bu bölümde güç, devir sayısı ve çevrim oranı gibi temel giriş parametreleri; malzeme, yükleme, operasyon ve imalat parametreleri; diş profili, dişli tipi ve profil kaydırma işlemi ile ilgili parametreler bulunur. Giriş parametreleri küçük dişli çarka uygulanır ve “1” indisi ile temsil edilir.

Temel giriş parametreleri

Giriş gücü (P_1) sisteme sağlanan güçtür. Genellikle 0,1~500 kW arası bir değere sahip olmakla birlikte uç durumlarda 4000 kW (6000 HP) değerine kadar çıkabilir.

Giriş devir sayısı (n_1) küçük dişli çarkın dakikadaki dönme sayısıdır. Uç durumlarda 50000 rpm değerine kadar çıkabilir.

Seçilen çevrim oranı (i^*) için uygun değer 1~5 arasında değişir. Uç durumlarda 10 değerine kadar çıkılabilir. Tavsiye edilen çevrim oranı değerleri 1,00; 1,12; 1,25; 1,40; 1,60; 1,80; 2,00; 2,24; 2,50; 2,80; 3,15; 3,55; 4,00; 4,50; 5,00; 5,60; 6,30; 7,10; 8,00; 9,00; 10,00 olarak belirlenmiştir.

Malzeme, yükleme, operasyon ve imalat parametreleri

Malzeme seçiminde temel prensip küçük dişli çarkın yüzey sertliğinin büyük dişli çarkın yüzey sertliğinden daha yüksek olmasıdır. Yüzey sertliklerinin oranı, çevrim oranının artması ile arttırılmalıdır. Çünkü çevrim oranının artması, küçük dişli çarkın dişlerinin daha çok kavramaya girmesi anlamına gelir. Çevrim oranı bire yakın olan dişli çark sistemlerinde ise genellikle küçük ve büyük dişli çark malzemeleri aynı seçilir. Dişli çark sistemlerinde dişler tekrarlanan yüklere maruz kalırlar. Çoğu durumda, yüzey basıncı değerleri malzeme mukavemet sınırının üzerine çıkabilir. Bu yüzden dişli çarklarda sertleştirme önemli ve gerekli bir işlemdir. Dişli çarkların sertleştirme işleminde yüzey basıncına maruz kalacak yüzeylerin sertleştirilerek, dişli çark iç kısımlarının sünek bırakılması tercih edilir. Böylece sertleştirilmiş temas yüzeyleri aşınmanın fazla olmasını engellerken, dişler elastiklik özelliğini kaybetmez ve eğilme gerilmeleri sonucunda hasar oluşmadan dişli çark uzun süre çalışmaya devam edebilir. Dişli çarkların sertleştirilmesinde; temperleme, normalleştirme, alevle diş yüzeyi sertleştirme ve diş yüzeyi

nitrürleme ve karbürleme yöntemleri kullanılır. Dişli çark malzemeleri yükleme durumlarına veya boyutlarına göre 8 ana gruba ayrılabilir (Çizelge 2.1).

Çizelge 2.1. Yükleme durumlarına ve boyutlarına göre dişli çark malzemeleri

Tip	Yük	Boyut	Malzeme
A	Düşük	Küçük	Yapısal Çelik St50–2/St52–3/St60–2/St70–2–işlemsiz Karbonlu Yapısal Çelik Ck45/Ck60–normalize Karbonlu Yapısal Çelik Ck45/Ck60–ısıtıl işlem
B	Düşük	Büyük	Nodüler DD GGG–60/GGG–70 Nodüler DD GGG–80–ısıtıl işlem Gri DD GG–20/GG–25/GG–30
C	Orta	Küçük	Alaşımlı Yapı Çeliği 37Cr4/42CrV6–ısıtıl işlem
D	Orta	Büyük	Nodüler DD GGG–60/GGG–70 Nodüler DD GGG–80–ısıtıl işlem Karbonlu DD GS–52/GS–60–normalize Alaşımlı DD 36Mn5/GS–17CrMoV5 11–normalize Alaşımlı DD 36Mn5/GS–17CrMoV5 11–ısıtıl işlem Alaşımlı Yapı Çeliği 42CrV6/31NiCr14–ısıtıl işlem
E	Yüksek	Küçük	Karbonlu Dökme Demir GS–60/36Mn5–diş yüzeyi sertleştirilmiş Karbonlu Yapı Çeliği Ck50–diş yüzeyi sertleştirilmiş Alaşımlı Yapı Çeliği 37Cr4/42CrV6–diş yüzeyi sertleştirilmiş Alaşımlı Yapı Çeliği 42CrV6–yüzeyi sertleştirilmiş Alaşımlı Yapı Çeliği 37Cr4–diş yüzeyi nitrürlenmiş Karbonlu Yapı Çeliği Ck10/Ck15–yüzeyi sertleştirilmiş Karbonlu Yapı Çeliği Ck50–yüzeyi sertleştirilmiş Karbonlu Yapı Çeliği Ck60–nitrürleme ile sertleştirilmiş Alaşımlı Yapı Çeliği 37Cr4–yüzeyi sertleştirilmiş
F	Yüksek	Büyük	Alaşımlı Yapı Çeliği 37Cr4/42CrV6–diş yüzeyi sertleştirilmiş Alaşımlı Yapı Çeliği 34CrNiMo6–yüzeyi sertleştirilmiş Alaşımlı Yapı Çeliği 42MnV7/30CrV9/30CrMoV9/34CrNiMo6–nitrürlenmiş
G	Çok Yüksek		Alaşımlı Yapı Çeliği 16MnCr5/35CrMo4–yüzeyi sertleştirilmiş Alaşımlı Yapı Çeliği 15NiCr6/14NiCr14–yüzeyi sertleştirilmiş
H	Yüksek Hız		Alaşımlı Yapı Çeliği 30CrV9/30CrMoV9/34CrNiMo6–nitrürlenmiş

Dişli çark malzemeleri iki ana gruba ayrılabilir. Çizelge 2.1’de verilen A, B, C ve D tipi malzemeler ile yüzey sertliği düşük olan dişli çarklar üretilir. Bu tip dişli çarklarda dişler ısıtıl işleminden sonra oluşturulur. E, F, G ve H tipi malzemeler ise yüksek sertlik istenen dişli çarkların imalinde kullanılır. Bu tip dişli çarklarda dişler oluşturulduktan sonra ısıtıl işlemler yapılır. Isıtıl işlemler maliyeti ciddi oranda artırır. Ayrıca yeterli hassasiyetin sağlanabilmesi için gerçekleştirilmesi gereken karmaşık bitirme işlemleri de maliyeti artırır.

Tez çalışmasında dişli çark malzemesi olarak yüzeyi sertleştirilmiş alaşımlı yapı çeliği 34CrNiMo6 esas alınmıştır. Bu malzemeye ait parametreler Çizelge 2.2’de belirtilmiştir.

Çizelge 2.2. Esas alınan malzemenin özellikleri ve kimyasal bileşimi

Özellik		34CrNiMo6
Yoğunluk	kg/m ³	7870
Elastisite Modülü	GPa	206
Maksimum Çekme Mukavemeti	MPa	965
Akma Mukavemeti	MPa	750
Poisson Oranı	-	0,3
Temas Yorulması Sınırı	MPa	1160
Eğilme Yorulması Sınırı	MPa	705
Diş Sertliği–Yüzey	HV	600
Diş Sertliği–İç	HV	300
Temas Yük Tekrar Sayısı	-	1,00E+08
Temas için Wohler Eğrisi Üssü	-	10
Eğilme Yük Tekrar Sayısı	-	3,00E+06
Eğilme için Wohler Eğrisi Üssü	-	9
Kimyasal Bileşim (% ağırlık)	(0,30~0,38) C; (0,10~0,40) Si; (0,40~0,70) Mn; (<0,03) P; (<0,03) S; (1,40~1,70) Cr; (0,15~0,35) Mo; (1,40~1,70) Ni	

Analizlerde kolaylık sağlaması amacıyla çevrim oranı bir alındığı için küçük ve büyük dişli çark malzemeleri aynı seçilmiştir.

Yükleme tipinin seçimi dişli çarkların mukavemet sınırlarının belirlenmesinde önem taşır. Çizelge 2.3’te değişik yükleme tipleri verilmiştir.

Çizelge 2.3. Dişli çarklarda yükleme tipleri

Giriş	A	Sürekli	Elektrik Motoru, Buhar Türbini, Gaz Türbini vb.
	B	Düşük Şoklu	Hidrolik Motor, Buhar Türbini, Gaz Türbini vb.
	C	Orta Şoklu	Çok Silindirli İçten Yanmalı Motor vb.
	D	Yüksek Şoklu	Tek Silindirli İçten Yanmalı Motor vb.
Çıkış	A	Sürekli	Jeneratör, Konveyör, Hafif Lift, Fan, Turbo Kompresör vb.
	B	Düşük Şoklu	Jeneratör, Dişli pompa, Dönel Pompa vb.
	C	Orta Şoklu	Ağır Lift, Kreyn, Çok Silindirli Piston Pompa vb.
	D	Yüksek Şoklu	Pres, Hadde mili, Ekskavatör, Ağır Santrifüj, Matkap vb.

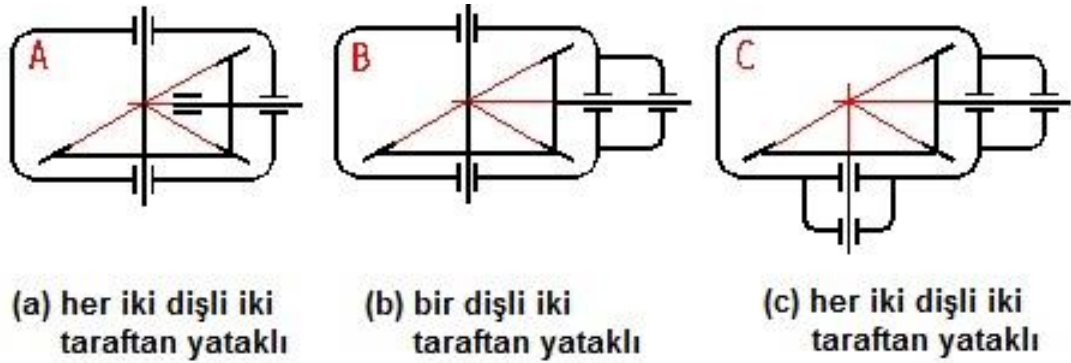
Dişli çarkların mukavemet sınırlarının belirlenmesinde kullanılan bir diğer parametre yataklama tipidir (Çizelge 2.4). Dişlilerin millerinin yataklanma şekli

millerdeki eğilmeleri, dolayısıyla dişlilerin çalışma şeklini etkiler. Şekil 2.4'te yataklama tiplerinin şematik görünümü verilmiştir.

Çizelge 2.4. Dişli çarklarda yataklama tipleri

A	Tip 1	Her iki dişli mili tek ucundan yataklanmış–rijit
B	Tip 1	Bir dişli mili iki ucundan da yataklanmış–rijit
C	Tip 1	Her iki dişli mili iki ucundan da yataklanmış–rijit
A	Tip 2	Her iki dişli mili tek ucundan yataklanmış–esnek
B	Tip 2	Bir dişli mili iki ucundan da yataklanmış–esnek
C	Tip 2	Her iki dişli mili iki ucundan da yataklanmış–esnek

Çizelge 2.4'te belirtilen tip 1; otomotiv, uzay-havacılık ve yüksek kalite ticari dişli sistemlerini; tip 2 ise genel ticari dişli sistemlerini temsil eder.



Şekil 2.4. Konik dişli çarklarda yataklama tiplerinin şematik görünümü

Dişli çarklarda hareket diş yüzeylerinin teması ile sağlanır. Bu nedenle diş yüzeylerinin düzgünlüğü dişlilerin çalışma kalitesi üzerinde oldukça etkilidir. Yüzey düzgünlüğünün sağlanması maliyetler üzerinde önemli etkilere sahip olduğu için dişli yüzeylerinin gereğinden hassas işlenmemesi önemlidir. Ancak yüzey pürüzlülüğü arttıkça ulaşılabilecek çevresel hızlarda azalır. ISO 1328 standardına göre yüzey düzgünlüğü, maksimum pürüz yüksekliği, çevresel hızlar ve sürtünme katsayıları arasındaki ilişki Çizelge 2.5'te belirtilmiştir.

Kullanım yerlerine göre değişik dişliler için tavsiye edilen yüzey kaliteleri Çizelge 2.6'da belirtilmiştir.

Çizelge 2.5. Değişik yüzey kaliteleri için çevresel hız sınırları

Düzgünlük	$(R_a)_{\max.}$ (μm)	$V_{\max.}$ (m/sn)	c_{fr}
2/3	0,2	50	0,04
3/4	0,4	40	0,05
4/5	0,8	30	0,06
5/6	1,6	20	0,07
6/7	1,6	12	0,08
7/8	3,2	8	0,09
8/9	6,3	5	0,10
9/10	12,5	3	0,11
10/11	25	3	0,12
11/12	50	2	0,12

Çizelge 2.6. Kullanım amaçlarına göre dişli çarklar için gerekli yüzey kaliteleri

Dişli	Düzgünlük ISO
Kontrol dişlileri	2~4
Ölçüm Aletleri	3~6
Türbin Redüktörleri	3~5
Havacılık Redüktörleri	3~6
Makine Takımları	3~7
Havacılık Motorları	5~6
Yüksek Hızlı Dişli Kutuları	5~6
Yolcu Araçları	6~7
Endüstriyel Dişli Kutuları	7~8
Hafif Gemi Motorları	7
Hadde Milleri, Lokomotifler	8~9
Ağır Gemi Motorları, Traktörler	8~9
İnşaat ve Tarım Makinaları	8~10
Tekstil Makinaları	7~9

Dişli çarkların mukavemet sınırlarını etkileyen bir diğer parametre olan aşırı yükleme katsayısı (KAS) motorda başlangıç anında ortaya çıkan maksimum burulma momentinin etiket burulma momentine oranıdır. 3 fazlı asenkron elektrik motorları için aşırı yükleme katsayısı 2~3 arasında değerler alır.

Çalışma ömrü (L_h) mukavemete bağlı olarak dişli çark sisteminden saat olarak istenen çalışma süresidir. Çizelge 2.7’de değişik makina tipleri için öngörülen çalışma ömürleri verilmiştir.

Dişli çarkların mukavemet sınırlarının belirlenmesi, dişli çark sisteminin tasarımını doğrudan etkiler. Temas ve eğilme emniyet katsayıları (S_H ve S_F) sırasıyla 1,1~1,3 ve 1,3~1,6 arasında değerler alır.

Çizelge 2.7. Değişik makina tipleri için varsayılan çalışma ömürleri

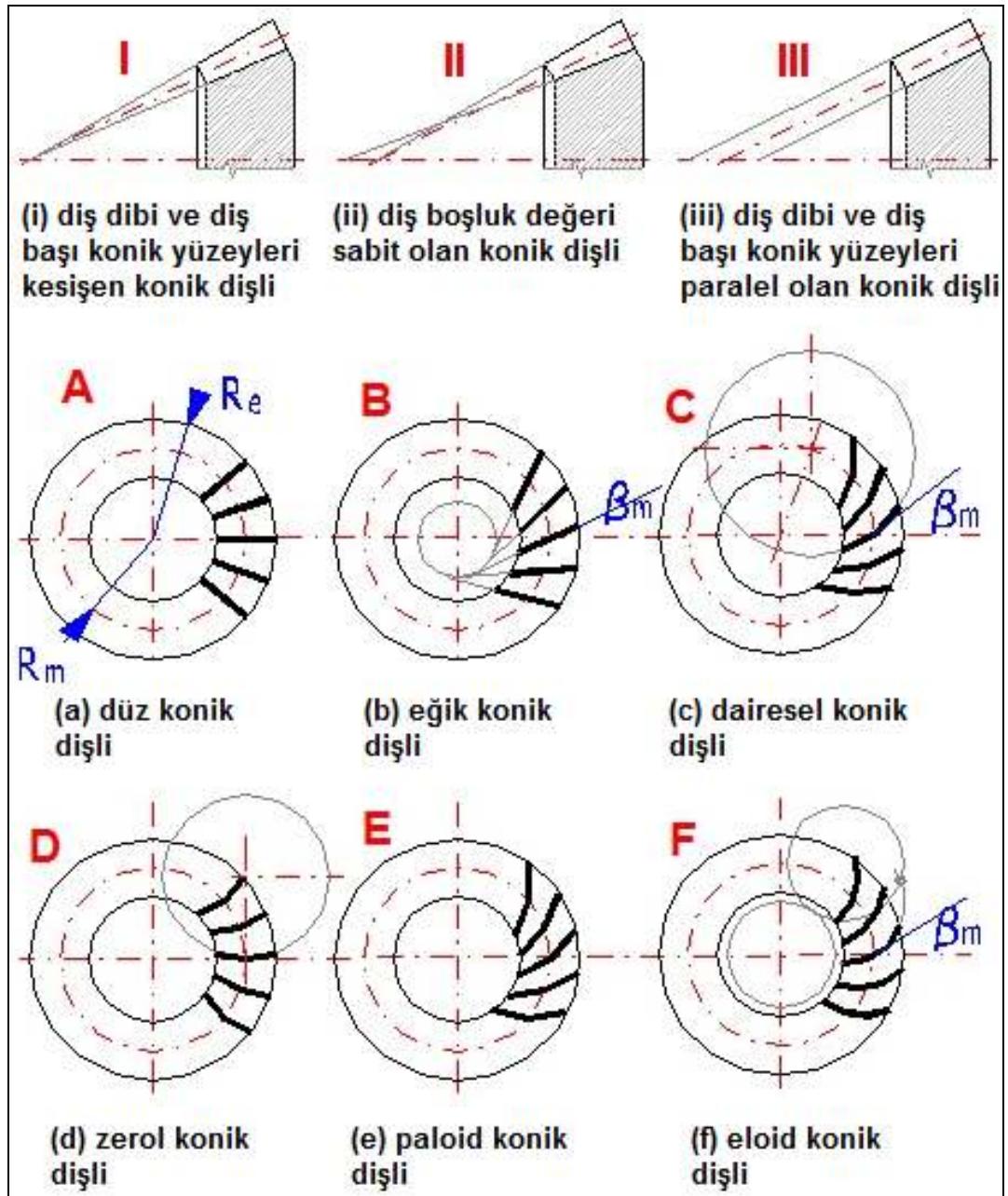
Makina Tipi	Ömür (saat)
Ev Makinaları, Nadir Kullanılan Makinalar	2000
Elektrikli El Aletleri, Kısa Süreli Çalışan Makinalar	5000
8 Saat Çalışan Makinalar	20000
16 Saat Çalışan Makinalar	40000
24 Saat Çalışan Makinalar	80000
24 Saat Çalışan Uzun Ömürlü Makinalar	150000

Diş profili ve dişli tipi parametreleri

Konik dişli çarklarda, diş geometrisini belirleyen iki değişik parametre kullanılır. Bu parametreler diş dibi ve diş başı koni pozisyonlarına göre; diş dibi ve diş başı konik yüzeyleri kesişen, diş boşluk değeri sabit olan ve diş dibi ve diş başı konik yüzeyleri paralel olan şeklinde üç tiptir. Dişlerin profil eğrilerine göre ise düz profilli, eğik profilli, dairesel profilli, dairesel “zero” profilli, paloid profilli ve eloid profilli şeklinde altı gruba ayrılır. Dişleri koni tepesine yönelmiş konik dişli çarklarda kavrama oranının bire eşit olması durumunda, aynı anda bir diş çiftinde temas gerçekleşir. Bir diş çiftinde temas bittikten sonra bir sonraki diş çiftinde temas başlar. Kavrama oranının birden büyük olduğu durumlarda, aynı anda birden fazla diş çiftinde temas meydana gelir. Dişleri eğik veya eğrisel olan konik dişli çarklarda ise kavrama oranının bire eşit olduğu durumlarda da aynı anda birden fazla diş çiftinde temas olur. Dişleri eğik veya eğrisel olan dişli çarklarda; helis açısının artması, diş eğrilik yarıçapının küçülmesi ve kavrama oranının artması ile aynı anda temasta bulunan diş çifti sayısı da artar. Şekil 2.5’de diş dibi ve diş başı koni pozisyonlarına ve dişlerin eğrilerine göre konik dişli çarklar için dişli temel eğri tipleri, Çizelge 2.8’de ise konik dişli çarklarda dişli temel eğri tiplerine göre diş ve kavramaya ait özellikler görülmektedir.

Çizelge 2.8. Dişli temel eğri tiplerine göre diş başı yüksekliği katsayısı, birim diş boşluğu ve birim diş dibi eğrilik yarıçapı değerleri

	$h_{a1}^* = h_{a2}^*$ [modül]	$c_1^* = c_2^*$ [modül]	$rf_1^* = rf_2^*$ [modül]
A, B. Düz Çizgi, Tip I	1,000	0,200	0,304
C. Dairesel Ark, Tip II	0,850	0,189	0,287
D. Dairesel Ark, $\beta = 0$, Tip II	1,000	0,188	0,286
E, F. Evolvent, Episikloid, Tip III	1,000	0,250	0,380



Şekil 2.5. Diş dibi ve diş başı koni pozisyonlarına ve diş profil eğrilerine göre dişli temel eğri tipleri

Dişli çarklarda optimum diş sayısının tespiti matematiksel olarak kesin çözümü olan bir işlem değildir. İstenilen çevrim oranını sağlayacak farklı küçük ve büyük dişli çark diş sayısı çiftleri kullanmak mümkündür. Bu dişli çark sistemleri arasında seçim yapılırken dişlere gelen yükler, kavrama durumu, çevrim oranı sapma miktarı ve dişli çark sisteminin kullanılacağı yerin büyüklüğü gibi şartlar göz önünde bulundurulur. Dişli çark sistemindeki küçük dişlinin diş sayısının seçimi kavrama durumu, gürültü, verim ve üretim maliyetleri üzerinde etkili olur ve diş sayısı bu etkiler göz önünde tutularak belirlenir. Genel olarak diş sayısının artması ile kavrama durumunda olan dişlerde yüzey basınç değerleri artar, diş dibi gerilmeleri ise azalır. Diş sayısının artması kavrama oranını arttırdığı için kavramayı iyileştirir. Mil eksenlerinin kesişme açısının 90° olması durumunda çevrim oranına göre tavsiye edilen diş sayıları Çizelge 2.9'da belirtilmiştir.

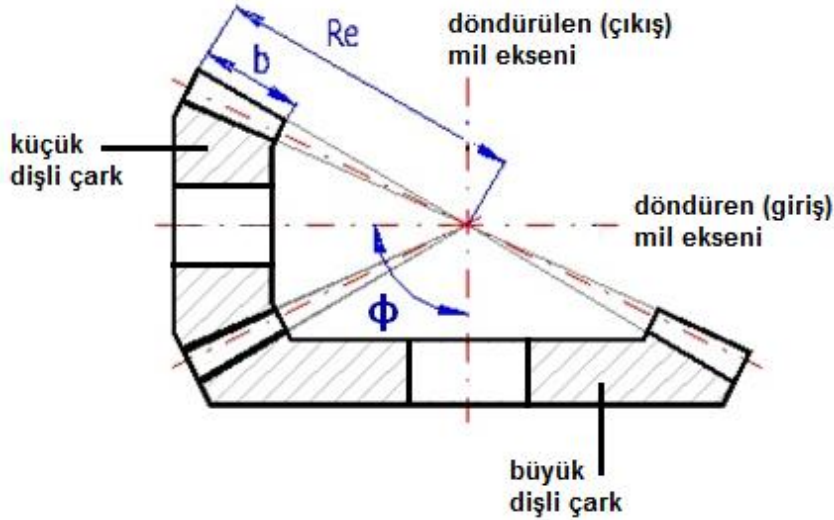
Çizelge 2.9. Değişik çevrim oranları için küçük dişli çarka ait diş sayısı değerleri

Çevrim Oranı	Küçük Dişli Çark Diş Sayısı
1,00	18~40
1,12	18~38
1,25	17~36
1,60	16~34
2,00	15~30
2,50	13~26
3,00	12~23
4,00	10~18
5,00	9~14
6,00	8~11

Bu çizelgede düşük değerler sertleştirilmiş eğrisel diş profilli konik dişli çarklar için, yüksek değerler ise sertleştirilmemiş düz konik dişli çarklar için uygundur.

Dişli çarkları taşıyan mil eksenlerinin kesişme açısı (ϕ) için genellikle 90° kullanılmakla birlikte, $60^\circ \sim 120^\circ$ arasında değişen değerlerde de olabilir. 60° altındaki ve 120° üzerindeki açı değerleri geometrik kısıtlamalar nedeniyle

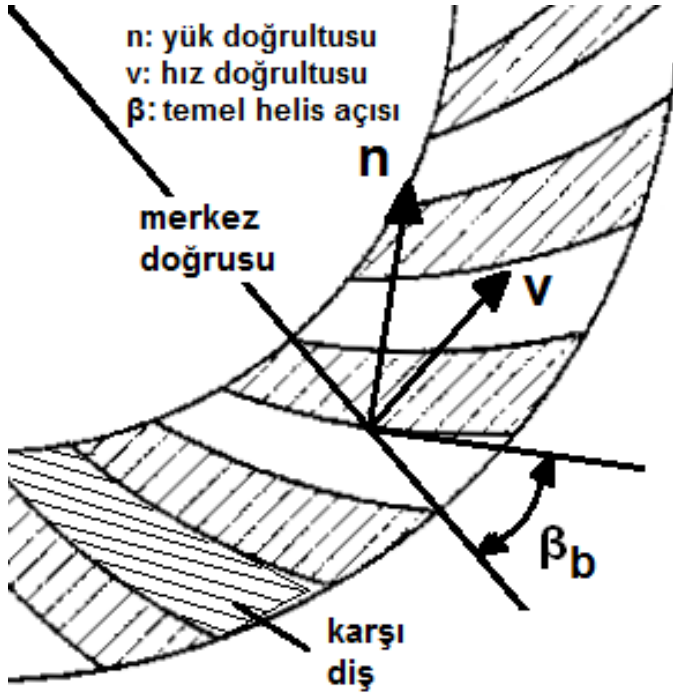
tercih edilmez. Mil eksenlerinin kesişme açısının değiştirilmesiyle farklı açılarda güç ve moment iletilmesi mümkün olur (Şekil 2.6).



Şekil 2.6. Konik dişli çark sistemlerinde mil eksenlerinin kesişme açısı

Teğetsel (α_t) ve normal (α_n) basınç açısı değerleri dişli sisteminin kullanım ve mukavemet özelliklerini etkiler. Normal basınç açısı gerçek diş kuvvetinin, kendi bulunduğu düzlemdeki teğetsel doğru ile yaptığı açıyı ifade eder. Teğetsel basınç açısı ise diş kuvvetinin teğetsel kuvvetin bulunduğu düşey düzlemdeki izdüşümünün, dişli çark dairesinin teğetsel doğrultusu ile yaptığı açıyı ifade eder. Düz dişli çarklar için teğetsel, eğrisel dişli çarklar için ise normal basınç açısı kullanılır. Bu açının büyümesi alttan kesilme ve temas halindeki diş yüzeylerinin birbirinin içine geçmesi nedeniyle oluşan girişim olasılıkları ile kayma hızını azaltır, yüzey basıncı ve aşınmaya karşı yükleme kapasitesi ile dişli çarkın rijitliğini artırır.

Helis açısı (β) değerinin 0 olması durumunda düz konik dişli çarklar elde edilir. Düz konik dişli çarklar pratikte pek sık kullanılmaz. Çevresel hızın 5 m/sn'den düşük olduğu hafif yüklü dişli çark sistemlerinde kullanılabilir. Çevresel hızın daha yüksek olduğu durumlarda ise eğik veya eğrisel konik dişli çarklar tercih edilir ve temel helis açısı genellikle $20^\circ \sim 40^\circ$ arasında seçilir (Şekil 2.7).



Şekil 2.7. Konik dişli çarklarda temel helis açısı

Modül, dişli sistemini tanımlayan önemli bir değişkendir. Dişli çarkın büyüklüğünü belirler. Aynı dişli çark için modül küçültülerek diş sayısı artırılabilir. Taksimat dairesi çapı ve diş sayısına bağlı olarak Eş. 2.1 ile hesaplanır.

$$m = d_m / z = t / \pi \quad (2.1)$$

Teğetsel (m_t) ve normal (m_n) modül, diş yerleşimi dolayısıyla dişlinin büyüklüğü açısından en önemli parametrelerdir. Teğetsel ve normal modüller arasındaki fark, kullanıldıkları dişli çarkların referans kesitleridir. Eğrisel konik dişli çarklar, diş kuvvetinin uygulandığı normal düzlemde, düz konik dişli çarklar ise dişli çark merkezinden geçen teğetsel düzlemde incelenirler. Bu nedenle; eğrisel konik dişli çarklar için normal modül, düz konik dişli çarklar için teğetsel modül kullanılır. Normal ve teğetsel modül arasındaki ilişki Eş. 2.2 ile gösterilmiştir.

$$m_n = m_t \cos \beta \quad (2.2)$$

Profil kaydırma giriş parametreleri

Dişli çarklarda alttan kesilme olayını önlemek, yük taşıma kabiliyetini ve verimi arttırmak, diş sayılarını azaltmak, kavrama olayını iyileştirmek, gürültü ve titreşimi azaltmak vb. nedenlerle profil kaydırma işlemi gerçekleştirilerek, dişler düzeltilir. Optimum diş profili, dişli çarkın kullanım amacı ve çalışma şartları göz önünde bulundurularak belirlenir. Konik dişli çarklarda profil kaydırma işlemi; diş başı ve diş dibi açılarından birinin, düzeltme açısı kadar büyütülüp, diğerinin ise düzeltme açısı kadar küçültülmesiyle gerçekleştirilir. Konik dişli çarklarda profil kaydırma işlemi sonucunda; dişli çapı, koni uzunluğu, diş genişliği, diş yüksekliği ve mil eksenlerinin kesişme açısı değerleri değişmez. Diş başı ve diş dibi açıları, koni yarı tepe açıları, diş başı ve diş dibi yükseklikleri ile diş kalınlıkları değişir. Eş çalışan iki konik dişli çark için profil kaydırma oranları aynı büyüklükte, ters işaretli olarak seçilmelidir [4]. Şekil 2.8’de konik dişli çarklarda profil kaydırma işlemi görülmektedir.

Eş. 2.3–Eş. 2.7’de profil kaydırma işlemi sonrasında dişli çarkın değişen geometrik büyüklükleri görülmektedir.

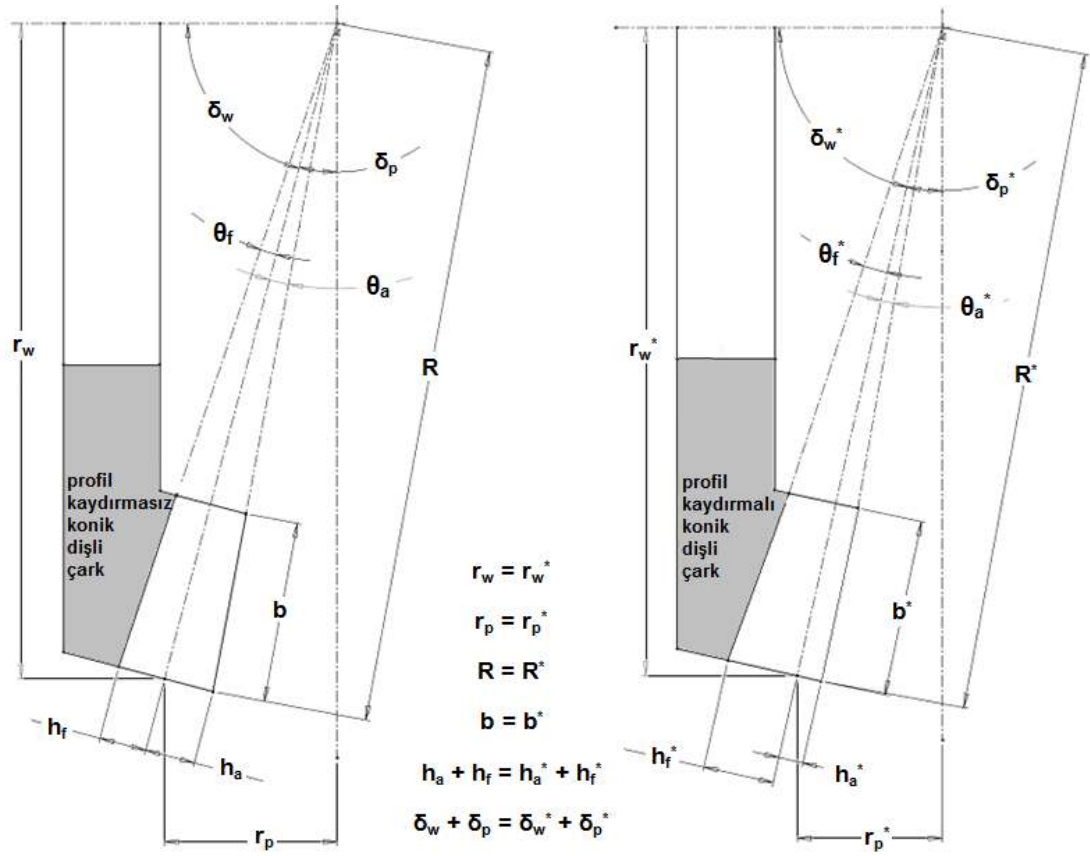
$$\theta_a^* = \theta_a - \lambda \quad (2.3)$$

$$\theta_f^* = \theta_f + \lambda \quad (2.4)$$

$$h_a^* = R \tan \theta_a^* \quad (2.5)$$

$$h_f^* = R \tan \theta_f^* \quad (2.6)$$

$$\bar{\delta}_w^* = \bar{\delta}_w + \lambda \quad (2.7)$$



Şekil 2.8. Konik dişli çarklarda profil kaydırma işlemi

Burada; θ_a diş başı açısı, θ_f diş dibi açısı, R koni uzunluğu, δ_w koni yarı tepe açısı, θ_a^* düzeltilmiş diş başı açısı, θ_f^* düzeltilmiş diş dibi açısı, h_a^* düzeltilmiş diş başı yüksekliği, h_f^* düzeltilmiş diş dibi yüksekliği ve δ_w^* düzeltilmiş koni yarı tepe açısıdır. λ , düzeltme açısıdır ve Eş. 2.8 kullanılarak hesaplanır.

$$\lambda = 2 (\theta_a - \xi) / 3 \quad (2.8)$$

Burada ξ , dişli çark çiftinin profil kaydırma sınırını belirleyen maksimum düzeltme miktarıdır.

Konik dişli çarklarda diş düzeltme işlemleri radyal ve teğetsel düzeltme katsayıları kullanılarak gerçekleştirilir. Konik dişli çarkların imalat işlemleri sırasında kesici takımlara belli oranlarda radyal ve teğetsel profil kaydırmalar uygulanarak dişlerin geometrik, kinematik ve mukavemet karakteristikleri

değiştirilebilir. Radyal düzeltmeler x katsayısı, teğetsel düzeltmeler ise x_T katsayısı ile gösterilir. Konik dişli çarklarda genellikle radyal düzeltme $x_1 = -x_2$, teğetsel düzeltme ise $x_{T1} = -x_{T2}$ olacak şekilde belirlenir.

Düzeltilme tipleri ve bu düzeltme tipleri için tavsiye edilen diş başı yüksekliği ve diş kalınlığı düzeltme değerleri Çizelge 2.10'da belirtilmiştir.

Çizelge 2.10. Değişik dişli çark tipleri için tavsiye edilen düzeltme değerleri

Düzeltilme Tipi	Açıklama	x_1	x_{T1}
A	Düz Diş, İyileştirilmiş Eğilme Mukavemeti	0,207	0,0
B	Düz Diş, İyileştirilmiş Yüzey Basıncı Mukavemeti	0,052	0,0
C	Eğik Düz Diş, DIN 870	-1,672	0,0
D	Eğik Düz Diş, BSI	0,0	0,0
E	Eğrisel Diş	0,0	0,0

Giriş diş başı yüksekliği düzeltme katsayısı (x_1) küçük dişli çarkın diş başı yüksekliği düzeltme değerini belirleyen katsayıdır. Büyük dişli çarkın diş başı yüksekliği düzeltme değeri, küçük dişli çarkın diş başı yüksekliği düzeltme değerinin -1 ile çarpılması ile elde edilir. Mil eksenlerinin kesişme açısının 90° olması durumunda değişik çevrim oranları için tavsiye edilen diş başı yüksekliği düzeltme değerleri Çizelge 2.11'de belirtilmiştir.

Çizelge 2.11. Değişik çevrim oranları için tavsiye edilen diş başı yüksekliği düzeltme değerleri

Çevrim Oranı	1,00	1,12	1,25	1,60	2,00	2,50	3,00	4,00	5,00	6,00
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	0,00	0,10	0,19	0,27	0,33	0,38	0,40	0,43	0,44	0,45

Giriş diş kalınlığı düzeltme katsayısı (x_{T1}) küçük dişli çarkın diş kalınlığı düzeltme değerini belirleyen katsayıdır. Büyük dişli çarkın diş kalınlığı düzeltme değeri, küçük dişli çarkın diş kalınlığı düzeltme değerinin -1 ile çarpılması ile elde edilir. Mil eksenlerinin kesişme açısının 90° olması durumunda değişik çevrim oranları için tavsiye edilen düzeltme değerleri Çizelge 2.12'de belirtilmiştir.

Çizelge 2.12. Değişik çevrim oranları için tavsiye edilen diş kalınlığı düzeltme değerleri

Çevrim Oranı	1,00	1,12	1,25	1,60	2,00	2,50	3,00	4,00	5,00	6,00
Diş Kalınlığı Düzeltme Katsayısı	0,000	0,010	0,018	0,024	0,030	0,039	0,048	0,065	0,082	0,100

2.1.2. Tasarımla ilgili çıkış parametreleri

Dişli çark sistemlerinin geometrisini, niteliklerini, emniyet ve kuvvet durumlarını oluşturan çıkış parametreleri, giriş parametrelerine bağlı olarak hesaplanır. Temel çıkış parametreleri dişli sisteminin tanımlanmasında ve çalışma şartlarının belirlenmesinde kullanılır ve “2” indisi ile temsil edilir. Çıkış parametreleri; güç, devir sayısı, burulma momenti, diş sayısı ve çevrim oranı gibi temel çıkış parametreleri, diş düzeltme katsayılarını belirleyen profil kaydırma çıkış parametreleri, dişli sisteminin boyutlandırılmasını sağlayan temel boyut parametreleri ve dişlerde oluşan kuvvetleri tanımlayan kuvvet parametrelerini kapsar.

Temel çıkış parametreleri

Bir dişli çark sisteminde temel çıkış parametreleri; elde edilmek istenen güç ve devir sayısı ile bunlara bağlı olarak ortaya çıkan burulma momenti değerleri, çıkış diş sayısı ve sistemin çevrim oranıdır.

Çıkış gücü; giriş gücü ve sistemin verimine bağlı olarak Eş. 2.9 ile hesaplanır.

$$P_2 = \eta P_1 \quad (2.9)$$

Çıkış devir sayısı; giriş devir sayısı ve çevrim oranına bağlı olarak Eş. 2.10 ile hesaplanır.

$$n_2 = n_1 / i \quad (2.10)$$

Çıkış burulma momenti; giriş gücü, giriş devir sayısı, çevrim oranı ve verime bağlı olarak Eş. 2.11 ile hesaplanır.

$$M_{b2} = M_{b1} * i * \eta = 9550 * P_1 * i * \eta / n_1 \quad (2.11)$$

Çıkış diş sayısı; giriş diş sayısına ve varsayılan çevrim oranına bağlı olarak Eş. 2.12 yardımıyla belirlenen bir tamsayı değeridir.

$$z_2 = \text{tamsayı}\{z_1 * i^* + 0,5\} \quad (2.12)$$

Gerçek çevrim oranı; çıkış diş sayısının giriş diş sayısına oranıdır (Eş. 2.13).

$$i = z_2 / z_1 \quad (2.13)$$

Çevrim oranındaki sapma; gerçek ve varsayılan çevrim oranlarına bağlı olarak Eş. 2.14 kullanılarak hesaplanır ve bu değer çevrim oranının 4,5'den az olduğu durumlarda % 2,5'den, çevrim oranının 4,5'den büyük olduğu durumlarda ise % 4'ten fazla olmamalıdır.

$$\% \text{ çevrim oranı sapması} = (i - i^*) / i \quad (2.14)$$

Profil kaydırma çıkış parametreleri

Profil kaydırma işleminden sonra dişlerin alttan kesilmesine izin verilip verilmeyeceği profil kaydırma çıkış parametreleri ile belirlenir. Kabul edilebilir ölçüde alttan kesilme olması durumu için giriş ve çıkış diş başı yüksekliği düzeltme katsayıları (x_1 ve x_2) ve alttan kesilme olmaması için giriş ve çıkış diş başı yüksekliği düzeltme katsayıları (x_{1*} ve x_{2*}) Eş. 2.15 ve Eş. 2.16 kullanılarak belirlenir.

$$X_{1(2)} = (Z_{1(2)p} - Z_{v1(2)}) / Z_{1(2)m} \quad (2.15)$$

$$X_{1(2)}^* = (Z_{1(2)m} - Z_{v1(2)}) / Z_{1(2)m} \quad (2.16)$$

Bu eşitliklerde; $z_{v1(2)}$ konik dişlileri temsil eden eşlenik düz dişli çarkların diş sayılarıdır. $z_{1(2)p}$ ve $z_{1(2)m}$ ise Eş. 2.17 ve Eş. 2.18 ile tanımlanan katsayılarıdır.

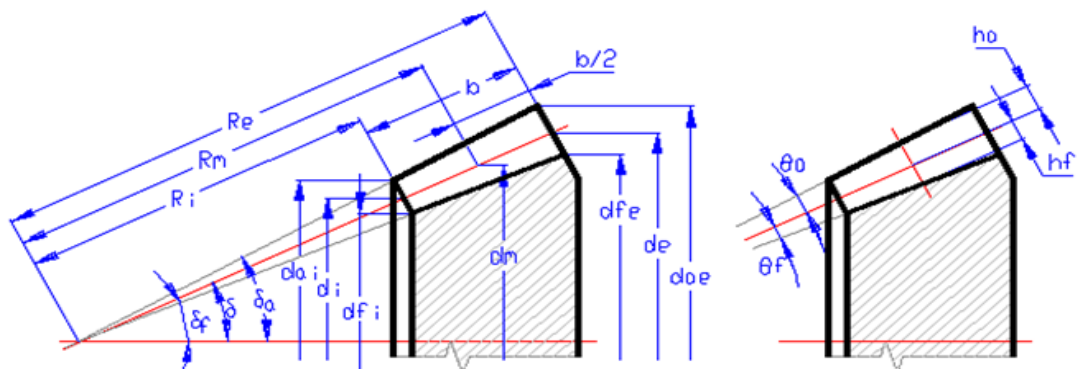
$$z_{1(2)m} = 2 * h_{a1(2)}^* / \sin^2 \alpha_n \quad (2.17)$$

$$z_{1(2)p} = 5 * z_{1(2)m} / 6 \quad (2.18)$$

Bu eşitliklerde; $h_{a1(2)}^*$ diş başı yüksekliği katsayıları, α_n normal basınç açısıdır.

Dişli sisteminin temel boyut parametreleri

Dişli çark sistemini oluşturan küçük ve büyük dişli çark çiftinin tasarımının gerçekleştirilebilmesi için gerekli geometrik büyüklükler dişli sisteminin temel boyut parametreleridir. Bu parametreler dişli sisteminin modül değerleri, koni uzunluk ve açıları, küçük ve büyük dişli çarka ait çap ve taksimat değerleri ile dişlerin yükseklik, genişlik ve kalınlık değerleridir (Şekil 2.9).



Şekil 2.9. Konik dişli çark sistemlerinin temel boyut parametreleri

Modül dişli çark sistemini tanımlayan bir değişkendir. Konik dişli çarkların tepe, taksimat ve taban düzlemlerindeki teğetsel ve normal modül değerleri,

taksimat dairesi çapı ve diş sayısına bağlı olarak sırasıyla Eş. 2.19–Eş. 2.24 kullanılarak hesaplanır. Bu eşitliklerde; “i” indisi konik dişli çark tepe düzlemini, “m” indisi konik dişli çark taksimat düzlemini, “e” indisi konik dişli çark taban düzlemini, “t” indisi teğetsel değerleri ve “n” indisi normal değerleri tanımlamaktadır.

$$m_{it} = d_{mi} / z = m_{et} * d_{mi} / d_{me} \quad (2.19)$$

$$m_{mt} = d_{mm} / z = m_{et} * d_{mm} / d_{me} \quad (2.20)$$

$$m_{et} = d_{me} / z = m_{mt} * d_{me} / d_{mm} \quad (2.21)$$

$$m_{in} = d_{mi} / z = m_{en} * d_{mi} / d_{me} \quad (2.22)$$

$$m_{mn} = d_{mm} / z = m_{en} * d_{mn} / d_{me} \quad (2.23)$$

$$m_{en} = d_{me} / z = m_{mn} * d_{me} / d_{mm} \quad (2.24)$$

Tepe, taksimat ve taban düzlemlerindeki koni uzunlukları; dişli taksimat çapı ve koni yarı tepe açısı değerlerine bağlı olarak sırasıyla Eş. 2.25–Eş. 2.27 kullanılarak hesaplanır.

$$R_i = d_{mi} / (2 \sin \delta) \quad (2.25)$$

$$R_m = R_i + (b / 2) \quad (2.26)$$

$$R_e = R_i + b \quad (2.27)$$

Diş genişliği ise Eş. 2.28 kullanılarak taban düzlemindeki koni uzunluğuna bağlı olarak hesaplanır.

$$b = 0,35 R_e \quad (2.28)$$

Giriş koni yarı tepe açısı; mil eksenlerinin kesişme açısı ve diş sayılarına bağlı olarak Eş. 2.29 kullanılarak hesaplanır.

$$\delta_1 = \arctan \left(\frac{\sin \phi}{\frac{z_2}{z_1 + \cos \phi}} \right) \quad (2.29)$$

Çıkış koni yarı tepe açısı ise mil eksenlerinin kesişme açısı ve giriş koni yarı tepe açısına bağlı olarak Eş. 2.30 ile hesaplanır.

$$\delta_2 = \phi - \delta_1 \quad (2.30)$$

Diş başı ve diş dibi koni yarı tepe açıları giriş ve çıkış için sırasıyla Eş. 2.31–Eş. 2.34 kullanılarak; diş başı ve diş dibi açıları ile koni yarı tepe açılarına bağlı olarak hesaplanır. Bu eşitliklerde; “1” indisi giriş dişli çarkını, “2” indisi çıkış dişli çarkını, “a” indisi diş başını ve “f” indisi diş dibini temsil etmektedir.

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} \quad (2.31)$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} \quad (2.32)$$

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} \quad (2.33)$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} \quad (2.34)$$

Konik dişli çarklarda da çaplar, alın dişli çarklarda olduğu gibi dişli çark eksenine dik olarak ölçülür [47]. Giriş ve çıkış dişli çarklarına ait taban, taksimat ve tepe düzlemleri üzerindeki diş başı, diş taksimatı ve diş dibi dairesi çap değerleri sırasıyla Eş. 2.35–Eş. 2.52 kullanılarak hesaplanır. Bu eşitliklerde giriş dişli çarkı için “1” indisi, çıkış dişli çarkı için “2” indisi, dişlinin taban düzlemi için “e” indisi, taksimat düzlemi için “m” indisi, tepe düzlemi için

“i” indisi, diş başı (daresi) için “a” indisi, taksimat dairesi için “m” indisi ve diş dibi (daresi) için “f” indisi kullanılmıştır.

$$d_{ae1} = d_{me1} + 2 * h_{ae1} * \cos\delta_1 \quad (2.35)$$

$$d_{ae2} = d_{me2} + 2 * h_{ae2} * \cos\delta_2 \quad (2.36)$$

$$d_{am1} = d_{mm1} + 2 * h_{am1} * \cos\delta_1 \quad (2.37)$$

$$d_{am2} = d_{mm2} + 2 * h_{am2} * \cos\delta_2 \quad (2.38)$$

$$d_{ai1} = d_{mi1} + 2 * h_{ai1} * \cos\delta_1 \quad (2.39)$$

$$d_{ai2} = d_{mi2} + 2 * h_{ai2} * \cos\delta_2 \quad (2.40)$$

$$d_{me1} = d_{mm1} + b * \sin\delta_1 \quad (2.41)$$

$$d_{me2} = z_2 * m_{et} \quad (2.42)$$

$$d_{mm1} = z_1 * m_{mt} \quad (2.43)$$

$$d_{mm2} = z_2 * m_{mt} \quad (2.44)$$

$$d_{mi1} = d_{mm1} - b * \sin\delta_1 \quad (2.45)$$

$$d_{mi2} = d_{mm2} - b * \sin\delta_2 \quad (2.46)$$

$$d_{fe1} = d_{me1} - 2 * h_{fe1} * \cos\delta_1 \quad (2.47)$$

$$d_{fe2} = d_{me2} - 2 * h_{fe2} * \cos\delta_2 \quad (2.48)$$

$$d_{fm1} = d_{mm1} - 2 * h_{fm1} * \cos\delta_1 \quad (2.49)$$

$$d_{fm2} = d_{mm2} - 2 * h_{fm2} * \cos\delta_2 \quad (2.50)$$

$$d_{fi1} = d_{mi1} - 2 * h_{fi1} * \cos\delta_1 \quad (2.51)$$

$$d_{fi2} = d_{mi2} - 2 * h_{fi2} * \cos\delta_2 \quad (2.52)$$

Normal ve teğetsel taksimat değerleri; modül ve helis açısına bağlı olarak sırasıyla Eş. 2.53 ve Eş. 2.54 kullanılarak hesaplanır.

$$p = \pi * m_{en} \quad (2.53)$$

$$p_t = \pi * m_{en} / \cos\beta \quad (2.54)$$

Giriş ve çıkış dişli çarklarının tepe, taksimat ve taban düzlemlerine ait taksimat dairesi üzerindeki diş kalınlık değerleri Eş. 2.55–Eş. 2.60 kullanılarak hesaplanır. Bu eşitliklerde giriş dişli çarkı için “1” indisi, çıkış dişli çarkı için “2” indisi, taksimat dairesi için “m” indisi, tepe düzlemi için “i” indisi, taksimat düzlemi için “m” indisi ve taban düzlemi için “e” indisi kullanılmıştır.

$$s_{mi1} = m_{in} * [(\pi / 2) + 2 * x_1 * \tan\alpha_t + x_{t1}] \quad (2.55)$$

$$s_{mi2} = m_{in} * [(\pi / 2) + 2 * x_2 * \tan\alpha_t + x_{t2}] \quad (2.56)$$

$$s_{mm1} = m_{mn} * [(\pi / 2) + 2 * x_1 * \tan\alpha_t + x_{t1}] \quad (2.57)$$

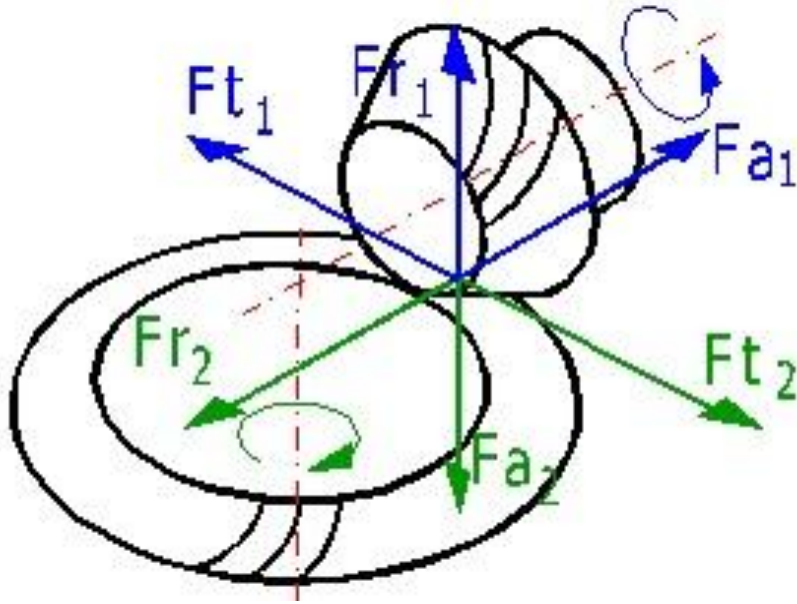
$$s_{mm2} = m_{mn} * [(\pi / 2) + 2 * x_2 * \tan\alpha_t + x_{t2}] \quad (2.58)$$

$$s_{me1} = m_{en} * [(\pi / 2) + 2 * x_1 * \tan\alpha_t + x_{t1}] \quad (2.59)$$

$$s_{me2} = m_{en} * [(\pi / 2) + 2 * x_2 * \tan\alpha_t + x_{t2}] \quad (2.60)$$

Kuvvet durumları

Dişli çarkların mukavemet hesabında ve dişlerde ortaya çıkan gerilmelerin belirlenmesinde etkili temel parametre temas yüzeyleri üzerinden dişlerin birbirlerine uyguladıkları diş kuvvetleridir. Temas yüzeylerine normal doğrultuda olan bu kuvvetler üç bileşene ayrılabilir. Bu bileşenler teğetsel (F_t), eksenel (F_a) ve radyal (F_r) kuvvetlerdir (Şekil 2.10 ve Şekil 2.11).



Şekil 2.10. Konik dişli çark sistemlerinde kuvvet durumları

Konik dişli çarklarda teğetsel kuvvet ve diş kuvveti değerleri, giriş ve çıkış dişlileri için eşittir. Teğetsel kuvvet; burulma momenti ve taksimat dairesi çapına bağlı olarak Eş. 2.61 kullanılarak, diş kuvveti ise burulma momenti, taksimat dairesi çapı, basınç açısı ve temel helis açısına bağlı olarak Eş. 2.62 kullanılarak hesaplanır.

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2000 \cdot M_{b1} / d_{mm1} \quad (2.61)$$

$$F_{n1} = F_{n2} = F_n = 2000 \cdot M_{b1} / (d_{mm1} \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta_b) \quad (2.62)$$

Eş. 2.62'deki β_b temel helis açısı; α basınç açısı ve β helis açısına bağlı olarak Eş. 2.63 yardımıyla hesaplanır.

$$\beta_b = \arcsin(\sin\beta * \cos\alpha) \quad (2.63)$$

Giriş ve çıkış dişli çarklarına ait eksenel ve radyal kuvvet değerleri; teğetsel kuvvet, helis açısı, normal basınç açısı ve dişli çarkların koni yarı tepe açılarına bağlı olarak sırasıyla Eş. 2.64–Eş. 2.67 kullanılarak hesaplanır. Mil eksenlerinin kesişme açısı 90° olan dişli çarklarda; giriş dişli çarkına etkiyen eksenel kuvvet ile çıkış dişli çarkına etkiyen radyal kuvvet ve giriş dişli çarkına etkiyen radyal kuvvet ile çıkış dişli çarkına etkiyen eksenel kuvvet eşittir.

$$F_{a1} = (F_t / \cos\beta) * \tan\alpha_n * \sin\delta_1 - \sin\beta * \cos\delta_1 \quad (2.64)$$

$$F_{a2} = (F_t / \cos\beta) * \tan\alpha_n * \sin\delta_2 + \sin\beta * \cos\delta_2 \quad (2.65)$$

$$F_{r1} = (F_t / \cos\beta) * \tan\alpha_n * \cos\delta_1 + \sin\beta * \sin\delta_1 \quad (2.66)$$

$$F_{r2} = (F_t / \cos\beta) * \tan\alpha_n * \cos\delta_2 - \sin\beta * \sin\delta_2 \quad (2.67)$$

Bu eşitliklerde geçen normal basınç açısı; basınç açısı ve helis açısına bağlı olarak Eş. 2.68 yardımıyla hesaplanır.

$$\alpha_n = \arctan(\tan\alpha * \cos\beta) \quad (2.68)$$

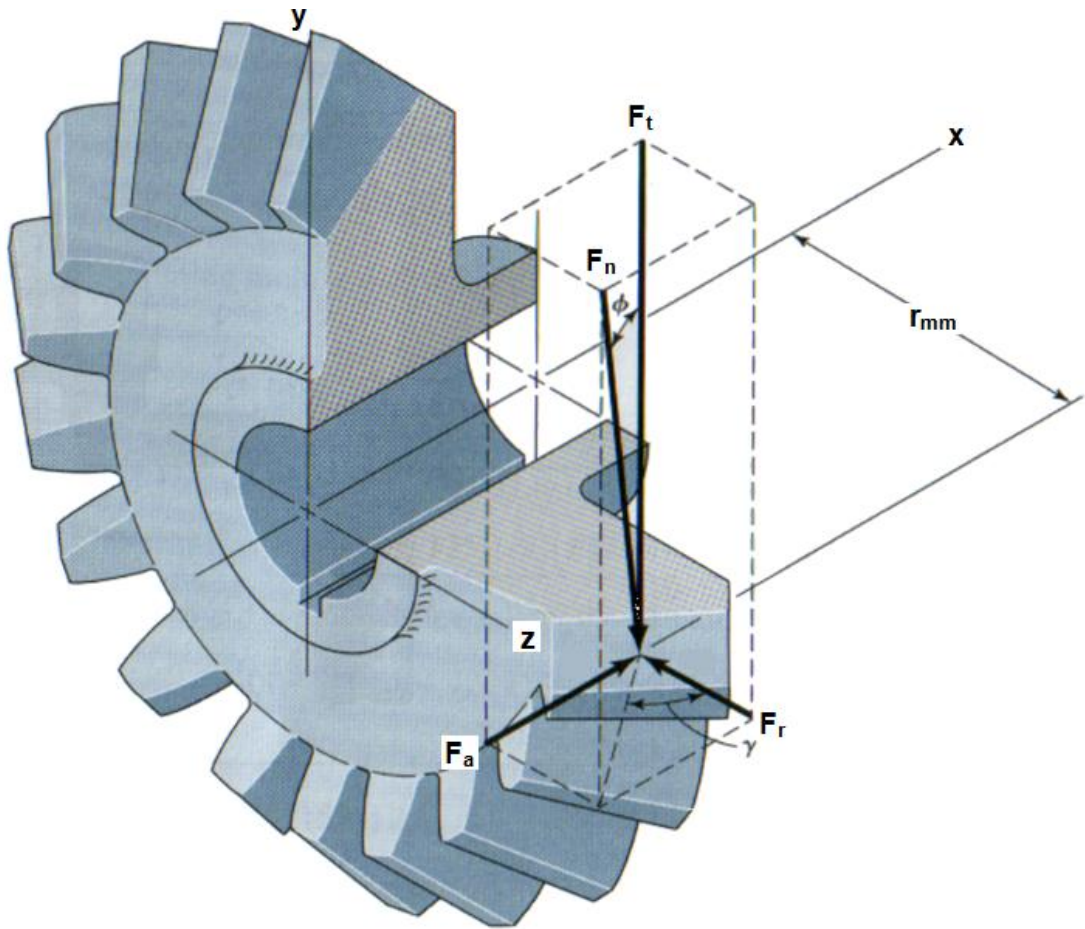
Taksimat dairesi üzerindeki çevresel hız değeri, taksimat dairesi çapı ve devir sayısına bağlı olarak Eş. 2.69 ile hesaplanır.

$$v = \pi * d_{mm1} * n_1 / 60000 \quad (2.69)$$

Özgöl ve birim yük değerleri; aşırı yükleme faktörü, teğetsel kuvvet, diş genişliği ve modül değerlerine bağlı olarak Eş. 2.70 ve Eş. 2.71 kullanılarak hesaplanır.

$$w_t = K_A * F_t / b \quad (2.70)$$

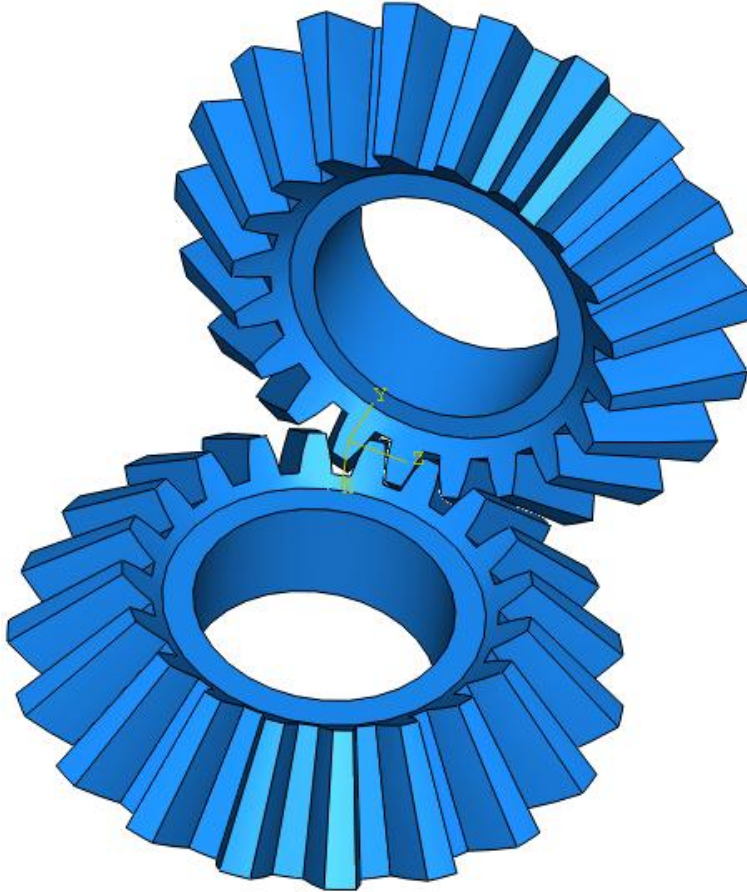
$$w_t^* = w_t / m_{mn} \quad (2.71)$$



Şekil 2.11. Konik dişli çarklarda diş yüzeylerine gelen normal kuvvet ve bileşenleri [48]

2.1.3. Örnek tasarım

Önceki bölümde verilen tasarım parametre ve formüllerine göre MITCALC konik dişli çark hesaplama modülü kullanılarak elde edilen tasarım değerlerine bir örnek Çizelge 2.13'te verilmiştir. Bu örnek 0° helis açısı, 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı değerleri için bir konik dişli çark sisteminin tasarım değerlerini vermektedir. Örnek konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri kullanılarak oluşturulmuş üç boyutlu katı model Şekil 2.12'de görülmektedir.



Şekil 2.12. Örnek konik dişli çark sisteminin üç boyutlu katı modeli

Bu tasarım değerleri, konik dişli çark sisteminin mukavemet değerlerinin hesaplanmasında ve gerilme analizine tabi tutulacak üç boyutlu katı modellerinin oluşturulmasında kullanılacaktır.

Çizelge 2.13. 0° helis açısı, 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 1000 devirle dönen konik dişli sisteminin tasarım değerleri

	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,948
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	1000,0	1000,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	47,75	47,26
Çevrim Oranı	i	[-]	1,0	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	20
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	90	
Basınç Açısı	α	[°]	20	
Helis Açısı	β	[°]	0	
Modül	m_{et}	[mm]	4,0	
Diş Genişliği	b	[mm]	19,8	
Minimum Emniyet Katsayısı	S_H / S_F	[-]	1,532/4,416	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,0140	-0,0140
Diş Kalınlığı Düzeltme Katsayısı	x_T	[-]	0,00	0,00
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	56,569	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	46,669	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	36,769	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	45,0000	45,0000
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	49,1011	48,9882
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	40,2062	40,0936
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	85,736	85,578
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	70,731	70,601
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	55,727	55,624
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	80,000	80,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	65,999	65,999
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	51,999	51,999
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	73,291	73,133
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	60,464	60,334
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	47,638	47,535
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	4,1011	3,9882
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	4,7938	4,9064
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	4,0560	3,9440
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	3,3462	3,2538
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	2,6363	2,5635
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	4,7440	4,8560
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	3,9138	4,0062
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	3,0835	3.1563
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	1446,99	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	1539,85	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	372,40	372,40
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	372,40	372,40
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	3,46	3,46

2.2. Konik Dişli Çark Hesabı

Bu bölümün ilk kısmında konik dişli çarklarda ortaya çıkan yüzey basıncı ve eğilme gerilmelerinin hesaplanmasında kullanılan formüller ile yüzey basıncı ve eğilme gerilmesi için mukavemet eşitlikleri üzerinde durulacaktır. Buradan hesaplanan gerilme değerleri ile mukavemet eşitlikleri karşılaştırılarak seçilen malzemenin uygun olup olmadığı belirlenecektir. Ayrıca hesaplanan gerilme değerleri ile sonlu eleman yöntemiyle bulunan gerilme değerleri karşılaştırılarak uyumlulukları gözlenecektir. Böylece, sonlu eleman yöntemi uygulamasının gerçeği ne oranda yansıttığı konusunda fikir sahibi olunabilir.

2.2.1. Mukavemet hesap yöntemi

Konik dişli çarkların dişlerinde ortaya çıkan yüzey basıncı ve eğilme gerilmelerinin değeri Eş. 2.72 ve Eş. 2.73 kullanılarak hesaplanırlar.

$$\sigma_H = Z_E \left(\frac{F_n K_A K_v K_{H\beta} Z_x Z_{xc}}{bdZ_1} \right)^{1/2} \quad (2.72)$$

$$\sigma_F = \frac{F_n K_A K_v Y_x K_{H\beta}}{bm_{et} Y_\beta Y_J} \quad (2.73)$$

Temas noktasında dişin yüzeyine dik olarak etkiyen diş kuvveti (F_n); teğetsel, eksenel ve radyal kuvvetlerin bileşkesidir ($\vec{F}_n = \vec{F}_t + \vec{F}_a + \vec{F}_r$). Teğetsel, eksenel ve radyal doğrultular birbirine dik olduğu için, diş kuvveti Eş. 2.74 kullanılarak hesaplanır.

$$F_n = (F_t^2 + F_a^2 + F_r^2)^{0,5} \quad (2.74)$$

Bu formüllerde; d taksimat dairesi çapı, b diş genişliği olup, kullanılan katsayılar aşağıda açıklanmıştır.

- Yüzey basıncı mukavemeti için elastiklik katsayısı (Z_E); küçük dişli çark (1) ve büyük dişli çark (2) malzemelerinin elastiklik modülü ve poisson oranı değerlerine bağlı olarak temas şartlarını göz önünde bulundurmak için, Eş. 2.75 kullanılarak hesaplanır.

$$Z_E = \left(\frac{1}{\pi \left[\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \right]} \right)^{0.5} \quad (2.75)$$

- Aşırı yükleme faktörü (K_A); motor ve iş makinalarının düzgün veya darbeli çalışmasına bağlı olarak dişlilerin diş yüzeylerine etkiyen gerilme değerleri üzerinde etkilidir. Bu faktörün aldığı değerler Çizelge 2.14'te verilmiştir.

Çizelge 2.14. Döndüren ve döndürülen makinaların çalışma şartlarına bağlı karakteristikleri

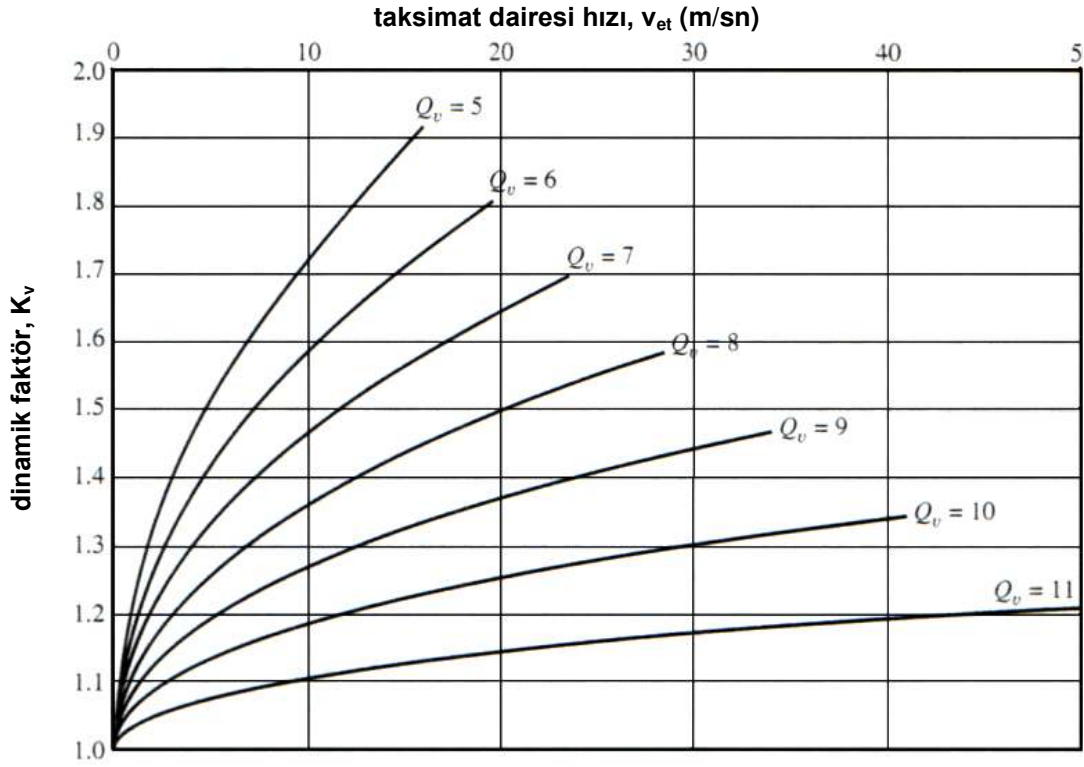
Döndüren Makinanın Karakteristiği	Döndürülen Makinanın Karakteristiği				
		Düzgün	Hafif Şok	Orta Şok	Yüksek Şok
	Düzgün	1.00	1.25	1.50	1.75 ve üzeri
	Hafif Şok	1.10	1.35	1.60	1.85 ve üzeri
	Orta Şok	1.25	1.50	1.75	2.00 ve üzeri
	Yüksek Şok	1.50	1.75	2.00	2.25 ve üzeri

- Dinamik faktör (K_v); taksimat hatalarından veya çalışma sırasında dişlerin deformasyonlarından dolayı, kavrama durumunda bulunan dişleri ek olarak zorlayan dinamik kuvvetin etkisini göz önüne almak için kullanılır [2]. Bu faktör dişlinin dönme hızına ve dişli sisteminin çevrim oranı doğruluk sayısına (Q_v) bağlı olarak gerilme değerlerini etkiler. Değeri Şekil 2.13'te verilen grafikten alınır veya dişlinin çevresel hızına ve çevrim oranı doğruluk sayısına bağlı olarak Eş. 2.76 yardımıyla hesaplanır.

$$K_v = \left(\frac{106 - 56B + \sqrt{200v_{et}}}{106 - 56B} \right)^B \quad (2.76)$$

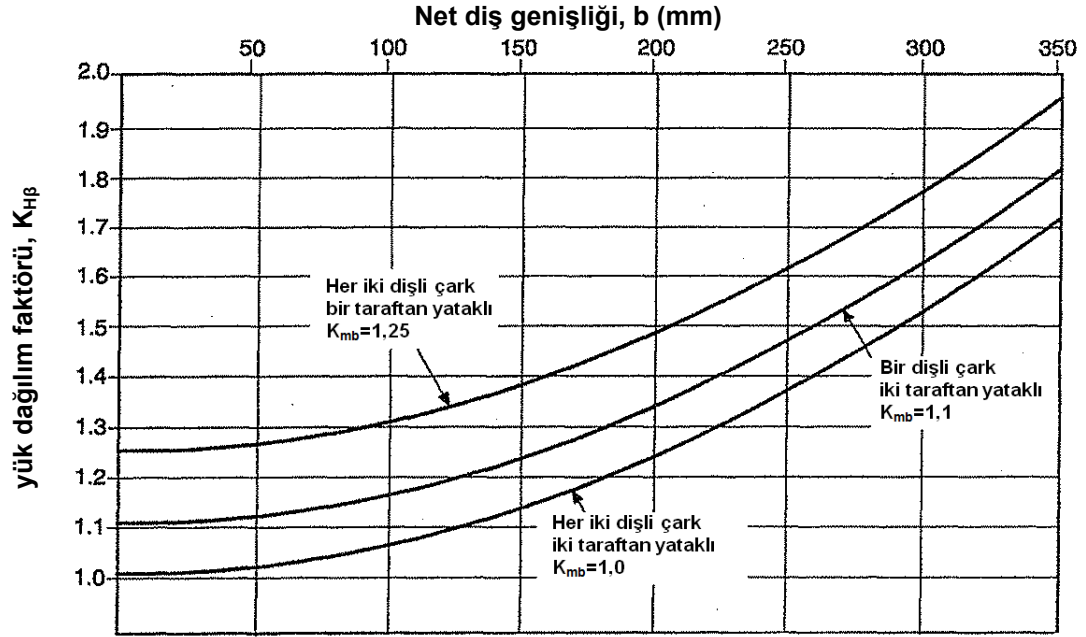
Burada, B katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$B = 0,25 (12 - Q_v)^{0,66} \quad (2.77)$$



Şekil 2.13. Dinamik faktörün çevresel hıza ve dişli çevrim doğruluk sayısına bağlı değişimi

- Yük dağılım faktörü ($K_{H\beta}$): Dişli çark hesaplarında, diş kuvvetinin diş genişliğince düzgün olarak dağıldığı kabul edilir. Ancak dişli çarkların yataklanma durumuna, diş imalat hassasiyetine, diş temas bölgesinin şekil ve büyüklüğüne, diş boşluğuna ve salgısına, dişli çarkların, millerin ve yatakların elastik ve plastik şekil değişimlerine bağlı olarak diş kuvvetinin dağılımı farklı olur [2, 49]. Bu durum yük dağılım faktörü ile dikkate alınır [48]. Yük dağılım faktörünün değeri Şekil 2.14'te verilen grafikten alınır veya Eş. 2.78 ile hesaplanır.



Şekil 2.14. Yük dağılım faktörünün yataklama şekline ve diş genişliğine bağlı değişimi

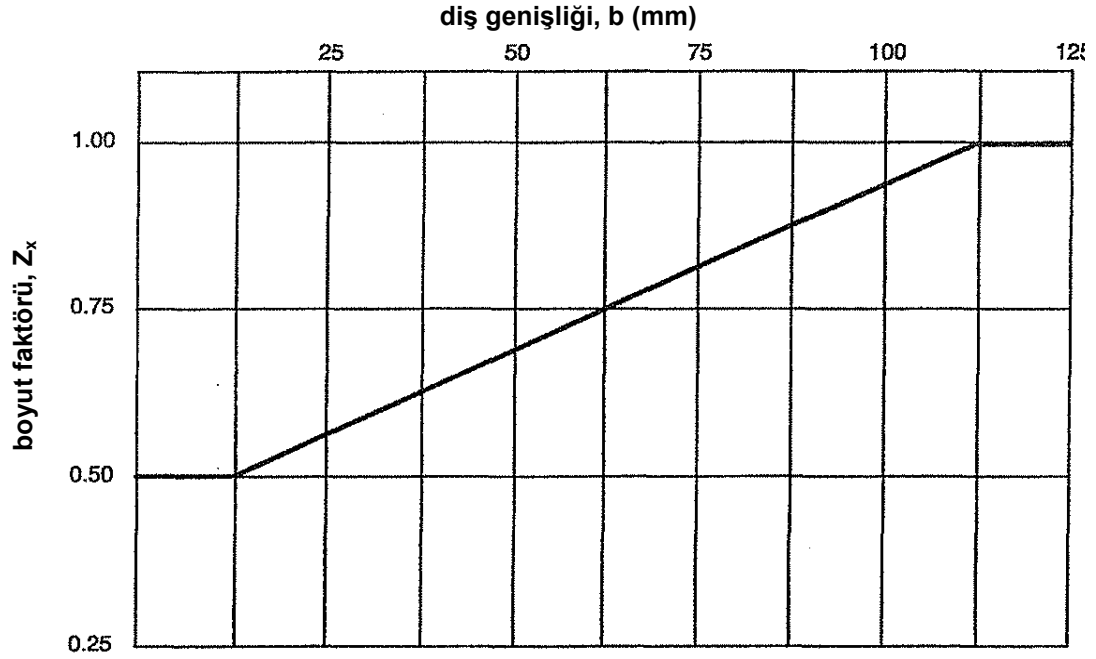
$$K_{H\beta} = K_{mb} + 5,6 \cdot 10^{-6} \cdot b^2 \quad (2.78)$$

Burada; K_{mb} , Şekil 2.4'te gösterildiği gibi iki dişlinin de her iki taraftan yataklı olması durumunda 1, dişlilerden birinin iki taraftan yataklı olması durumunda 1,1 ve her iki dişlinin de bir taraftan yataklı olması durumunda ise 1,25 değerini almaktadır.

- Boyut faktörleri, malzemelerin tek biçimli (uniform) olmamasından dolayı diş yüzey geometrisinin mukavemet sınırları üzerindeki etkilerini göz önünde bulundurmak için kullanılır. Boyut faktörleri; diş boyutlarına, parça çapına, diş boyutlarının parça çapına oranına, diş genişliğine, gerilme bölgesinin alanına ve malzeme karakteristiğine bağlıdır [49].

Yüzey basıncı mukavemeti için boyut faktörünün (Z_x) değeri diş genişliğinin değerine bağlı olarak Eş. 2.79 yardımıyla hesaplanır veya Şekil 2.15'te verilen grafikten alınır.

$$Z_x = \begin{cases} 0,5 & b < 12,7 \\ 0,00492b + 0,4375 & 12,7 < b < 114,3 \\ 1 & b > 114,3 \end{cases} \quad (2.79)$$



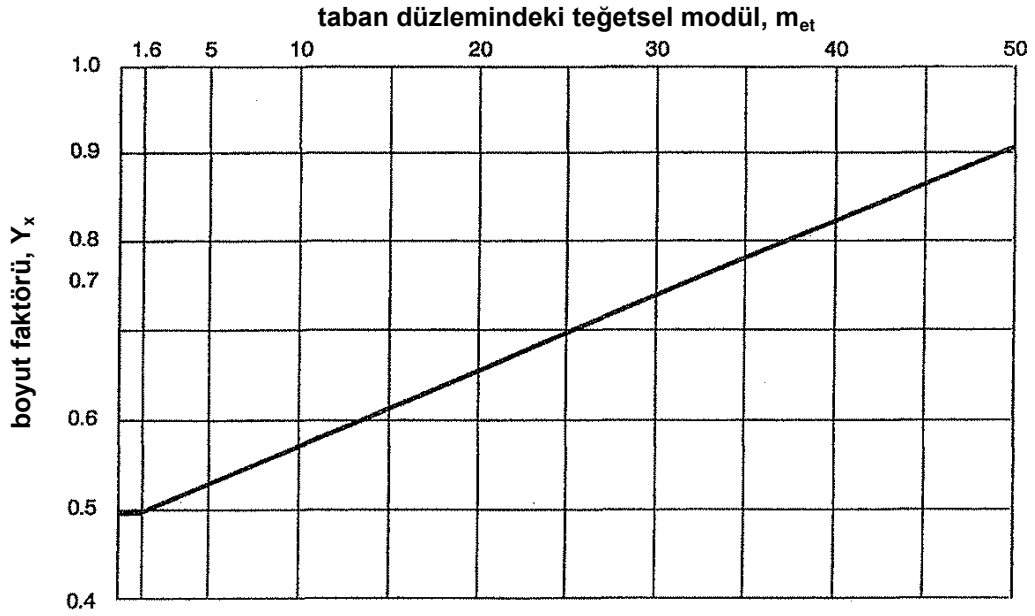
Şekil 2.15. Yüzey basıncı mukavemeti için boyut faktörünün diş genişliğine bağlı değişimi

Eğilme mukavemeti için boyut faktörünün (Y_x) değeri taban düzlemindeki teğetsel modülün büyüklüğüne bağlı olarak Eş. 2.80 yardımıyla hesaplanır veya Şekil 2.16'da verilen grafikten alınır.

$$Y_x = \begin{cases} 0,5 & m_{et} < 1,6 \\ 0,4867 + 0,008339m_{et} & 1,6 < m_{et} < 50 \end{cases} \quad (2.80)$$

- Yüzey basıncı mukavemeti için taç faktörü (Z_{xc}); taç temas yüzeyli dişliler için 1,5 değerini alırken, normal temas yüzeyli dişliler için 2 veya üzerinde değerler alır [49]. Taç temas yüzeyli dişlilerde, diş temas yüzeylerinin kenarları yuvarlatılır. Böylelikle, gerçek temas bölgesi elips şeklindeki ideal

temas bölgesine yaklaşır. Bu sayede, kenar temasları sonucunda meydana gelen büyük gerilmeler düşürülür.

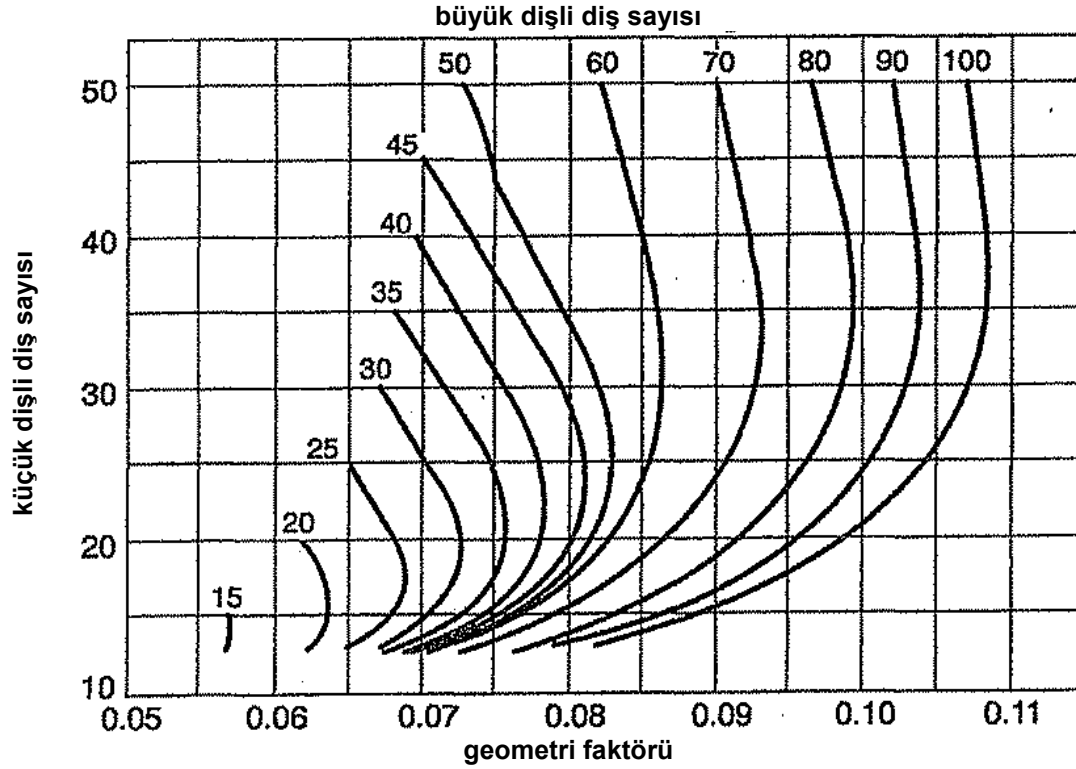


Şekil 2.16. Eğilme mukavemeti için boyut faktörünün dış genişliğine bağlı değişimi

- Geometri faktörleri, dış geometrisinin dış gerilmeleri üzerindeki etkisini göz önünde bulundurmak için kullanılırlar [49].

Yüzey basıncı mukavemeti için geometri faktörü (Z_I); küçük ve büyük dişli çarkların diş sayıları, basınç açısı, helis açısı ve mil eksenlerinin kesişme açısının değişik değerleri için grafikler halinde verilir [50, 51]. Şekil 2.17; 20° basınç açısı, 0° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı için diş sayılarına bağlı olarak geometri faktörünün aldığı değerleri göstermektedir [49].

Eğilme mukavemeti için geometri faktörü (Y_I); küçük ve büyük dişli çarkların diş sayıları, basınç açısı, helis açısı ve mil eksenlerinin kesişme açısının değişik değerleri için grafikler halinde verilir [50, 51]. Şekil 2.18; 20° basınç açısı, 0° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı için diş sayılarına göre geometri faktör değerlerini göstermektedir [49].



Şekil 2.17. 20° basınç açısı, 0° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde yüzey basıncı mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı olarak değişimi [49]

- Eğilme mukavemeti için helis faktörü (Y_β); helis açısına ve uzunlamasına diş eğriliğine bağlıdır ve Eş. 2.81 ile hesaplanır.

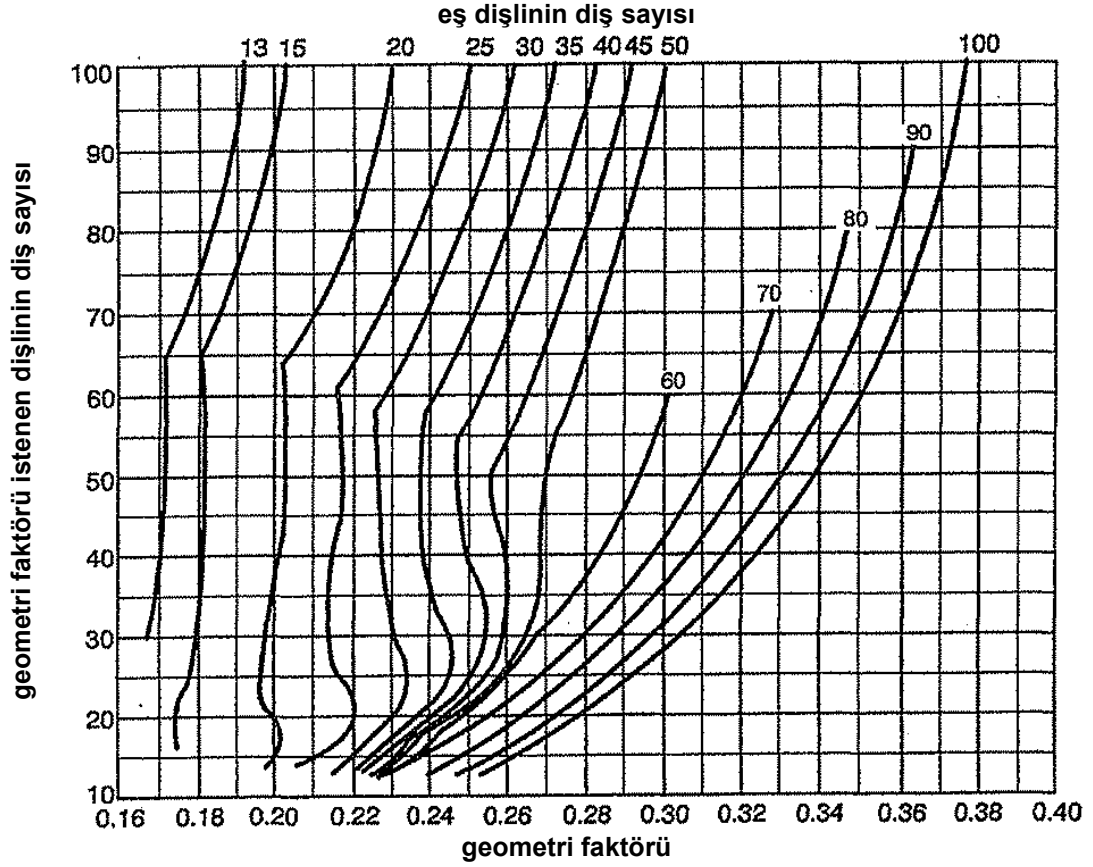
$$Y_\beta = 0,211 * (r_c / R_m)^q \quad (2.81)$$

Burada, q katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$q = 0,279 / \log_{10}(\sin\beta_m) \quad (2.82)$$

Yukarıdaki eşitliklerde geçen; r_c , kesici takım yarıçapı, R_m , taksimat düzleminde koni uzunluğu ve β_m ise temel helis açısıdır.

Helis faktörü, düz dişliler için 1 değerini alır.



Şekil 2.18. 20° basınç açısı, 0° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde eğilme mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı olarak değişimi [49]

Dişlerin taşıyabileceği yüzey basıncı ve eğilme gerilmelerinin değerleri ise Eş. 2.83 ve Eş. 2.84 kullanılarak hesaplanır.

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_W}{S_H K_\theta Z_Z} \quad (2.83)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{NT}}{S_F K_\theta Y_Z} \quad (2.84)$$

Burada; σ_{Hlim} ve σ_{Flim} sırasıyla malzemenin yüzey basıncı ve eğilme mukavemeti sınırlarıdır. Bu değerler dişli çark malzemesinin sertliğine bağlı olarak Eş. 2.85 ve Eş. 2.86 kullanılarak hesaplanır.

$$\sigma_{Hlim} = \begin{cases} 2,35H_B + 162,89 & \text{kalite 2} \\ 2,51H_B + 203,86 & \text{kalite 1} \end{cases} \quad (2.85)$$

$$\sigma_{Flim} = \begin{cases} 0,30H_B + 14,48 & \text{kalite 2} \\ 0,33H_B + 41,24 & \text{kalite 1} \end{cases} \quad (2.86)$$

Çizelge 2.15 ve Çizelge 2.16’da çeşitli malzemelerin gördükleri ısıt işleme bağı olarak yüzey sertlikleri ve değişik kalite durumları için sırasıyla temas ve eğilme mukavemeti sınırları verilmiştir. Dış yüzeylerinde zamanla meydana gelen yüzey karıncalanmasına (pitting) karşı mukavemetin sağlanabilmesi için dişlilerin yüzey sertlik değeri 58–60 HRC seviyelerinde olmalıdır [52].

Çizelge 2.15. Farklı malzemelerin ısıt işleme bağı yüzey sertlikleri ve yüzey basıncı mukavemetleri

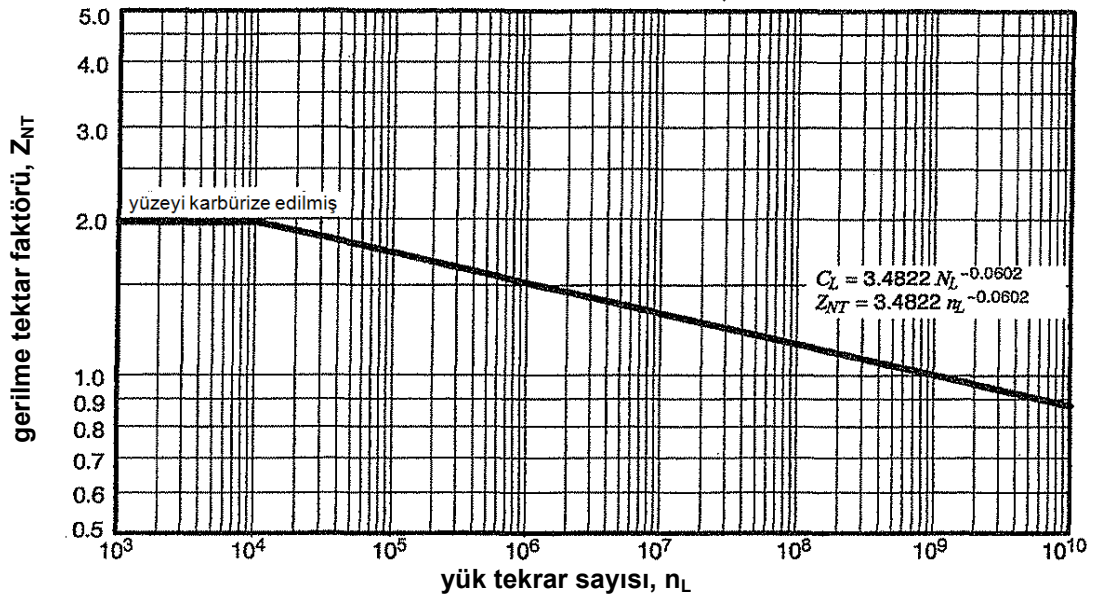
Malzeme	Isıl İşlem	Minimum Yüzey Sertliği	Yüzey Basıncı Mukavemeti Sınırı [MPa]		
			Kalite 3	Kalite 2	Kalite 1
Çelik	Alev, indüksiyon	50 HRC	1210	1310	-
	Karbürleme		1380	1550	1720
AISI 4140	Nitrürleme	84.5 HR15N	-	1000	-
135 Nitralloy	Nitrürleme	90 HR15N	-	1100	-
Dökme Demir	Döküm	175 ~ 200 HB	345 ~ 450		
Nodüler DD	Döküm	180 HB	650		
Demir	Temperleme	300 HB	950		

Çizelge 2.16. Farklı malzemelerin ısıt işleme bağı yüzey sertlikleri ve eğilme mukavemetleri

Malzeme	Isıl İşlem	Minimum Yüzey Sertliği	Eğilme Mukavemeti Sınırı [MPa]		
			Kalite 3	Kalite 2	Kalite 1
Çelik	Alev, indüksiyon	50 HRC	85	95	-
	Karbürleme		205	240	275
AISI 4140	Nitrürleme	84.5 HR15N	-	150	-
135 Nitralloy	Nitrürleme	90 HR15N	-	165	-
Dökme Demir	Döküm	175 ~ 200 HB	30 ~ 45		
Nodüler DD	Döküm	180 HB	70		
Demir	Temperleme	300 HB	95		

- Gerilme tekrar faktörleri, gerilme mukavemet sınırlarının dişli çarkın çalışma ömrü boyunca yapacağı toplam devir sayısına göre düzenlenmesi için kullanılırlar [49].

Yüzey basıncı mukavemeti için gerilme tekrar faktörünün (Z_{NT}) değeri Şekil 2.19'da verilen grafikten alınır veya yük tekrar sayısının (n_L) değerine bağlı olarak Eş. 2.87 ile hesaplanır. Burada, yük tekrar sayısı dişlinin toplam devir sayısıdır.

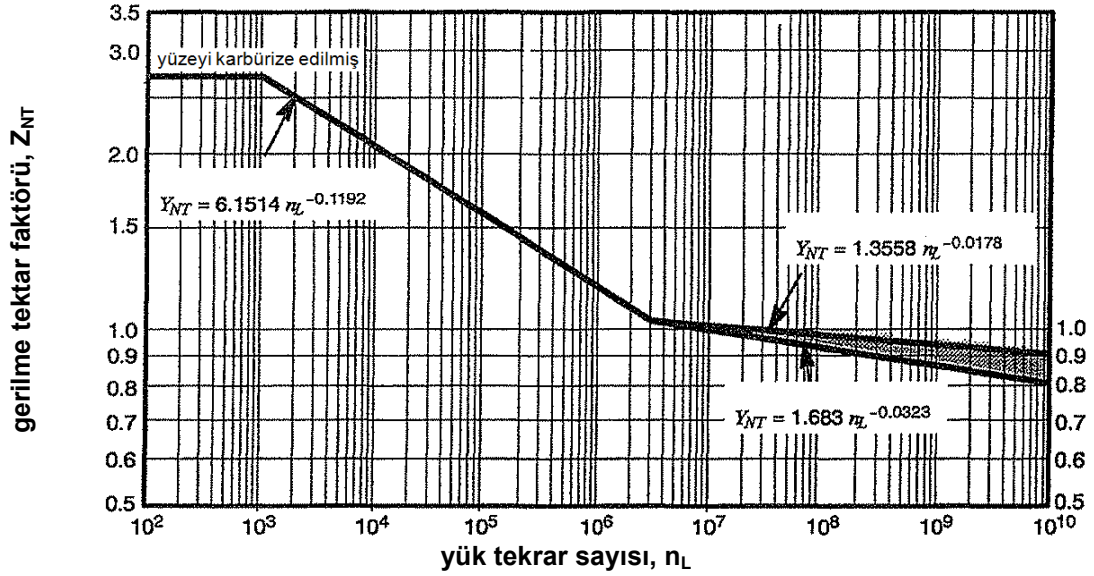


Şekil 2.19. Yüzey basıncı mukavemeti için gerilme tekrar faktörünün yük tekrar sayısına bağlı değişimi

$$Z_{NT} = \begin{cases} 2 & 10^3 \leq n_L \leq 10^4 \\ 3.4822 n_L^{-0.0602} & 10^4 \leq n_L \leq 10^{10} \end{cases} \quad (2.87)$$

Eğilme mukavemeti için gerilme tekrar faktörünün (Y_{NT}) değeri Şekil 2.20'de verilen grafikten alınır veya yük tekrar sayısının (n_L) değerine bağlı olarak Eş. 2.88 ile hesaplanır.

$$Y_{NT} = \begin{cases} 2,7 & 10^2 \leq n_L \leq 10^3 \\ 6,1514 n_L^{-0,1182} & 10^3 \leq n_L \leq 3 \cdot 10^6 \\ 1,6831 n_L^{-0,0323} & 3 \cdot 10^6 \leq n_L \leq 10^{10} \text{ genel} \\ 1,3558 n_L^{-0,0323} & 3 \cdot 10^6 \leq n_L \leq 10^{10} \text{ kritik} \end{cases} \quad (2.88)$$



Şekil 2.20. Eğilme mukavemeti için gerilme tekrar faktörünün yük tekrar sayısına bağlı değişimi

- Yüzey basıncı mukavemeti için sertlik oranı faktörü (Z_W); küçük ve büyük dişli çark diş sayıları ve malzemelerinin sertlik değerlerine bağlı olarak Eş. 2.89 ile hesaplanır.

$$Z_W = 1 + [0,00898 (H_{B1} / H_{B2}) - 0,00829] * [(z_1 / z_2) - 1] \quad (2.89)$$

- Güvenilirlik faktörleri malzeme deneylerinden elde edilen normal istatistiksel dağılımı hesaba katarlar. Yüzey basıncı mukavemeti için güvenilirlik faktörü (Z_Z) ile eğilme mukavemeti için güvenilirlik faktörü (Y_Z) arasında $Z_Z = Y_Z^{0,5}$ şeklinde bir bağıntı bulunur. Yüzey basıncı ve eğilme için güvenilirlik faktörleri % güvenilirliğe bağlı olarak Eş. 2.90 yardımıyla hesaplanırlar.

$$Y_Z = \begin{cases} 0,50 - 0,25 \log(1-R) & 0,99 \leq R \leq 0,999 \\ 0,70 - 0,15 \log(1-R) & 0,90 \leq R \leq 0,99 \end{cases} = Z_Z^2 \quad (2.90)$$

- Sıcaklık faktörü (K_θ); ortam sıcaklığına bağlı olarak Eş. 2.91 kullanılarak hesaplanır.

$$K_\theta = \begin{cases} 1 & 0^\circ\text{C} \leq \theta \leq 120^\circ\text{C} \\ \frac{273+\theta}{393} & \theta > 120^\circ\text{C} \end{cases} \quad (2.91)$$

- Emniyet katsayıları; tasarım analizindeki, malzeme karakteristiğindeki ve imalat kalitesindeki belirsizlikleri, insandan kaynaklanan emniyet risklerini ve hasarın ekonomik sonuçlarını dikkate almak için kullanılırlar [49]. Yüzey basıncı emniyet katsayısı (S_H) ile eğilme emniyet katsayısı (S_F) arasında genellikle $S_H = S_F^2 = 1,6$ şeklinde bir bağıntı bulunur [5].

2.2.2. Örnek mukavemet hesabı

Çizelge 2.13'te özellikleri belirtilen düz konik dişli çark sisteminin mukavemet kontrolü; iletilen güç 5 kW, dişli sisteminin dönme hızı 1000 rpm, dişli çarkların diş sayıları 20 ve mil eksenlerinin kesişme açısı 90° değerinde alınarak yapılmıştır.

Dişlerde ortaya çıkacak yüzey basıncı ve eğilme gerilmeleri Eş. 2.72 ve Eş. 2.73 kullanılarak hesaplanır. Dişli çark malzemesi olarak 34CrNiMo6 kullanılmış olup, Çizelge 2.2'ye göre malzemenin elastiklik modülü 206 GPa ve poisson oranı 0,3 alınmıştır. Malzemenin izotropik olduğu da dikkate alındığında yüzey basıncı mukavemeti için elastiklik katsayısı Eş. 2.75 kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Z_E = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}} = 189,81 \quad (2.92)$$

Çizelge 2.13'e göre dişlere gelen diş kuvvetinin değeri 1539,85 N; diş genişliği 19,8 mm; taksimat dairesi çapı 66 mm; modül 4 mm ve çevresel hız 3,46 m/sn'dir. Çizelge 2.14'e göre döndüren ve döndürülen dişli çarkların karakteristiklerinin düzgün olduğu kabulü ile aşırı yükleme faktörü $K_A=1$ olarak alınabilir. Dinamik faktör Eş. 2.76 ve Eş. 2.77 kullanılarak hesaplanır. İletim doğruluk sayısının en yüksek değeri olan 11'e göre dinamik faktör $K_V=1,064$ olarak hesaplanır. Eş. 2.78'e göre her iki dişli çarkın da iki ucundan yataklandığı durumda, yük dağılım faktörü, $K_{H\beta}=1,002$ elde edilir. Diş genişliğinin değerinin 19,8 olduğu dikkate alınarak, yüzey basıncı mukavemeti için boyut faktörü Eş. 2.79'a göre aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$Z_x = 0,00492 * b + 0,4375 = 0,535 \quad (2.93)$$

Dişlilerin taçsız olduğu durumda, yüzey basıncı mukavemeti için taç faktörü, $Z_{xc}=2$ alınır. Şekil 2.14'ten, yüzey basıncı mukavemeti için geometri faktörü, $Z_I=0,062$ olarak belirlenir. Modülün değerinin 4 olduğu dikkate alınarak, eğilme mukavemeti için boyut faktörü Eş. 2.80'e göre aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$Y_x = 0,4867 + 0,008339 * m_{et} = 0,52 \quad (2.94)$$

Eğilme mukavemeti için helis faktörü, düz dişliler için $Y_\beta=1$ olarak alınır. Şekil 2.15'den, eğilme mukavemeti için geometri faktörü, $Y_j=0,2$ olarak belirlenir. Eş. 2.72 ve Eş. 2.73 kullanılarak dişlerde ortaya çıkan yüzey basıncı ve eğilme gerilmelerinin değerleri sırasıyla $\sigma_H = 883,8$ MPa ve $\sigma_F = 53,9$ MPa olarak hesaplanır.

Dişli çarklar için emniyetli yüzey basıncı ve eğilme gerilmeleri Eş. 2.83 ve Eş. 2.84 kullanılarak hesaplanır. Bu eşitliklerde, malzeme mukavemet sınırları Çizelge 2.15 ve Çizelge 2.16'dan alınır. Çelik malzeme için en yüksek değerler seçilirse; malzeme mukavemet sınırı yüzey basıncı için 1720 MPa ve eğilme gerilmesi için ise 275 MPa olarak belirlenir. Çizelge 2.2'ye göre yüzey basıncı ve eğilme gerilmeleri için yük tekrar sayıları sırasıyla 10^8 ve 3×10^6 alınarak, gerilme tekrar faktörleri, Eş. 2.87 ve Eş. 2.88'e göre yüzey basıncı ve eğilme gerilmeleri için aşağıdaki eşitlikler kullanılarak hesaplanır.

$$Z_{NT} = 3,4822 * n_L^{-0,0602} = 1 \quad (2.95)$$

$$Y_{NT} = 1,6831 * n_L^{-0,0323} = 0,86 \quad (2.96)$$

Yüzey basıncı mukavemeti için sertlik oranı faktörü (Z_W), $z_1=z_2$ için 1 değerini alır. Sistemin güvenilirliğinin 0,99 olduğu kabulü ile yüzey basıncı ve eğilme gerilmeleri için güvenilirlik faktörleri aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$Z_z^2 = 0,50 - 0,25 * \log (1 - R) = Y_z = 1 \quad (2.97)$$

Sıcaklık faktörü, ortam sıcaklığının 120 °C'yi geçmediği kabulü ile 1 alınır. Son olarak, yüzey basıncı ve eğilme gerilmeleri için emniyet katsayıları sırasıyla $S_H=1,6$ ve $S_F=1,27$ alınırsa, Eş. 2.83 ve Eş. 2.84 kullanılarak dişli çarkların emniyetli olarak taşıyabileceği yüzey basıncı ve eğilme gerilmelerinin değeri sırasıyla $\sigma_{HP}=1075$ MPa ve $\sigma_{FP}=186$ MPa olarak hesaplanır. Dolayısıyla bu konik dişli çark sisteminin, dişlerin yüzey basıncı ve eğilme gerilmeleri açısından mukavemetli olduğu söylenebilir.

2.2.3. Tüm modeller için mukavemet kontrolleri

Çizelge 2.17–Çizelge 2.20'de sırasıyla helis açısının, devir sayısının, mil eksenlerinin kesişme açısının ve diş sayısının değişimine göre dişli çark sistemi modellerine ait mukavemet kontrollerinin sonuçları görülmektedir.

Çizelge 2.17. Helis açısının değişimine göre sonlu eleman analizleri gerçekleştirilen modellere ait mukavemet kontrolleri

β	0	20	25	30	35	40	45
$n=1000; z=20; \phi=90$							
b	19,800	19,800	19,800	19,800	19,800	19,800	19,800
d	66,000	66,000	66,000	66,000	66,000	66,000	66,000
m_{et}	4,000	4,000	4,000	4,000	4,000	4,000	4,000
v	3,460	3,460	3,460	3,460	3,460	3,460	3,460
F_n	1539,850	1627,420	1681,190	1751,870	1843,780	1960,950	2113,030
Z_E	189,810	189,810	189,810	189,810	189,810	189,810	189,810
K_A	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
K_v	1,065	1,065	1,065	1,065	1,065	1,065	1,065
$K_{H\beta}$	1,002	1,002	1,002	1,002	1,002	1,002	1,002
Z_x	0,535	0,535	0,535	0,535	0,535	0,535	0,535
Z_{xc}	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000
Z_l	0,062	0,064	0,066	0,067	0,068	0,069	0,070
Y_x	0,520	0,520	0,520	0,520	0,520	0,520	0,520
Y_β	1,000	0,902	0,842	0,766	0,750	0,750	0,750
Y_j	0,200	0,187	0,182	0,177	0,173	0,169	0,165
σ_H	884,187	894,665	895,442	907,224	923,849	945,822	974,776
σ_F	53,955	67,614	76,880	90,549	99,583	108,418	119,658
σ	938,142	962,279	972,322	997,772	1023,432	1054,240	1094,434
σ_{Hlim}	1075						
σ_{Flim}	186						

Çizelge 2.18. Devir sayısının değişimine göre sonlu eleman analizleri gerçekleştirilen modellere ait mukavemet kontrolleri

n	2000	3000	6000	8000	10000	12000
$\beta=30; z=20; \phi=90$						
b	19,800	19,800	19,800	19,800	19,800	19,800
d	66,000	66,000	66,000	66,000	66,000	66,000
m_{et}	4,000	4,000	4,000	4,000	4,000	4,000
v	6,910	10,370	20,730	27,650	34,560	41,470
F_n	875,940	583,960	291,980	218,980	175,190	145,990
Z_E	189,810	189,810	189,810	189,810	189,810	189,810
K_A	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
K_v	1,089	1,106	1,142	1,160	1,175	1,188
$K_{H\beta}$	1,002	1,002	1,002	1,002	1,002	1,002
Z_x	0,535	0,535	0,535	0,535	0,535	0,535
Z_{xc}	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000
Z_l	0,067	0,067	0,067	0,067	0,067	0,067
Y_x	0,520	0,520	0,520	0,520	0,520	0,520
Y_β	0,766	0,766	0,766	0,766	0,766	0,766
Y_j	0,177	0,177	0,177	0,177	0,177	0,177
σ_H	648,593	533,744	383,522	334,713	301,311	276,584
σ_F	46,280	31,341	16,182	12,325	9,988	8,416
σ	694,873	565,086	399,704	347,038	311,299	285,000
σ_{Hlim}	1075					
σ_{Flim}	186					

Çizelge 2.19. Mil eksenlerinin kesişme açısının değişimine göre sonlu eleman analizleri gerçekleştirilen modellere ait mukavemet kontrolleri

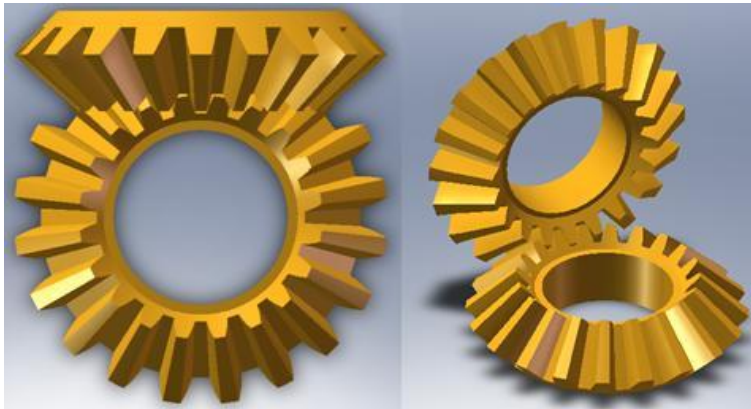
ϕ	60	80	100	120
$\beta=30; n=1000; z=20$				
b	28,000	21,800	18,300	16,200
d	66,000	65,987	65,981	65,970
m_{et}	4,000	4,000	4,000	4,000
v	3,460	3,460	3,450	3,450
F_n	1751,850	1752,190	1752,350	1752,640
Z_E	189,810	189,810	189,810	189,810
K_A	1,000	1,000	1,000	1,000
K_v	1,065	1,065	1,065	1,065
$K_{H\beta}$	1,004	1,003	1,002	1,001
Z_x	0,575	0,545	0,528	0,517
Z_{xc}	2,000	2,000	2,000	2,000
Z_l	0,067	0,067	0,067	0,067
Y_x	0,520	0,520	0,520	0,520
Y_β	0,766	0,766	0,766	0,766
Y_j	0,177	0,177	0,177	0,177
σ_H	792,009	872,892	937,216	986,273
σ_F	64,170	82,295	97,958	110,630
σ	856,179	955,186	1035,175	1096,903
σ_{Hlim}	1075			
σ_{Flim}	186			

Dişli çark malzemesi olarak seçilen 34CrNiMo6 alaşımlı çeliğine ait yüzey basıncı ve eğilme gerilmeleri için mukavemet sınırları sırasıyla 1720 MPa ve 275 MPa, dişlerin emniyetli olarak taşıyabileceği yüzey basıncı ve eğilme gerilmesi değerleri ise sırasıyla 1075 MPa ve 186 MPa olarak hesaplanmıştır.

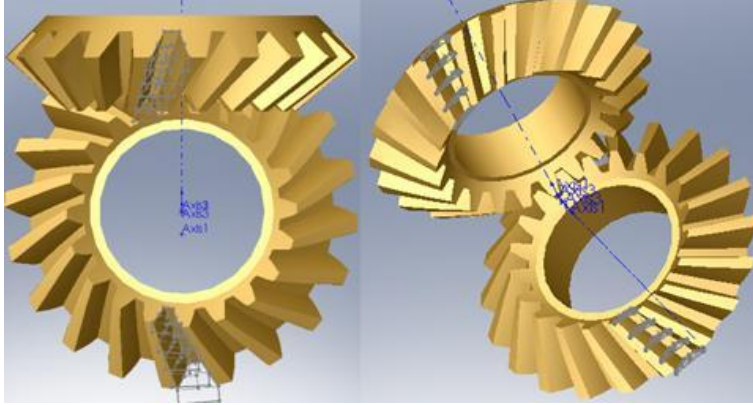
2.3. Modelleme

Konik dişli çarkların katı modellerinin oluşturulabilmesi için tasarım parametrelerinin bilinmesi ve bu parametrelerin formüle edilmesi gerekmektedir. Önceki bölümde belirtilen tasarım parametre ve formüllerine göre MITCALC konik dişli çark hesaplama modülü kullanılarak değişik konik dişli çark sistemlerinin boyut, emniyet, kuvvet vb. özellikleri elde edilmiş ve bu değerler doğrultusunda SOLIDWORKS üç boyutlu katı modelleme paket programı ile modeller oluşturulmuştur.

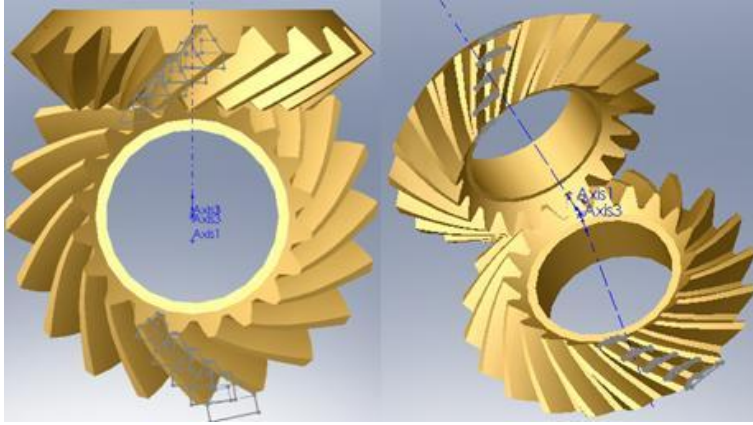
Şekil 2.21–Şekil 2.23’de görülen örnek katı modeller tasarım hesaplamaları aynı büyüklük ve ağırlığa sahip olan üç farklı konik dişli çark sistemine aittir. Bu üç sistemin farkı, helis açıları ve buna bağlı olarak değişen geometrileridir. Örnek dişli çark sistemlerinin helis açıları sırasıyla 0° , 20° ve 40° olarak seçilmiştir. Helis açısının artması diş profilinin uzunluğunun artmasını, dolayısıyla diş yüzey alanının genişlemesini sağlar. Ayrıca helis açısının artması ile aynı anda kavramada bulunan diş çifti sayısı da artar. Diş profilinin helis şeklindeki yörüngesi sayesinde henüz bir diş çifti kavramadan çıkmadan sonraki diş çifti kavramaya girer. Böylece dişin taşınması gereken gerilme değerleri paylaşıldığından temasta olan bir diş çiftinde meydana gelen gerilmenin değeri düşer. Dişlerde alttan kesilme olayı gerçekleşmeyecek şekilde tavsiye edilen miktarlarda profil kaydırmalar yapılarak dişler modifiye edilmiştir. Dişli çark sistemlerinin üçünde de; çevrim oranı bir alınmıştır ve dişli çarklar 1000 rpm hız ile dönmektedirler. Sistemlerin tamamında iletilen güç 5 kW, ortaya çıkan burulma momenti ise 47,75 Nm’dir. Bütün sistemlerde mil eksenlerinin kesişme açısı 90° , basınç açısı 20° ve modül 4 mm seçilmiştir.



Şekil 2.21. $\beta = 0^\circ$; $\alpha = 20^\circ$; $\phi = 90^\circ$ için katı model



Şekil 2.22. $\beta = 20^\circ$; $\alpha = 20^\circ$; $\phi = 90^\circ$ için katı model



Şekil 2.23. $\beta = 40^\circ$; $\alpha = 20^\circ$; $\phi = 90^\circ$ için katı model

Diş yüzeylerine etki eden diş kuvvetleri; 0° helis açısı için 1539,85 kN, 20° helis açısı için 1627,42 kN ve 40° helis açısı için ise 1960,95 kN değerindedir. Helis açısının artması dişe etki eden diş kuvvetinin değerinin artmasına neden olmaktadır. Dolayısıyla dişli çarkların mukavemetini arttırmak için helis açısının doğru seçilmesi gerekir. Genellikle helis açısı 20° ile 40° arasında seçilir.

2.4. Gerilme Analizi

Konik dişli çarklar eksenel simetrik bir geometriye veya herhangi bir doğrultu boyunca sabit bir kesite sahip olmadıkları için iki boyutlu olarak modellenemezler. Konik dişli çarkların bilgisayar ortamında gerilme analizleri

ancak üç boyutlu katı modeller kullanılarak gerçekleştirilebilir. Model olarak dişli çark sisteminin tamamını, bir veya birkaç diş çiftini ve yalnızca bir diş kullanmak mümkündür. Analiz tipi olarak kuvvet analizi veya temas analizi esas alınabilir. Ancak kuvvet analizinde dişe gelen diş kuvvetleri hesaplanarak, analizde diş yüzeyi üzerinde uygun görülen bir noktaya bu kuvvet etki ettirildiğinden dolayı sonuçların doğruluğu kesin olarak bilinemez. Çünkü diş yüzeyinin şekli; diş profil eğrisi, helis açısı, profil kaydırma oranı, dişli koni yarı tepe açısı gibi parametrelere bağlıdır. Bu yüzden, diş yüzeyleri arasındaki temas bölgesinin büyüklüğü, şekli ve yeri tam olarak belli değildir. Temas analizinde ise yüzeye dışarıdan herhangi bir kuvvet uygulanmayarak, yüzeyler arasında temas oluşturulur. Temas bölgesi, analiz sırasındaki geometri ve konum şartlarına bağlı olarak belirlenir ve bu temas nedeniyle ortaya çıkan gerilme dağılımı hesaplanır. Kuvvetin mertebesini belirlemek için sistemin burulma momenti programa girilir. Çünkü burulma momenti temas durumundaki dişler üzerinden dişli çarklar arasında iletilmektedir. Burulma momenti; iletilen güç ve dişli çarkların devir sayısı bilgilerini içinde barındırmaktadır. Temas analizinde, kuvvet analizinden farklı olarak dişli çarkların ikisinin de modelde kullanılması gerekir.

Dişli çarklar gibi yükün büyüklüğünün ve uygulama yerinin zamanla değiştiği sistemlerde gerilme analizinin dinamik olarak gerçekleştirilmesi gerekir. Çünkü statik olarak gerçekleştirilecek bir analiz neticesinde anlık bir gerilme dağılımı elde edilecektir. Analizlerde dinamik şartların kullanılacağı da göz önünde bulundurularak modelde dişli çark sisteminin tamamı kullanılmış, ancak temas bölgesinde yerel olarak eleman boyutları daraltılarak sıkı bir ağ yapısı elde edilmiş, diğer bölgelerde ise eleman boyutları büyük bırakılarak analizin hesap yükünün çok fazla olması engellenmiştir.

2.4.1. Sonlu eleman yöntemi

Bilgisayar teknolojilerindeki gelişmelerle birlikte; tasarım, imalat ve işlem geliştirme zaman ve masraflarını düşürmek amacıyla bilgisayar destekli

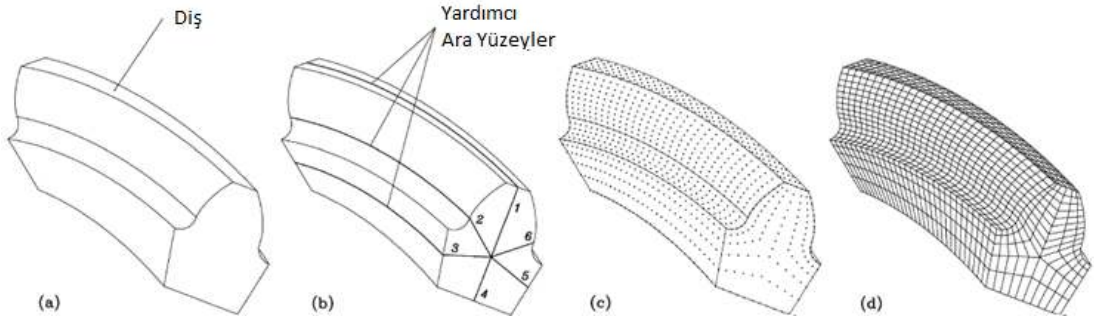
mühendislik kullanımı önem kazanmaktadır [53]. Sonlu eleman yöntemi, çeşitli tasarım ve imalat problemlerinin çözümünde kullanılan en güçlü bilgisayar destekli mühendislik araçlarından biridir [54].

Sonlu eleman yöntemi özellikle dişli çarklarda ortaya çıkan diş eğilme gerilmelerinin, yüzey basıncı gerilmelerinin ve diş dibi gerilmelerinin incelenmesinde etkili bir araçtır. Dişli çarklarla ilgili FEM tabanlı çalışmalar genellikle silindirik dişliler üzerine gerçekleştirilen iki boyutlu analizler içerirler. Üç boyutlu geometrinin doğru şekilde tanımlanmasının zorluğundan dolayı, eğrisel konik dişli çarklar üzerine çalışan araştırmacı sayısı çok fazla değildir [55].

Şekil 2.24'te analiz sürecinde sonlu eleman modelinin aşamaları görülmektedir. İlk aşama sonlu eleman analizi gerçekleştirilecek parçanın üç boyutlu katı modelinin oluşturulmasıdır. Daha sonra bu model üzerinde yardımcı ara yüzeyler kullanılarak modelin düğüm noktaları oluşturulur. Son aşamada ise düğüm noktaları birleştirilerek, model sonlu sayıda elemana bölünmüş olur. Eleman tipinin seçiminde modelin geometrik özellikleri dikkate alınmalıdır.

Sonlu eleman yönteminin uygulanabilmesi için; sonlu eleman ağı ile oluşturulmuş bir sonlu eleman modelinin geliştirilmesi, temas yüzeylerinin tanımlanması ve döndüren iş miline istenilen burulma momenti değeri girilerek sınır şartların oluşturulması gerekmektedir.

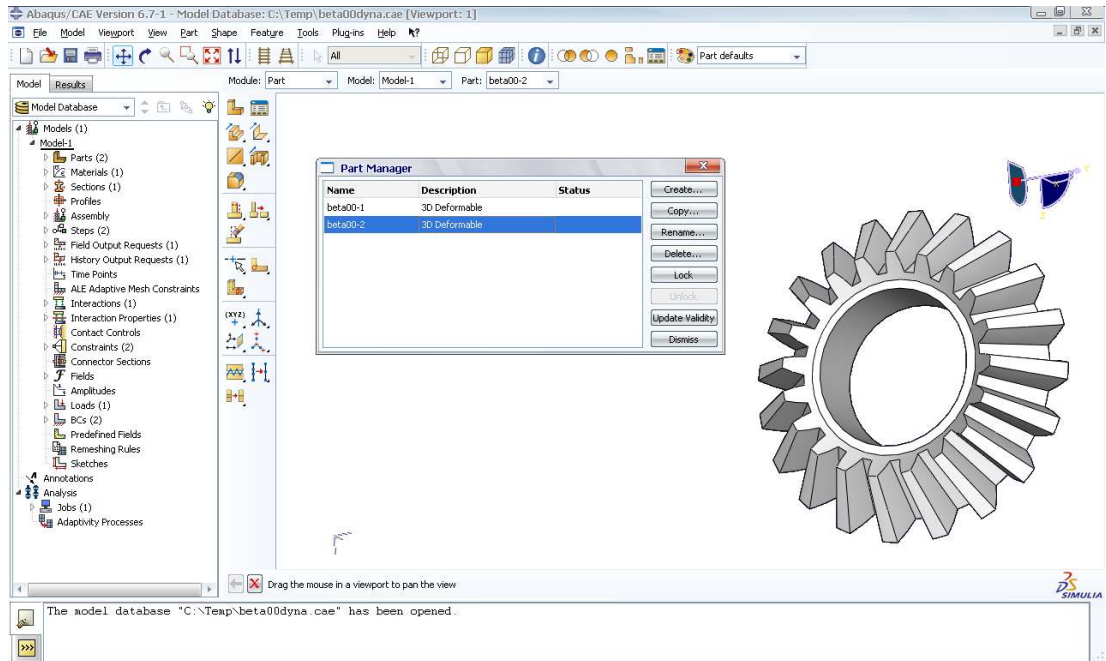
Sonlu eleman yönteminin uygulanması sayesinde; eşzamanlı olarak temas halinde bulunan bir veya daha çok diş çiftinde temas oluşumlarının incelenmesi, küçük ve büyük dişli çarkların yüzey basıncı ve eğilme gerilmelerinin belirlenmesi, temas bölgesinin oluşumunun ve yükün ardışık diş çiftlerine iletiminin incelenmesi ve yüksek yüzey basıncı gerilmelerinin ortaya çıktığı alanların tespiti ve engellenmesi mümkün olmaktadır [56].



Şekil 2.24. Sonlu eleman modeli: (a) tasarlanan katı model, (b) yardımcı ara yüzeyler, (c) düğüm noktaları ve (d) sonlu eleman ağı [57]

2.4.2. Analiz prosedür ve aşamaları

SolidWorks ortamında MITCALC verileri ile oluşturulan konik dişli çark montaj dosyaları parasolid katı model formatında kaydedilerek ABAQUS/CAE yazılımında çalıştırılabilir. Burada ilk önce montajı oluşturan parçalar üç boyutlu şekil değiştirebilir olarak tanımlanır (Şekil 2.25).



Şekil 2.25. Parçaların tanımlanması

Daha sonra parçalara malzeme ve davranış özellikleri atanır. Diş temasında; profil kaydırma oranı, dişli imalat hataları ve diş yüzey deformasyonu dişli

kavrama durumunu etkilediği için temas yüzeylerini rijit kabul ederek dış deformasyonunu ihmal eden temas analizleri sonucunda dışlı çevrim hatalarının, temas bölgelerinin ve yüzey basıncı yük dağılımının düzgün şekilde simüle edilebilmesi mümkün olmaz [58]. Dışların eğilme gerilmeleri nispeten düşük olduğu ve hasarın yorulma nedeniyle ortaya çıktığı ve yüzey basıncı gerilmelerinin basma gerilmelerine neden olduğu göz önünde bulundurularak malzeme elastik seçilir. Elastik malzeme tipi ise izotropik olarak belirlenir. Malzemenin elastiklik modülü ve poisson oranı programa girilerek elastik davranışın karakteristiği tanımlanır ve malzemenin yoğunluğu belirtilir (Şekil 2.26). Modeli oluşturan her bir parça 85 katı yüzey, 244 kenar ve 164 köşe içeren birer hücre şeklinde tanımlanmaktadır.

Edit Material

Name: Material-1

Description:

Material Behaviors

Density

Elastic

General Mechanical Thermal Other Delete

Elastic

Type: Isotropic Suboptions

☐ Use temperature-dependent data

Number of field variables: 0

Moduli time scale (for viscoelasticity): Long-term

☐ No compression

☐ No tension

Data

	Young's Modulus	Poisson's Ratio
1	210000	0.3

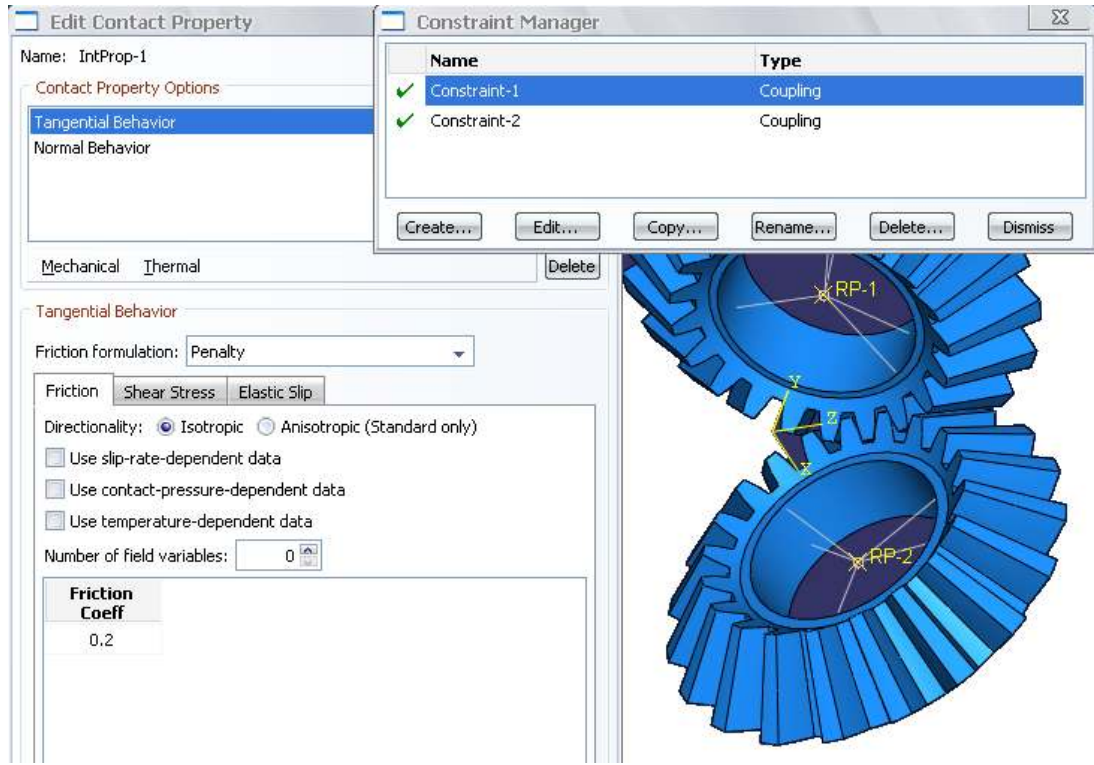
OK Cancel

Şekil 2.26. Malzeme tipinin belirlenmesi

Tanımlanmaları tamamlanan parçalar montaj ortamında bağımsız olarak bir araya getirilir. Bundan sonra analizin gerçekleştirileceği zaman aralığının özellikleri ve analizin tipi belirlenir. Bu aşamada dinamik analiz ve explicit metot seçilir. Dinamik şartlar nedeniyle lineer olmayan geometri seçeneği aktif hale getirilir ve zaman ölçekleme faktörü belirlenerek hesaplamanın kaç adımda yapılacağı belirlenir.

Sonraki adımda parçaların etkileşim şartlarını belirleyen temas özellikleri ve temas yüzeyleri tanımlanır. Temas özellikleri teğetsel ve normal bileşenlerden oluşur ve teğetsel bileşen için sürtünme katsayısı değeri programa girilir. Ardından yüzeyler arası temas durumu seçilerek temastaki yüzeyler belirlenir. Bu adımda, ayrıca dişli çark çiftinin eksenleri üzerindeki birer nokta dönme merkezi olarak belirlenir ve bu noktalar dişliçarkların iç yüzeylerine mesnetlenir. Böylece merkezler ve dişli çarklar birbirlerine bağlanarak birlikte hareket etmeleri sağlanır (Şekil 2.27). Bu sayede merkezlere burulma momenti girildiği zaman bu moment dişli çarklar için de geçerli olur. Benzer şekilde, merkezin herhangi bir serbestlik derecesi kaldırıldığı zaman, örneğin merkezin yer değiştirmeleri ve bazı eksenlerdeki dönmeleri engellendiğinde, bu sınırlamalar dişli çark için de geçerli olacaktır.

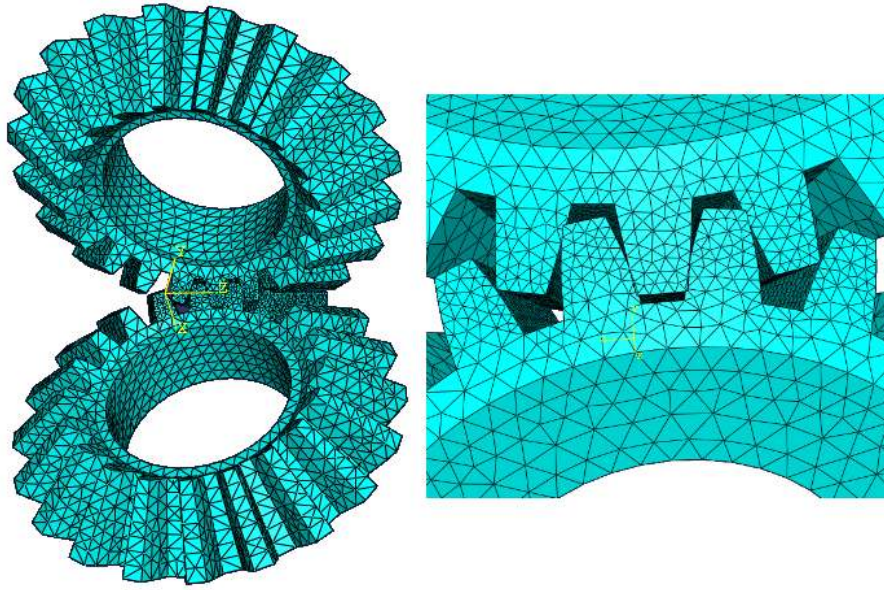
Dişli çark sisteminin yüklenmesi adımı, kendiliğinden dönecek dişli çarkın merkezi referans noktası olarak seçilerek moment uygulanır. Momentin büyüklüğü, doğrultusu ve yönü belirtilir. Her iki dişli çarkın merkezi referans noktaları seçilerek yalnızca eksenleri etrafında dönmelerine izin verecek şekilde sınır şartlar getirilir.



Şekil 2.27. Temas yüzeylerinin ve dönme merkezlerinin belirlenmesi

Modelin elemanlara bölünmesi aşaması analizin sonuçları açısından kritik bir öneme sahiptir. Yeterince fazla sayıda eleman olması sonuçların doğruluğu için gereklidir, ancak eleman sayısının artması hesap yükünün katlanarak artmasına neden olacağından işlem süresini çok arttırabilir. Bu nedenle, modelde gerilmelerin inceleneceği bölgelerde eleman sayısı arttırılmıştır. Modelde dar kesitler olduğu için standart eleman kullanılarak bölme işlemi yapılmamıştır. Eleman tipi olarak tetragonal (dört yüzlü) eleman seçilmiştir (Şekil 2.28). Öncelikle tüm modelde kaba tohum atılarak model bölümlenmiş ve sonuçta 29100 eleman elde edilmiştir. Daha sonra temas bölgesindeki 7 tane dişte daha ince tohum atılarak bu bölgelerde eleman sayısı arttırılmıştır. Son durumda eleman sayısı 55539 olmuştur.

Yukarıda belirtilen şartlar altında analizler gerçekleştirilmiştir. Tüm analizlerin aynı prosedüre göre gerçekleştirilmesi sonuçların karşılaştırılması aşamasında tutarlılığın sağlanabilmesi için dikkat edilmesi gereken bir koşuldur.



Şekil 2.28. Modelin sonlu elemanlara bölünmesi

2.4.3. Analiz sonuçlarının güvenilirliği

Analizlerden elde edilen sonuçların güvenilirliğinin belirlenmesinde mukavemet hesaplarına ek olarak pratik ve etkili bir yöntem de daha önce yapılmış benzer çalışmalarda gerçekleştirilen sonlu eleman analizlerini aynı veya çok benzer bir model oluşturarak tekrarlamak ve sonuçların tutarlılığını gözlemlemektir. Bu amaçla Litvin ve arkadaşlarının [18] düşük gürültülü ve yüksek mukavemetli eğrisel konik dişli çarkların tasarım, imalat, gerilme analizi ve deneysel incelenmesi konusunda gerçekleştirdikleri çalışma üzerinde durulmuştur. Araştırmacılar bu çalışmalarında dişlerde oluşan gerilmeleri sonlu eleman yöntemi kullanarak gerçekleştirdikleri temas analizleri ile incelemişlerdir. Standart imalat metotları ile elde edilen dişli çarkların dişlerinde belli bölgelerde çok yüksek değerlerde gerilmeler ortaya çıktığı görülmüştür (Şekil 2.29). Bu durumu engellemek için değişik imalat metotları kullanarak geometrik düzeltmeler yapmışlardır. Bu şartlar altında analizleri tekrarlayarak elde ettikleri sonuçları karşılaştırmışlar ve en uygun geometriyi bulmaya çalışmışlardır. Düzgün bir gerilme durumu oluşması için temas yüzeylerinin geniş olması ve temasın diş yüzeyine olabildiğince yayılmış olması gerekir [59]. Analiz sonuçlarına göre, temas bölgesinin

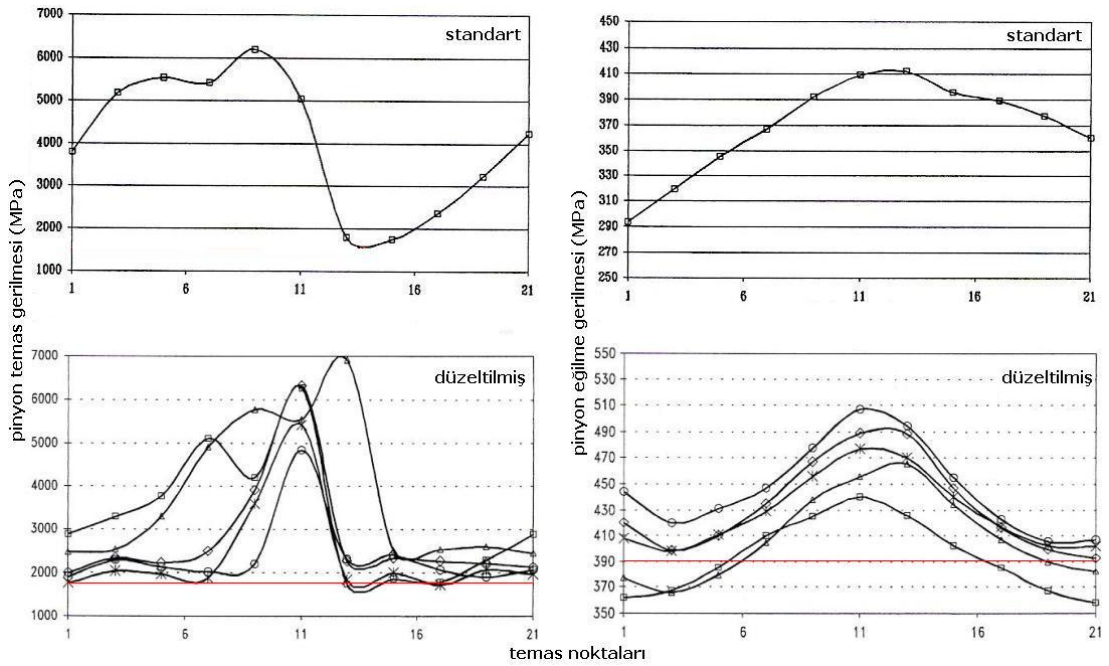
konumuna bağılı olarak gerilmelerin değerleri çok geniş bir aralıkta değişim göstermektedir. Örneğin, küçük dişli çarkın taban düzleminin diş başı bölgesinde büyük yüzey basıncı gerilmelerinin bulunduğu görülmektedir. Yüzey basıncı gerilmeleri küçük dişli çarkta 6187 MPa, büyük dişli çarkta ise 4646 MPa gibi yüksek değerlere ulaşmaktadır. Bu durum, özellikle eğrisel konik dişli çarklarda, dişlerin farklı doğrultularda hareket etmesi nedeniyle sık karşılaşılan bir durumdur. Bu gerilmeler basma yönünde olduğu için diş yüzeylerinin deformasyonuna ve aşınmasına neden olur. Bu nedenle dişli çark sisteminin çalışmasına engel olan bir durum oluşturmaz ancak dişlerin temas özelliklerini bozar.



Şekil 2.29. Dişlerde ortaya çıkan büyük gerilmeler [18]

Diş temas yüzeylerinin kenarlarında ortaya çıkan büyük gerilme değerlerini düşürmek için dişli çark geometrisinde düzeltmeler yaparak diş yüzeyleri arasındaki teması iyileştirmek gerekmektedir. İyileştirmeler sonucu gerilme değerleri Şekil 2.30'da kırmızı yatay çizgilerle gösterilen seviyelere indirgenerek uygun çalışma şartları sağlanmış olur. Şekilde üstte görülen eğriler sırasıyla standart küçük dişli çarka ait yüzey basıncı ve eğilme

gerilmeleridir. Bu eğrilerde, kavramanın büyük bölümünde gerilme değerleri maksimum gerilme değerine yakın bir aralıkta bulunmaktadır. Şekilde altta görülen eğriler beş farklı yöntemle dişleri düzeltilmiş küçük dişli çarka ait yüzey basıncı ve eğilme gerilmeleridir. Diş düzeltme uygulamaları sonucunda, düzeltme işlemine bağlı olarak, maksimum gerilmelerde artma veya azalma olduğu görülmektedir. Hiçbir uygulamada kenar temasının tamamen önlenmesi sağlanamamıştır. Ancak bütün düzeltme işlemleri, kavramanın genelinde gerilme değerlerinde ciddi oranda azalma sağlamıştır. Diş profilindeki optimizasyon sayesinde elde edilen iyileşme, özellikle yüzey basıncı gerilmelerinde daha belirgin olarak ortaya çıkmaktadır.



Şekil 2.30. Temas bölgesinin konumuna bağlı gerilme değerleri [18]

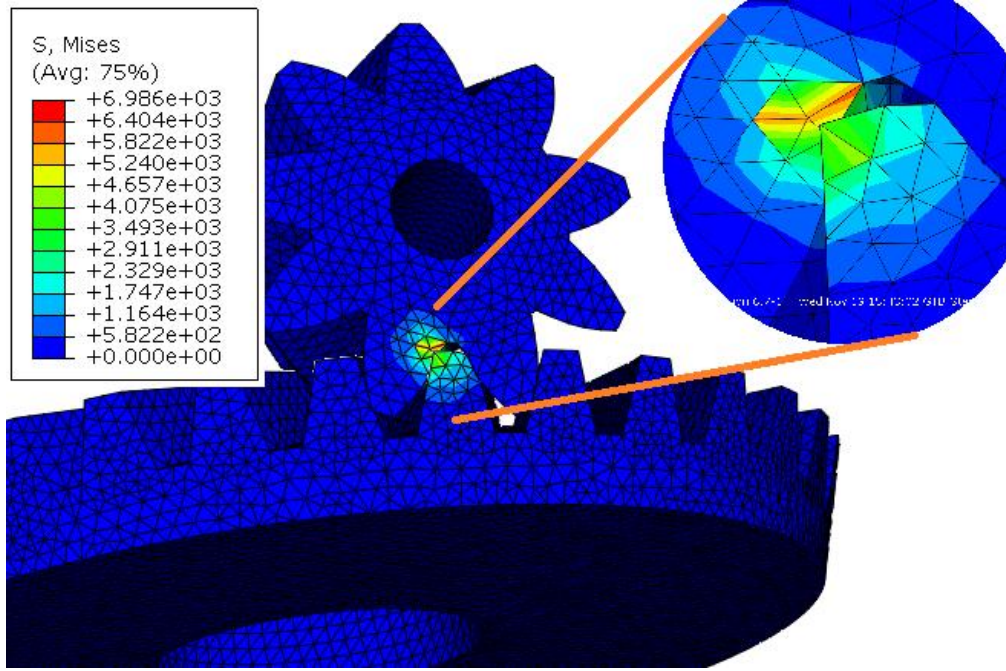
Gerilme değerlerini karşılaştırmak için Litvin ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada kullanılan dişli çark sistemine ait tasarım parametrelerine yakın değerler kullanılarak benzer bir dişli çark sistemi tasarlanmıştır (Çizelge 2.20).

Çizelge 2.20. Karşılaştırılan dişli çark sistemlerine ait parametreler [18]

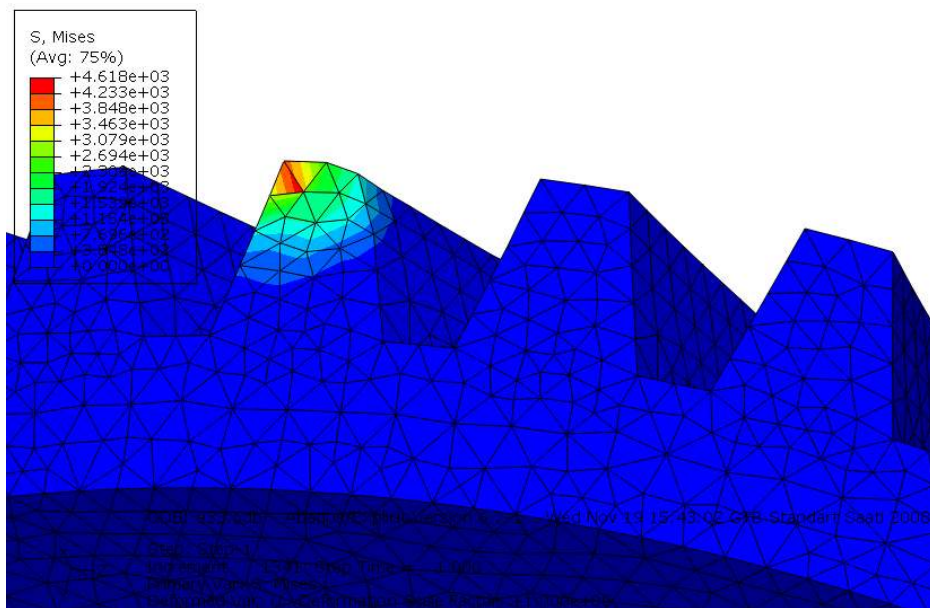
Parametre	Örnek dişli sistemi		Benzer dişli sistemi	
	Küçük Dişli	Büyük Dişli	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Diş Sayısı [-]	9	33	9	33
Modül [mm]	4,8338		4,8338	
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı [°]	90		90	
Helis Açısı [°]	32		30	
Helis Yönü	Sağ	Sol	Sağ	Sol
Diş Genişliği [mm]	27,5		28,9	
Koni Mesafesi [mm]	68,92		68,221	
Diş Yüksekliği [mm]	9,43		8,8274	
Koni Yarı Tepe Açısı [°]	15,2551	74,7449	15,2551	74,7449
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı [°]	13,8833	69,5833	13,0318	68,8627
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı [°]	20,4167	76,1167	20,4303	76,2554
Boşluk [mm]	1,03		1,03	
Diş Başı Yüksekliği [mm]	6,64	1,76	6,1788	1,7990
Diş Dibi Yüksekliği [mm]	2,79	7,67	2,6486	7,0284

Gerçekleştirilen analizlerden elde edilen sonuçlara göre (Şekil 2.31 ve Şekil 2.32) küçük dişli çarkın taban bölgesinin diş dibinde ortaya çıkan 6986 MPa değerindeki gerilme ve büyük dişli çarkın taban bölgesinin diş başında ortaya çıkan 4618 MPa değerindeki gerilme, Litvin ve arkadaşlarının bulduğu maksimum gerilme değerlerine (küçük dişlide 6187 MPa, büyük dişlide 4646 MPa) oldukça yakındır. Her iki modelde de maksimum gerilme değerleri büyük dişli çarkın taban bölgesinin diş başı ile küçük dişli çarkın taban bölgesinin diş dibinde ortaya çıkmıştır. Buna göre modeli oluşturulan dişli çark sistemiyle yapılan analiz sonuçları Litvin ve arkadaşlarının modeliyle tutarlı sonuçlar vermiştir. Buradan analiz prosedürünün uygun olduğu sonucuna varılmaktadır. Konik dişli çark sistemlerinin çalışma ve temas olaylarının tasarım ve simülasyonu sayesinde, temas olayının optimize edilmesi ve iletim hatalarının azaltılması sağlanır. Optimizasyon işleminin deneysel olarak gerçekleştirilmesi pahalı ve zaman gerektiren bir işlemdir. Çünkü deneylerin pek çok kez tekrarlanmasıyla doğru sonuca ulaşmak mümkün olabilmektedir. İletim hatalarının azaltılması gürültü ve titreşimi de azaltır [15]. İmalat işleminden önce yüksek değerlerde gerilmelerin oluşabileceği bölgelerin tespiti maliyetleri aşağı çeker. Bir dişli çark sistemi imal edilmeden önce, üç boyutlu katı modeli oluşturularak gerilme analizleri

gerçekleştirilirse, gerilme değerlerinin hangi mertebelere ulaşabileceği ve girişim olaylarının nerelerde ortaya çıkabileceği belirlenebilir. Elde edilen bilgilere göre model gözden geçirilerek, imalat işlemi yeni modele göre düzenlenir.



Şekil 2.31. Küçük dişli çarkın taban düzleminde diş dibi gerilmesi değeri



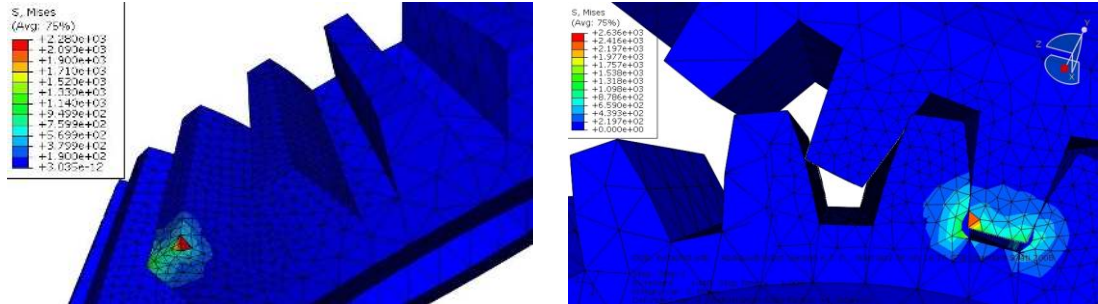
Şekil 2.32. Büyük dişli çarkın taban düzleminde diş başı gerilmesi değeri

2.4.4. Analiz sonuçları

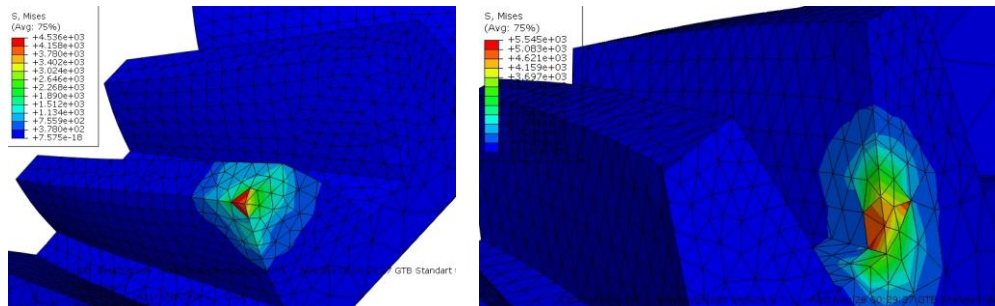
Helis Açısına Bağlı Olarak Gerilmelerin Değişimi

Helis açısı değeri helisel konik dişli çarkların en önemli parametrelerindendir. Dişlilerin diş yüzeylerinin şeklini ve temas durumunu helis açısı belirler.

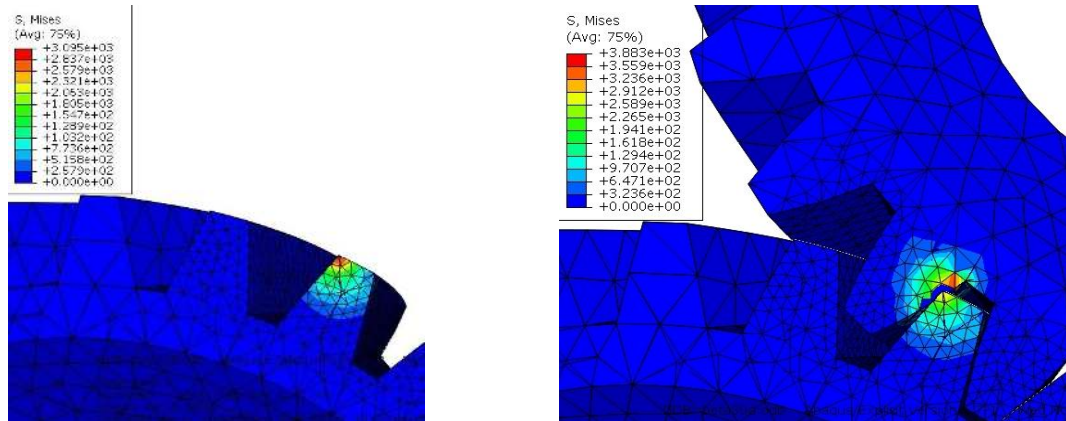
20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısına sahip, diş sayıları 20 olan iki helisel konik dişli çark içeren ve 1000 rpm hızla dönen bir helisel konik dişli çark sisteminde dişli çark taban bölgesinde ortaya çıkan diş başı ve diş dibi gerilmelerinin helis açısına bağlı olarak değişimi sonlu eleman yöntemi ile incelenmiştir. Her bir konik dişli çarka, helis açısının değerine bağlı olarak, alttan kesilme olmasını önleyecek miktarda profil kaydırma işlemi uygulanmıştır. Helis açısının 0°~45° arasındaki değerleri için gerilme durumları Şekil 2.33–Şekil 2.36’de görülmektedir. Diş başı ve diş dibi gerilmelerinin helis açısı ile değişimi tablo halinde Çizelge 2.21’de verilmiştir.



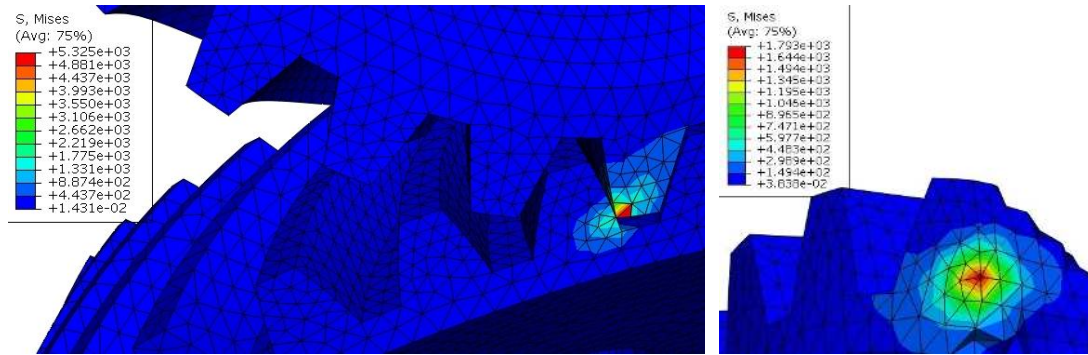
Şekil 2.33. 0° helis açısı için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]



Şekil 2.34. 25° helis açısı için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]



Şekil 2.35. 30° helis açısı için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]

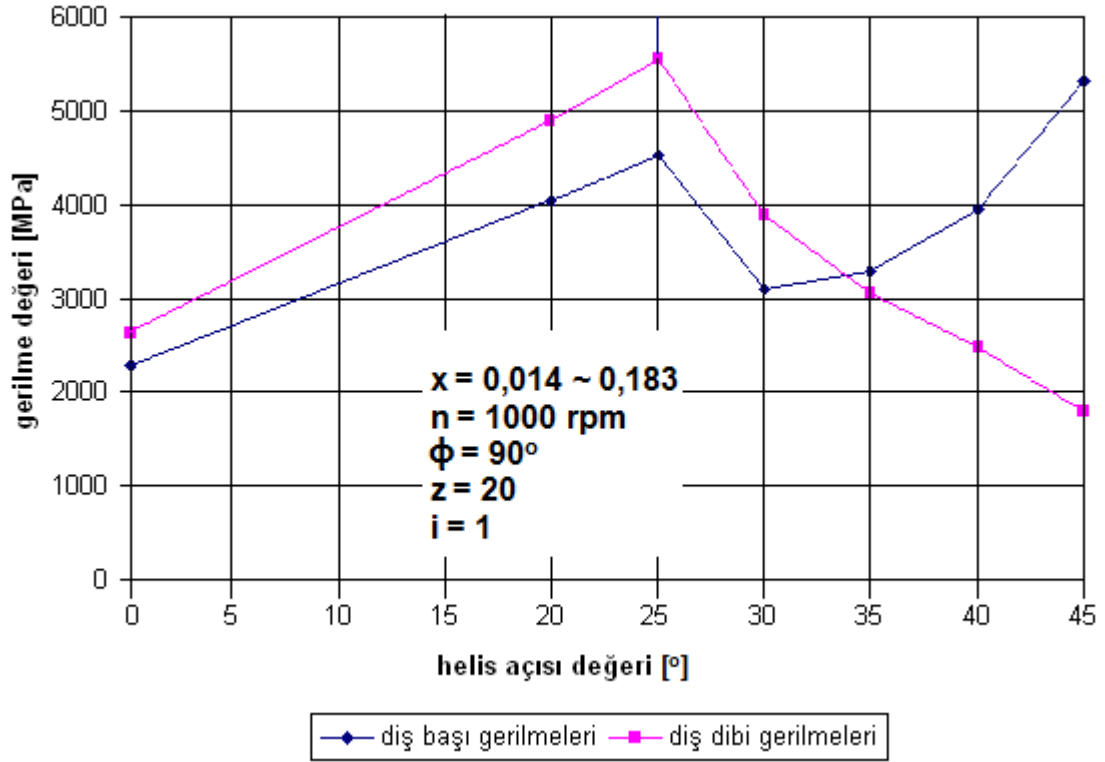


Şekil 2.36. 45° helis açısı için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]

Çizelge 2.21. Tüm helis açıları için gerilme değerleri

Helis Açısı [°]	Diş Başı Gerilmesi Değeri [MPa]	Diş Dibi Gerilmesi Değeri [MPa]
0	2 280	2 636
20	4 037	4 893
25	4 536	5 545
30	3 095	3 883
35	3 279	3 051
40	3 958	2 469
45	5 325	1 793

Gerilmelerin helis açısı ile değişimi grafik olarak Şekil 2.37’de verilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere, yaklaşık olarak 35° helis açısı değerine kadar diş başı ve diş dibi gerilmeleri oldukça benzer bir seyir izlemektedir. 35° üzerinde ise diş dibi gerilmeleri azalırken, diş başı gerilmeleri artmaktadır. Bu durum büyük helis açılarında, eğriliğin çok artması nedeniyle, diş temasının düzgünlüğünü kaybetmesinden kaynaklanıyor olabilir.

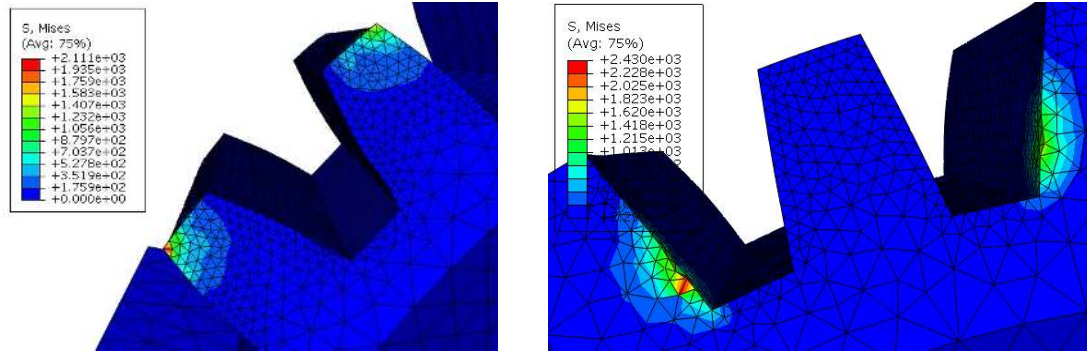


Şekil 2.37. Gerilmelerin helis açısı ile değişimi

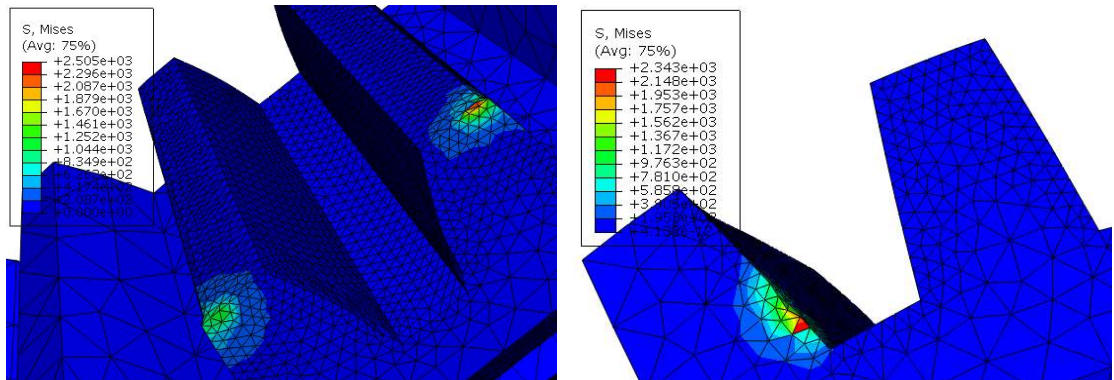
Profil Kaydırma Oranına Bağlı Olarak Gerilmelerin Değişimi

Profil kaydırma işlemi dişli çarklarda dişlerin alttan kesilmesini önlemede gerekli ve önemli olan bir parametredir. Dişli çark çiftinin kavrama durumunu ve ortaya çıkacak gerilmeleri belirler. 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısına sahip, diş sayıları 20 olan iki düz konik dişli çark içeren ve 1000 rpm hızla dönen bir dişli çark sisteminde dişli çark taban düzleminde ortaya çıkan diş başı ve diş dibi gerilmelerinin profil kaydırma oranına bağlı olarak değişimi sonlu eleman yöntemi ile incelenmiştir. Profil kaydırma oranı olarak diş başı yüksekliği düzeltme katsayısı kullanılmıştır. Analizi gerçekleştirilen dişli çark çifti için MITCALC programının konik dişli hesap modülü tarafından alttan kesilme olmaması için sınır profil kaydırma oranı değeri 0,014 olarak hesaplanmıştır. Şekil 2.38–Şekil 2.43’te değişik profil kaydırma oranları için gerilme analiz sonuçları görülmektedir. Çizelge 2.22’de

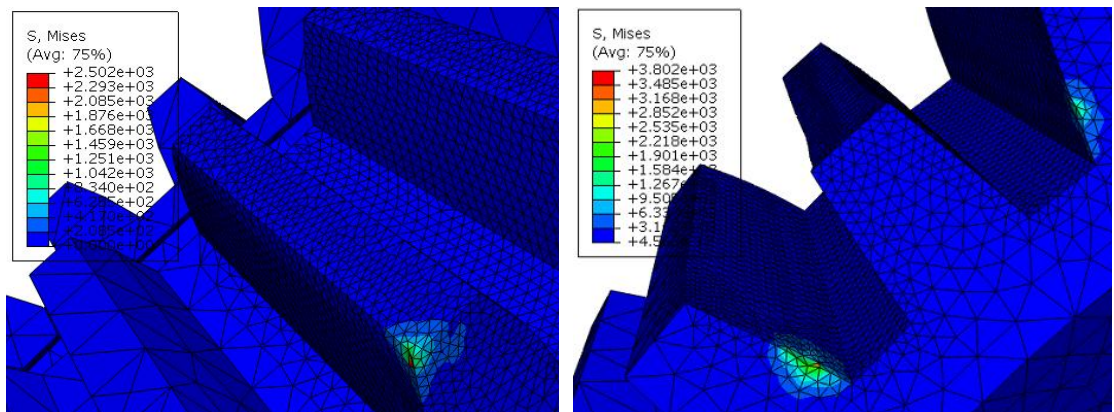
ise tüm profil kaydırma oranları için oluşan diş başı ve diş dibi gerilme değerleri verilmiştir.



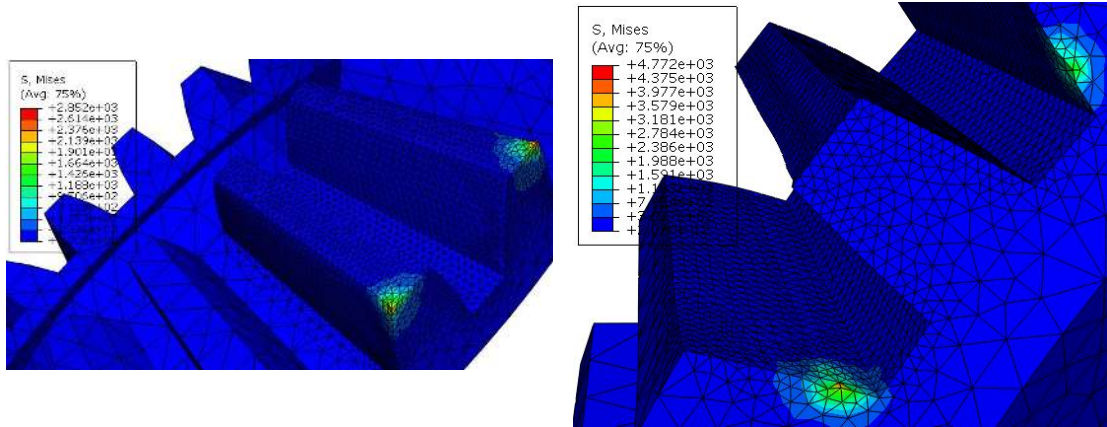
Şekil 2.38. Profil kaydırma oranı = 0 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]



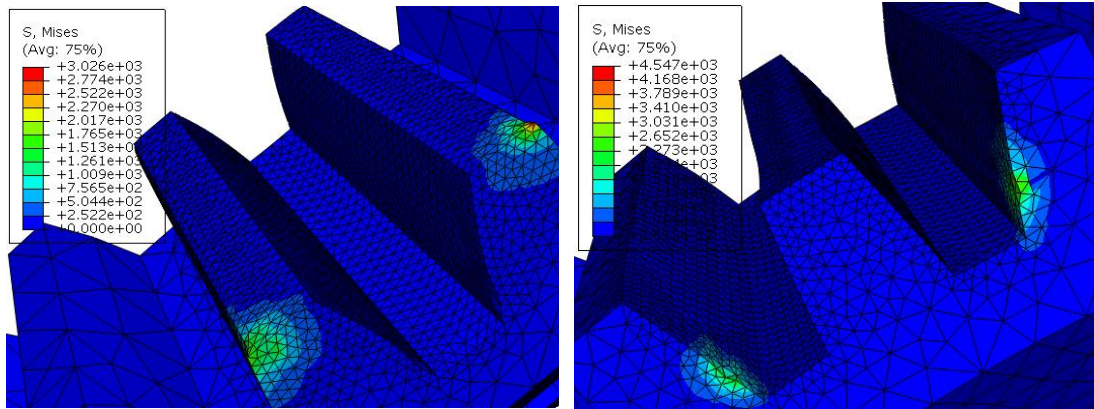
Şekil 2.39. Profil kaydırma oranı = 0,002 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]



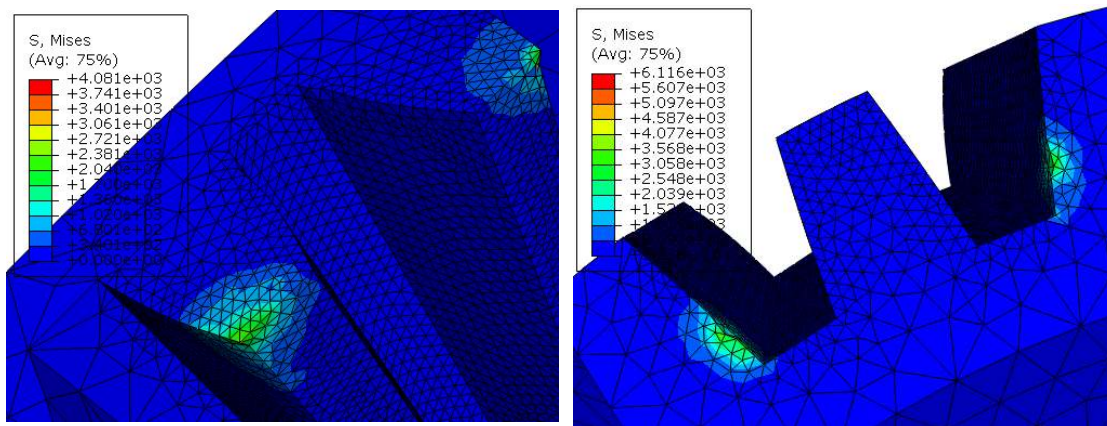
Şekil 2.40. Profil kaydırma oranı = 0,004 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]



Şekil 2.41. Profil kaydırma oranı = 0,006 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]



Şekil 2.42. Profil kaydırma oranı = 0,012 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]

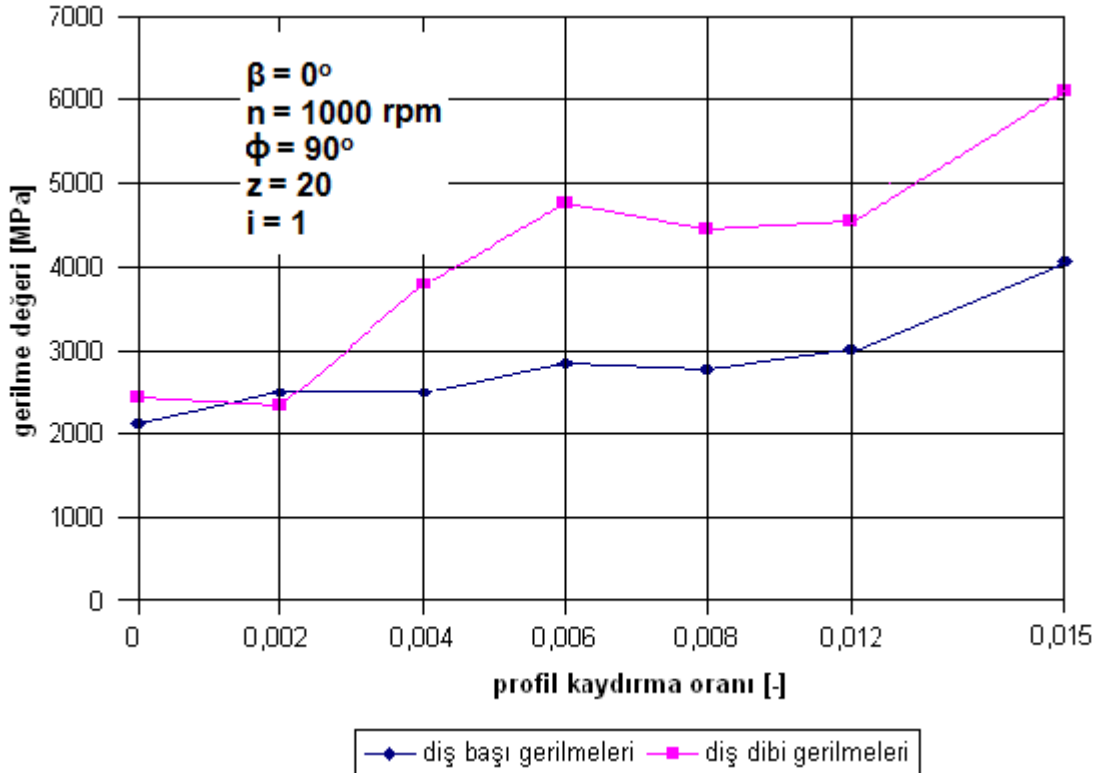


Şekil 2.43. Profil kaydırma oranı = 0,015 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]

Çizelge 2.22. Tüm profil kaydırma oranları için gerilme değerleri

Profil Kaydırma Oranı [-]	Diş Başı Gerilmesi Değeri [MPa]	Diş Dibi Gerilmesi Değeri [MPa]
0,000	2 111	2 430
0,002	2 505	2 343
0,004	2 502	3 802
0,006	2 852	4 772
0,008	2 770	4 450
0,012	3 026	4 547
0,015	4 081	6 116

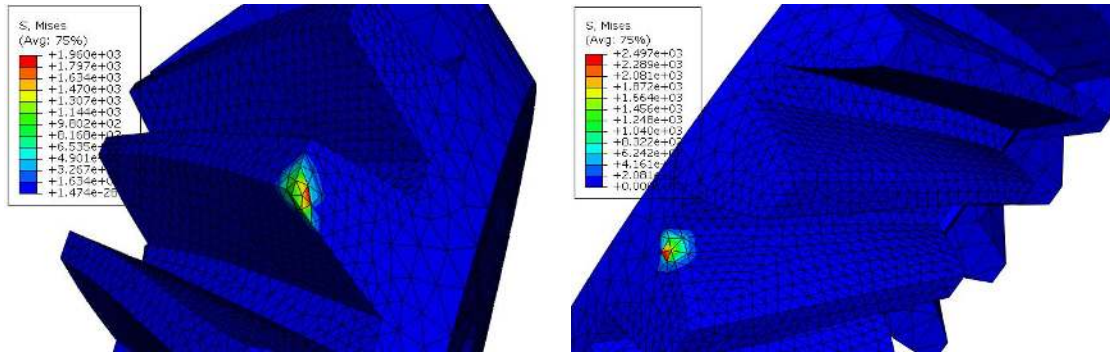
Gerilmelerin profil kaydırma oranı ile değişimi grafik olarak Şekil 2.44'te verilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere, diş başı ve diş dibi gerilmelerinin profil kaydırma oranı ile değişimi benzer bir seyir izlemektedir. Ancak diş dibi gerilmeleri profil kaydırma oranı arttıkça daha yüksek değerlere ulaşmaktadır. Diş başı gerilmeleri ise yataya yakın bir çizgidedir. Bu durumun sebebi, profil kaydırma işlemi nedeniyle taksimat dairesinin ve temas patikasının yer değiştirmesi olabilir.



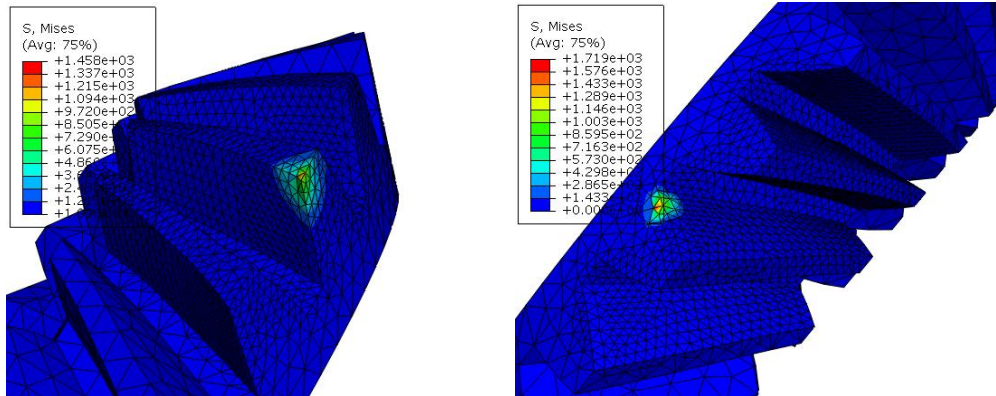
Şekil 2.44. Gerilmelerin profil kaydırma oranı ile değişimi

Devir Sayısına Bağlı Olarak Gerilmelerin Değişimi

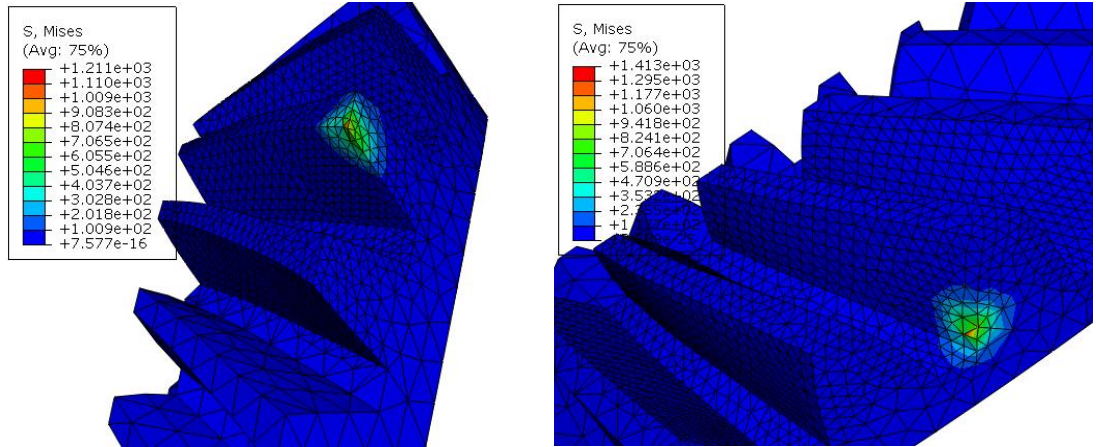
Devir sayısı dişli çark sisteminin çalışma şartlarını ve sınırlarını belirler. Genel olarak helisel konik dişli çarklar yüksek devir sayılarında çalışmak üzere tasarlanırlar. 20° basınç açısı, 30° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısına sahip, diş sayıları 20 olan iki helisel konik dişli çark içeren bir konik dişli çark sisteminin kullanıldığı analizlerde dişli çark sisteminin ilettiği güç sabit alınmış, sadece dönme hızı değiştirilmiştir. Dolayısıyla devir sayısının artması ile sistemin ilettiği moment düşmektedir. Devir sayısı değerlerinin 1000~12000 rpm arasında değiştirildiği analizlerden elde edilen sonuçlar Şekil 2.45–Şekil 2.50’de görülmektedir. Çizelge 2.23’te ise devir sayısına bağlı olarak gerilme değerlerinin değişimi verilmiştir.



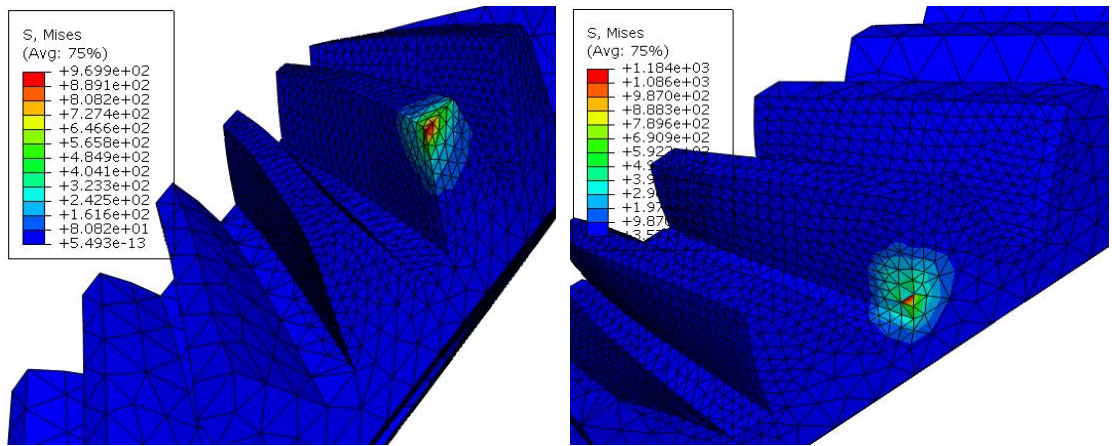
Şekil 2.45. Devir sayısı = 2000 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]



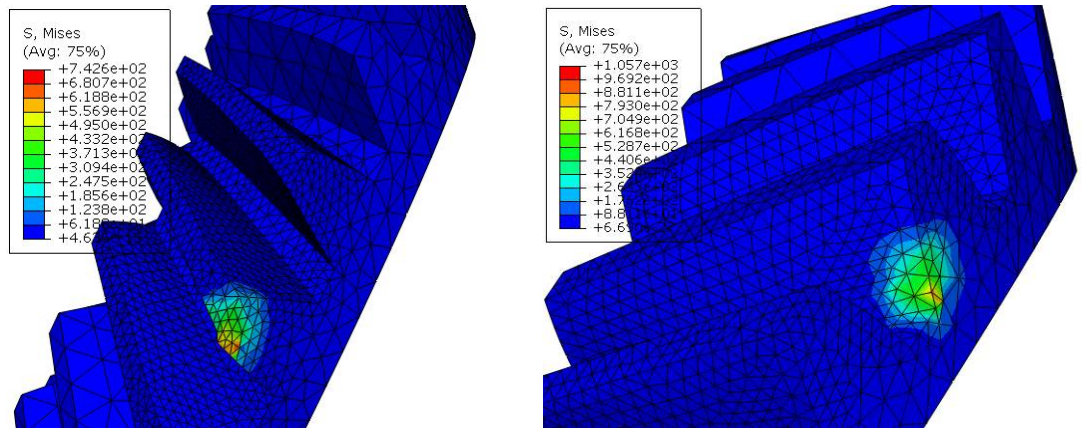
Şekil 2.46. Devir sayısı = 3000 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]



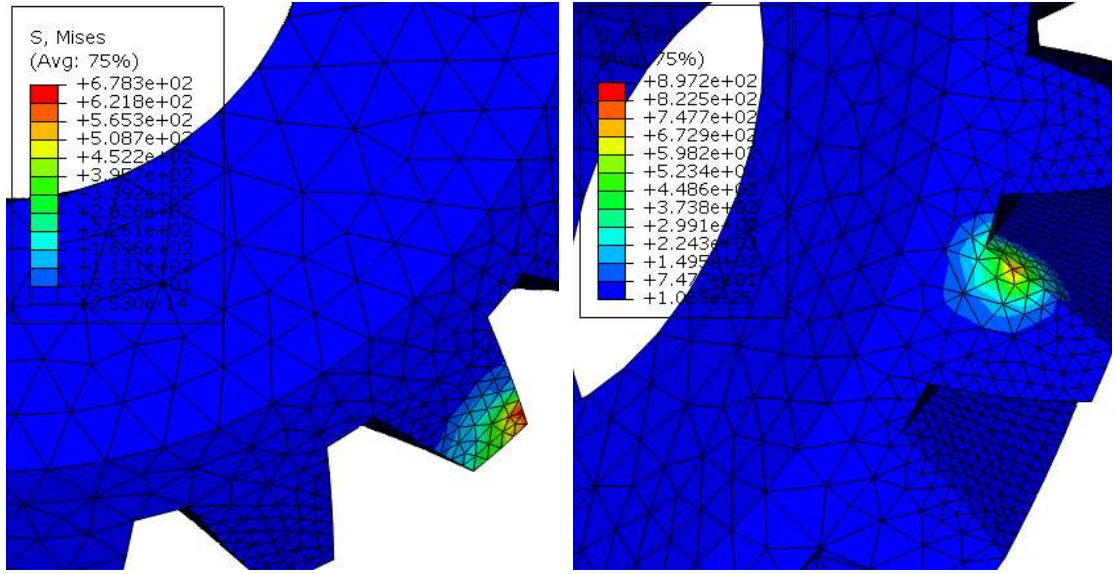
Şekil 2.47. Devir sayısı = 6000 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]



Şekil 2.48. Devir sayısı = 8000 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]



Şekil 2.49. Devir sayısı = 10000 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]

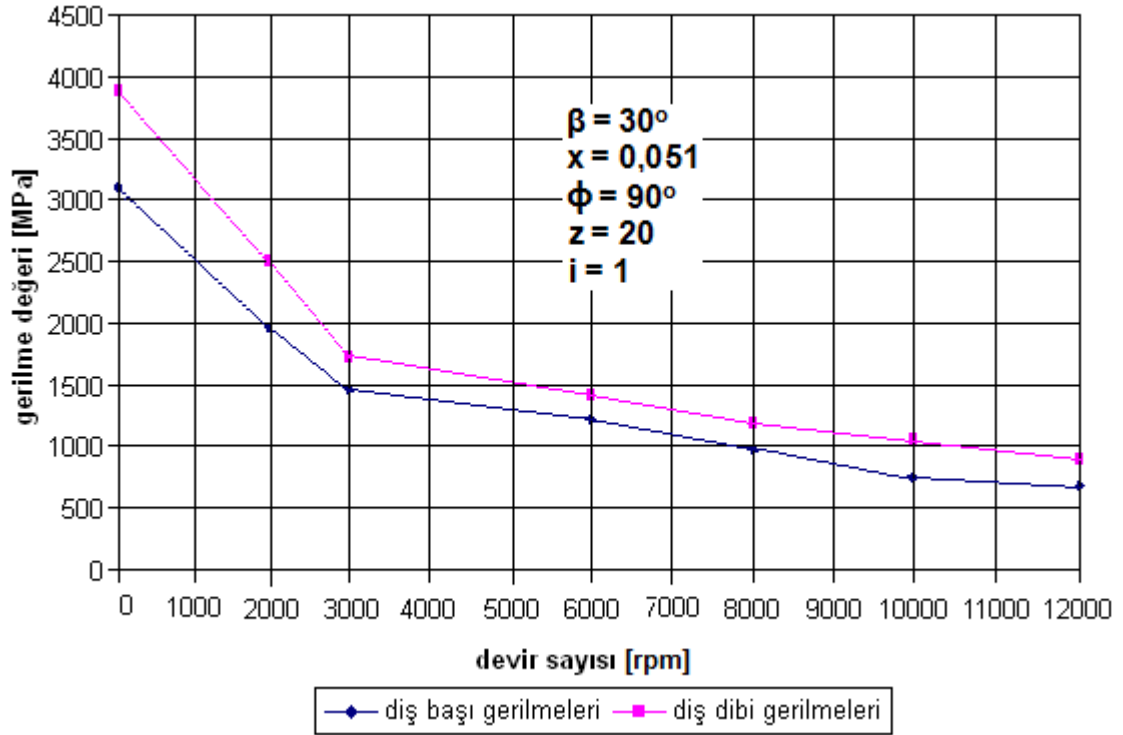


Şekil 2.50. Devir sayısı = 12000 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]

Çizelge 2.23. Tüm devir sayıları için gerilme değerleri

Profil Kaydırma [-]	Diş Başı Gerilmesi Değeri [MPa]	Diş Dibi Gerilmesi Değeri [MPa]
1 000	3 095	3 883
2 000	1 960	2 497
3 000	1 458	1 719
6 000	1 211	1 413
8 000	969	1 184
10 000	742	1 057
12 000	678	897

Diş başı ve diş dibi gerilmelerinin devir sayısı ile değişimi grafik olarak Şekil 2.51’de görülmektedir. Şekilden görüldüğü üzere, diş başı ve diş dibi gerilmelerinin devir sayısı ile değişimi oldukça benzerdir. Diş dibi gerilmeleri, diş başı gerilmelerine göre biraz daha yüksek çıkmıştır. Bu durum profil kaydırma işleminin bir sonucu olabilir.

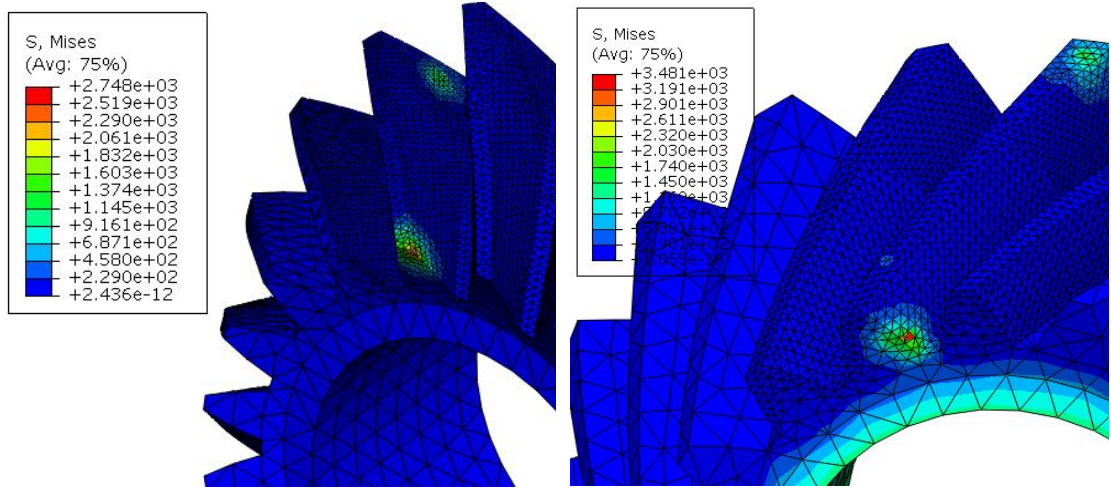


Şekil 2.51. Gerilmelerin devir sayısı ile değişimi

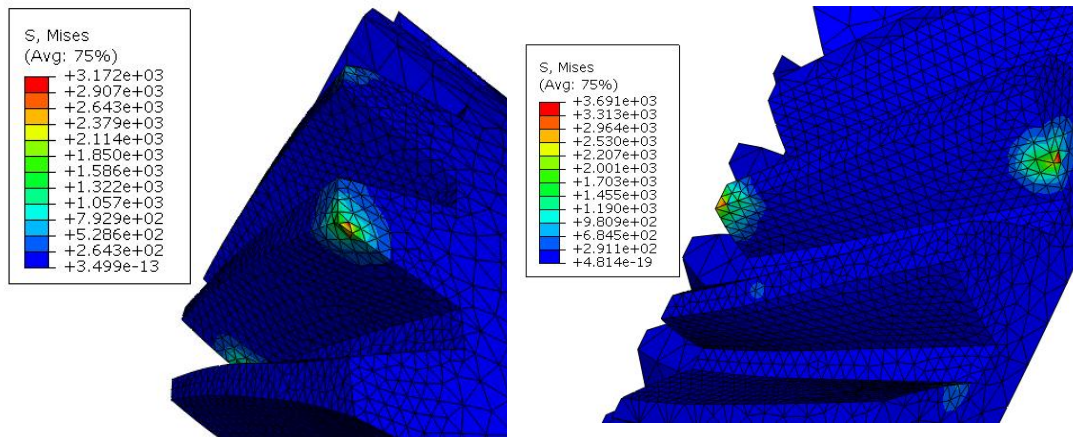
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısına Bağlı Olarak Gerilmelerin Değişimi

Mil eksenlerinin kesişme açısı, konik dişli çarklarda iletilen moment ve gücün doğrultusunun değiştirilmesini sağlayan önemli bir parametredir.

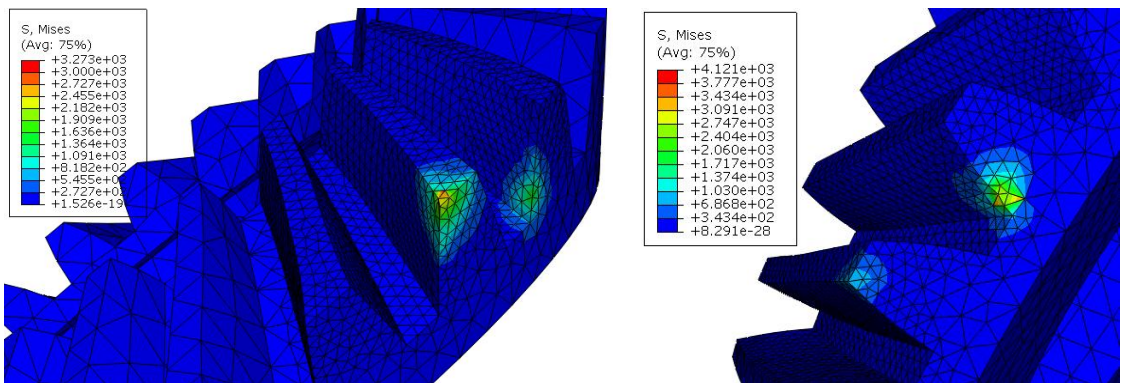
20° basınç açısı ve 30° helis açısına sahip, diş sayıları 20 olan iki helisel konik dişli çark içeren ve 1000 rpm hızla dönen bir helisel konik dişli çark sisteminde dişli çarklarda ortaya çıkan diş başı ve diş dibi gerilmelerinin mil eksenlerinin kesişme açısına bağlı olarak değişimi sonlu eleman yöntemi ile incelenmiştir. Her bir konik dişli çarka, mil eksenlerinin kesişme açısının değerine bağlı olarak, alttan kesilme olmasını önleyecek miktarda profil kaydırma işlemi uygulanmıştır. Mil eksenlerinin kesişme açısının $60^\circ \sim 120^\circ$ arasındaki değerleri için gerilme durumları Şekil 2.52–Şekil 2.55’te görülmektedir. Diş başı ve diş dibi gerilmelerinin mil eksenlerinin kesişme açısı ile değişimi tablo halinde Çizelge 2.24’te verilmiştir.



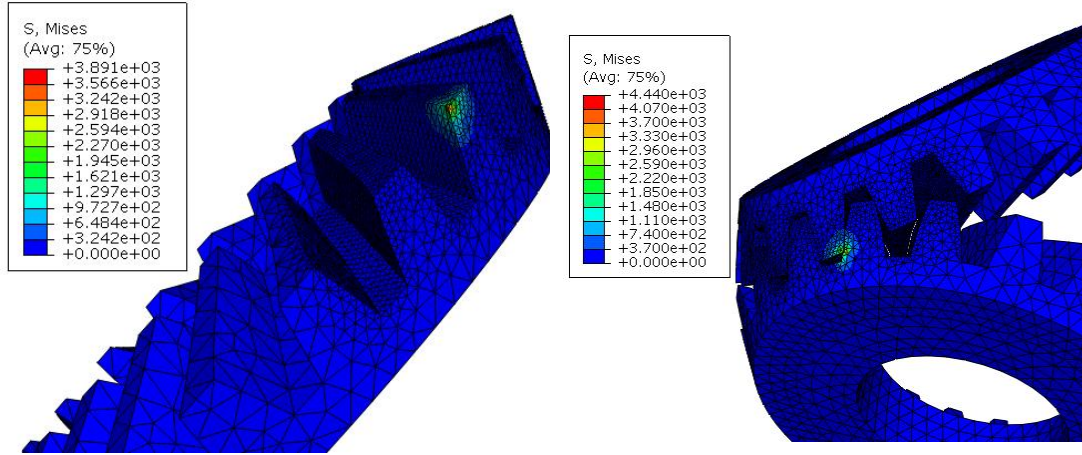
Şekil 2.52. 60° mil eksenlerinin kesişme açısı için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]



Şekil 2.53. 80° mil eksenlerinin kesişme açısı için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]



Şekil 2.54. 100° mil eksenlerinin kesişme açısı için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]

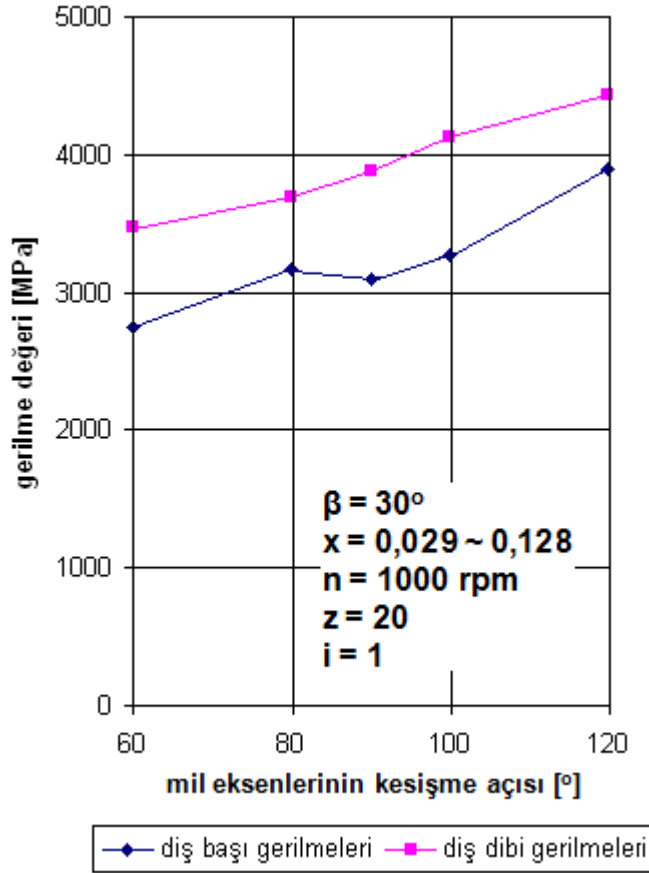


Şekil 2.55. 120° mil eksenlerinin kesişme açısı için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]

Çizelge 2.24. Tüm mil eksenlerinin kesişme açıları için gerilme değerleri

Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı [°]	Diş Başı Gerilmesi Değeri [MPa]	Diş Dibi Gerilmesi Değeri [MPa]
60	2 748	3 481
80	3 172	3 691
90	3 095	3 883
100	3 273	4 121
120	3 891	4 440

Gerilmelerin mil eksenlerinin kesişme açısı ile değişimi grafik olarak Şekil 2.56'da verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, diş başı ve diş dibi gerilmelerinin 60°~120° mil eksenlerinin kesişme açısı aralığındaki değişimi oldukça benzer bir seyir izlemektedir. 80°~100° mil eksenlerinin kesişme açısı aralığında diş başı gerilmelerinde fazla bir değişiklik olmamıştır. Diş dibi gerilmelerinde ise sürekli bir artış gözlenmektedir. Mil eksenlerinin kesişme açısının artmasıyla, temas halindeki diş çiftleri birbirlerine çok yaklaşırlar. Bu nedenle mil eksenlerinin kesişme açısının artmasıyla birlikte diş başı ve diş dibi gerilmeleri de artar.

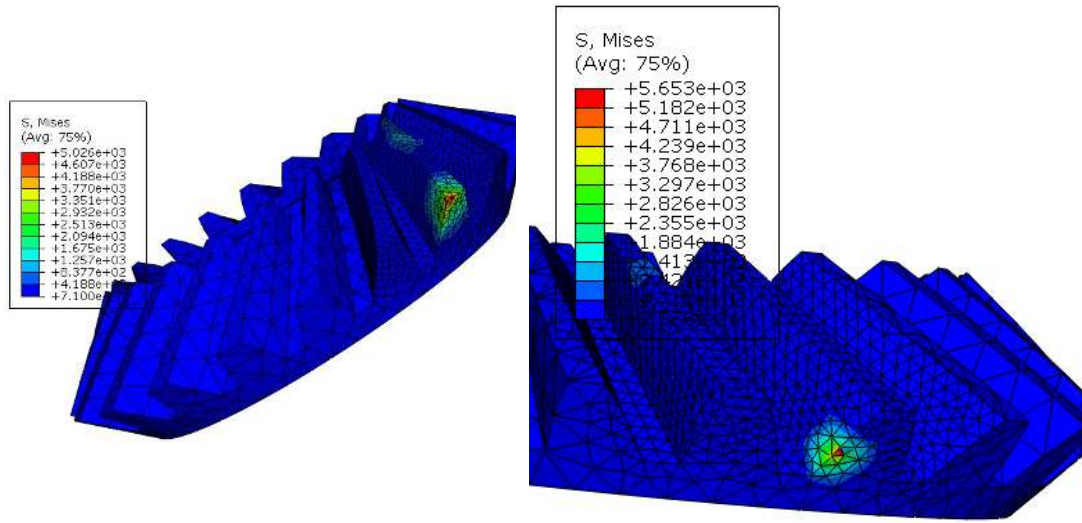


Şekil 2.56. Gerilmelerin mil eksenlerinin kesişme açısı ile değişimi

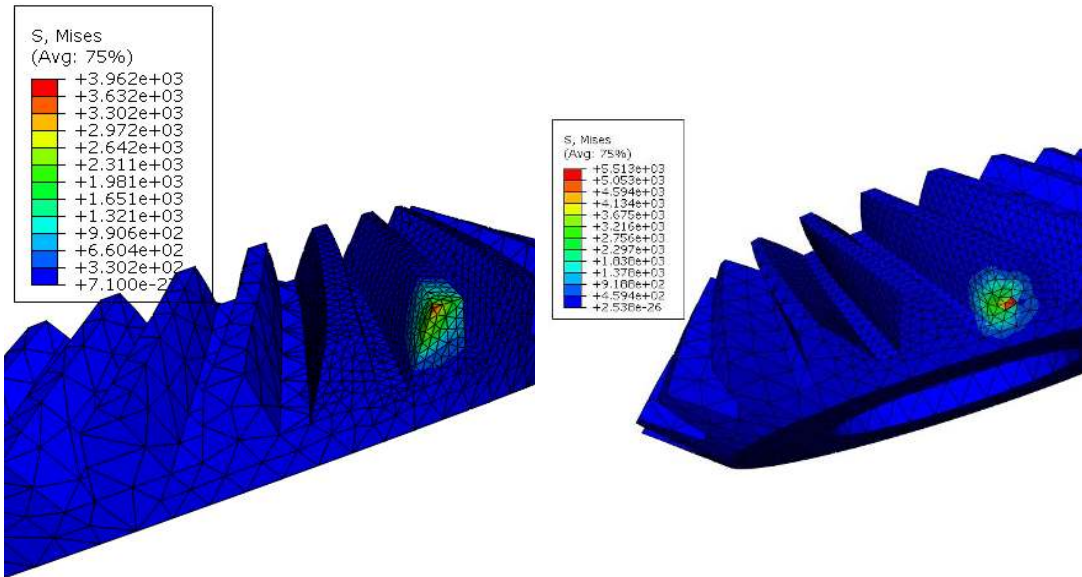
Çevrim Oranının Gerilme Dağılımına Etkisi

Bu çalışmada, helisel konik dişli çarkların gerilme analizleri gerçekleştirilirken helisel konik dişli çark sisteminin çevrim oranı “1” alınmıştır. Bu sayede döndüren ve döndürülen dişli çarkların temel geometrik büyüklüklerinin aynı olması sağlanmıştır. Dişli çarklarda, profil modifikasyonuna bağlı olarak, yalnızca diş geometrisinde bazı farklılıklar bulunmaktadır. Gerilme değerleri üzerindeki etkisi incelenen parametre dışındaki tüm koşulların sabitlenmesi sonuçların değerlendirilmesi aşamasında oldukça önemlidir. Ancak çevrim oranının diş başı ve diş dibi gerilmeleri üzerindeki etkilerinin hangi yönde olduğunun bilinmesi de önemlidir. Bu amaçla, 20° basınç açısı, 30° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısına sahip olan ve 1000 rpm hızla dönen bir helisel konik dişli çark sisteminde küçük dişli çarkın diş sayısı 20

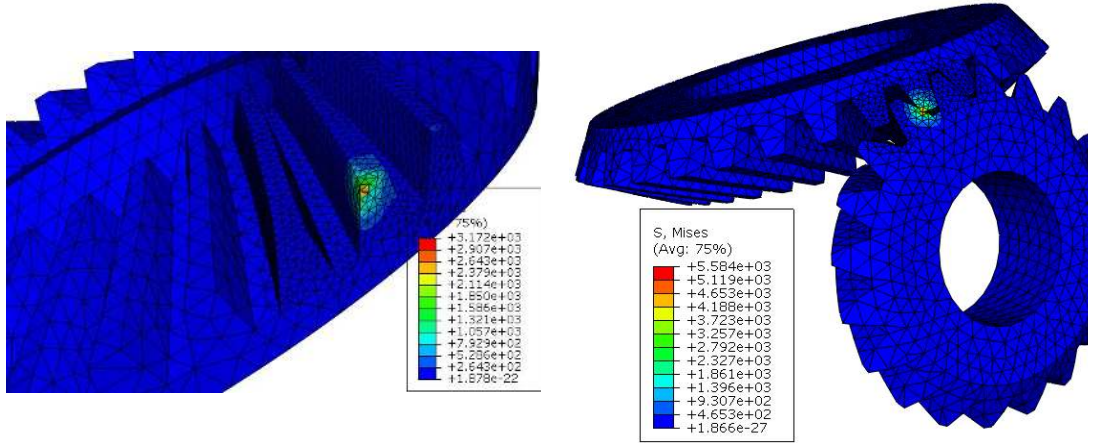
olmak üzere büyük dişli çarkın diş sayısı değiştirilerek farklı çevrim oranları elde edilmiştir. Çevrim oranının değeri 1; 1,25 ve 1,60 olduğunda ortaya çıkan gerilme durumları Şekil 2.57–Şekil 2.59’da görülmektedir. Diş başı ve diş dibi gerilmelerinin çevrim oranı ile değişimi tablo halinde Çizelge 2.25’te verilmiştir.



Şekil 2.57. Çevrim oranı = 1,00 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]



Şekil 2.58. Çevrim oranı = 1,25 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]



Şekil 2.59. Çevrim oranı = 1,60 için diş başı ve diş dibi gerilmesi değerleri [MPa]

Çizelge 2.25. Farklı çevrim oranları için gerilme değerleri

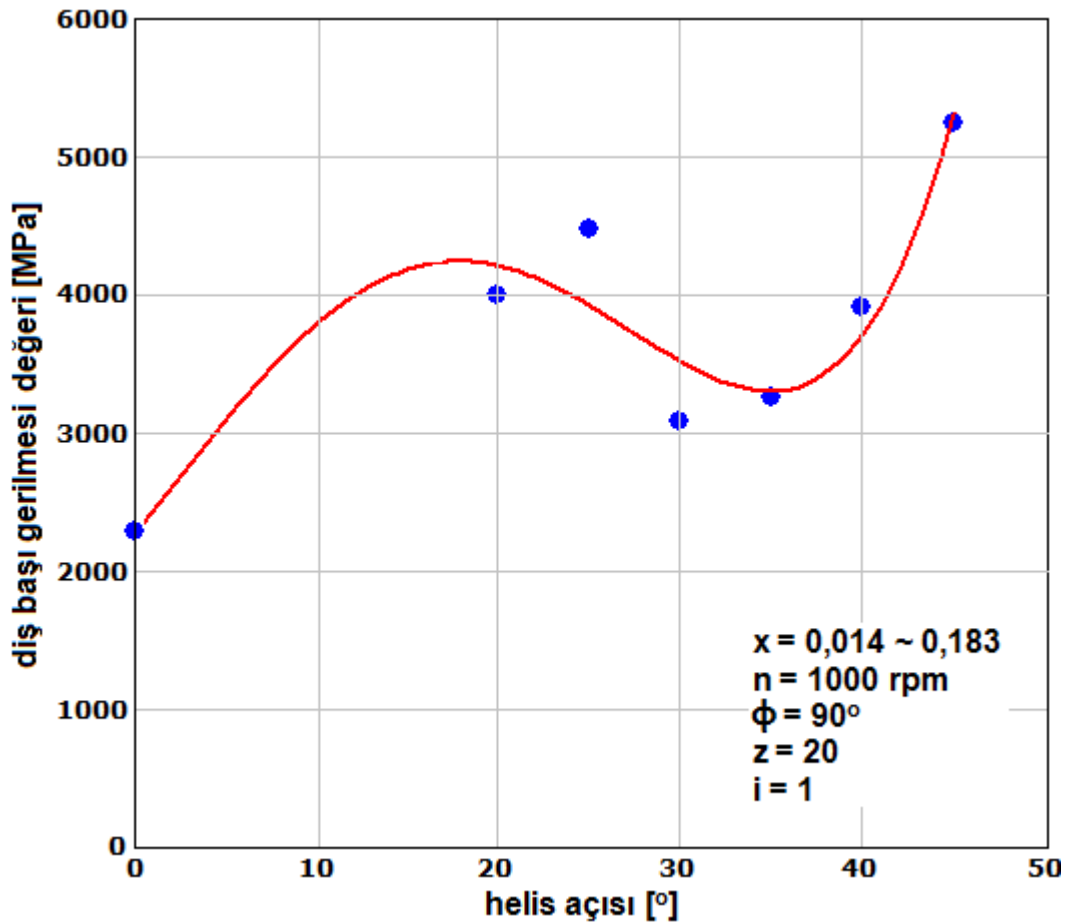
Çevrim Oranı [-]	Diş Başı Gerilmesi Değeri [MPa]	Diş Dibi Gerilmesi Değeri [MPa]
1,00	5026	5653
1,25	3962	5513
1,60	3172	5584

Çizelge 2.25 incelendiğinde, diş dibi gerilme değerlerinin çevrim oranının değişiminden etkilenmediği görülmektedir. Gerilme analiz sonuçlarına göre diş dibi gerilmeleri, her üç çevrim oranı için, diş sayısı 20 olan dişli çarkta ortaya çıkmıştır. Bu nedenle, gerilme değerlerinin yakın olması beklenen bir durumdur. Diş başı gerilmeleri ise çevrim oranının ve buna bağlı olarak diş sayısının artması ile azalmaktadır. Çevrim oranının 1,25 olduğu durumda büyük dişli çarkın diş sayısı 25 ve çevrim oranının 1,60 olduğu durumda ise 32'dir. Buna göre, helisel konik dişli çark sistemlerinde küçük dişli çarkta oluşan maksimum gerilmeler büyük dişli çarktakilere göre daha yüksek olmakta ve diş sayılarının oranı arttıkça gerilmelerin oranı da artmaktadır.

2.5. Gerilme Formülü Geliştirilmesi

Sonlu eleman uygulaması sayesinde çok sayıda analiz yapmak ve böylece parametrelerin her birinin değişik değerleri için sonuçlar elde etmek mümkün olmaktadır. Her bir parametre için eğri uydurma yöntemi kullanılarak

polinomlar şeklinde gerilmeyi ilgili parametreye bağlı olarak ifade eden fonksiyonlar elde edilebilir. Aşağıda Eş. 2.98–Eş. 2.105 sırasıyla helis açısı, profil kaydırma oranı, devir sayısı ve mil eksenlerinin kesişme açısının değişimine göre diş başı ve diş dibi gerilme değerlerini veren fonksiyonlardır. Şekil 2.60–Şekil 2.67 ise sırasıyla bu fonksiyonların grafik çıktılarıdır. Her bir parametre için birçok noktada analizler gerçekleştirildiğinden, elde edilen fonksiyonlar çözüm aralığındaki herhangi bir noktada gerçeğe yakın sonuçlar verir. Gerilme formülleri, imalatı düşünülen bir konik dişli çark sisteminin tasarım parametrelerinin belirlenmesi aşamasında faydalı olabilecek bilgiler sağlar. Farklı parametreler için geliştirilmiş gerilme formüllerinin birlikte değerlendirilmesi optimum tasarım parametrelerinin belirlenmesi açısından daha etkili olur.

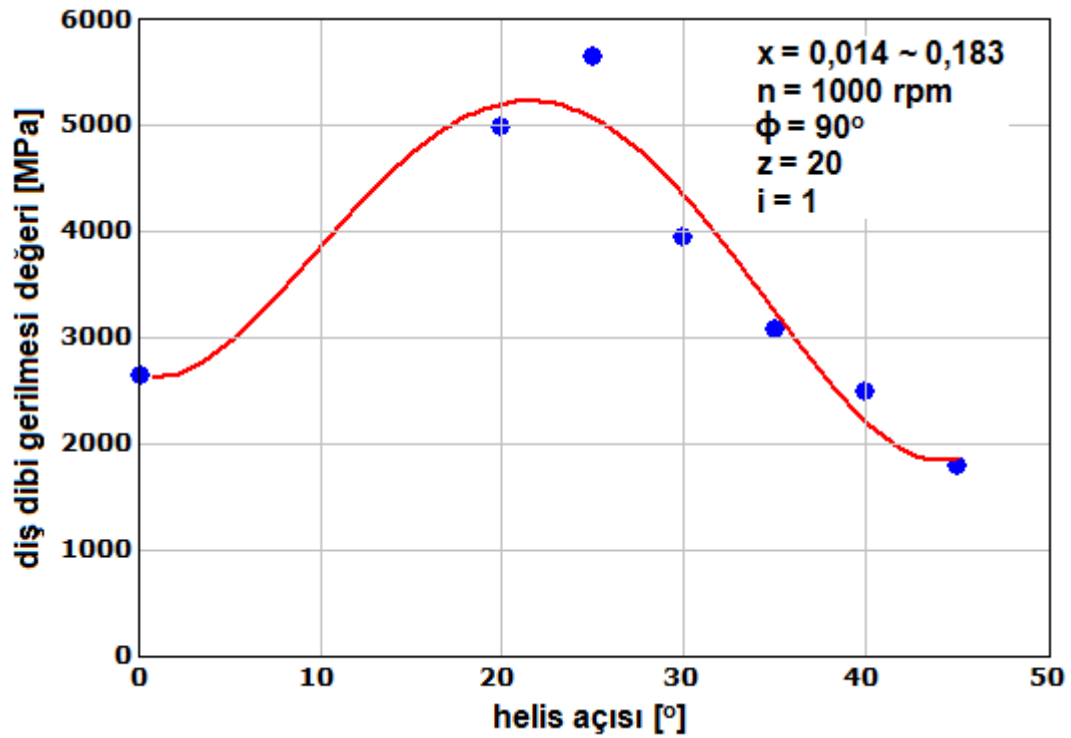


Şekil 2.60. Helis açısının değişimine göre diş başı gerilme eğrisi

$$\sigma(\beta) = 0,008518 * \beta^4 - 0,51564 * \beta^3 + 3,829 * \beta^2 + 160,11 * \beta + 2276 \quad (2.98)$$

$$\sigma(\beta) = 0,013478 * \beta^4 - 1,19132 * \beta^3 + 26,979 * \beta^2 - 46,56 * \beta + 2631 \quad (2.99)$$

Burada; helis açısı $0^\circ \sim 45^\circ$ aralığında değişmektedir. Devir sayısı 1000 rpm, mil eksenlerinin kesişme açısı 90° ve diş sayısı 20'dir.



Şekil 2.61. Helis açısının değişimine göre diş dibi gerilme eğrisi

$$\sigma(x) = 0,156237 * x^4 - 2,58397 * x^3 + 2,290 * x^2 + 149,67 * x + 2130 \quad (2.100)$$

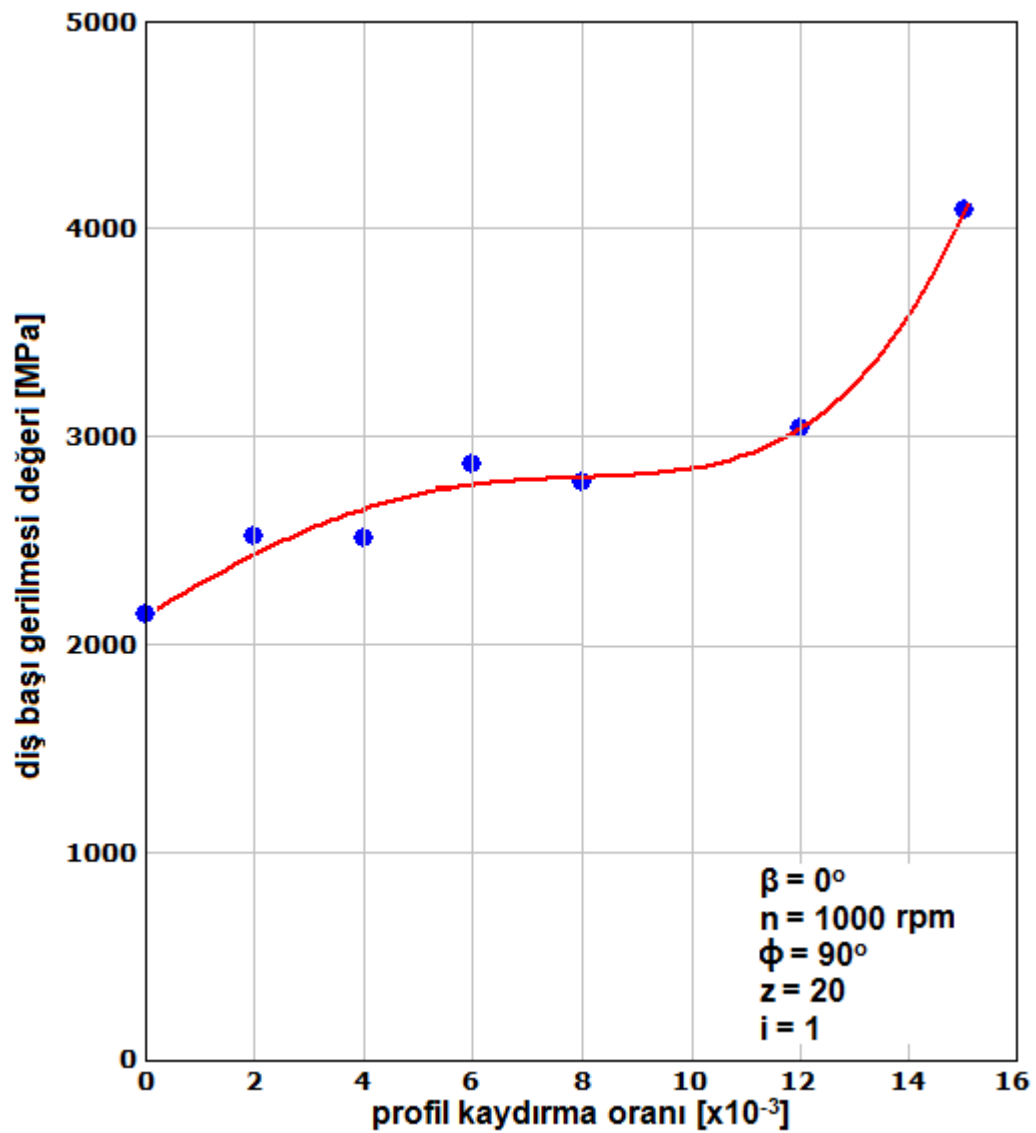
$$\sigma(x) = 1,149172 * x^4 - 31,51265 * x^3 + 246,840 * x^2 - 237,15 * x + 2344 \quad (2.101)$$

Burada; profil kaydırma oranı $0 \sim 0,015$ aralığında değişmektedir. Helis açısı 0° , mil eksenlerinin kesişme açısı 90° , devir sayısı 1000 rpm ve diş sayısı 20'dir.

$$\sigma(n) = 1,709263 * n^4 - 50,60248 * n^3 + 525,706 * n^2 - 2328,88 * n + 4929 \quad (2.102)$$

$$\sigma(n) = 1,768037 * n^4 - 55,01407 * n^3 + 605,857 * n^2 - 2841,45 * n + 6165 \quad (2.103)$$

Burada; devir sayısı 1000~12000 rpm aralığında değişmektedir. Helis açısı 30° , mil eksenlerinin kesişme açısı 90° ve diş sayısı 20'dir.

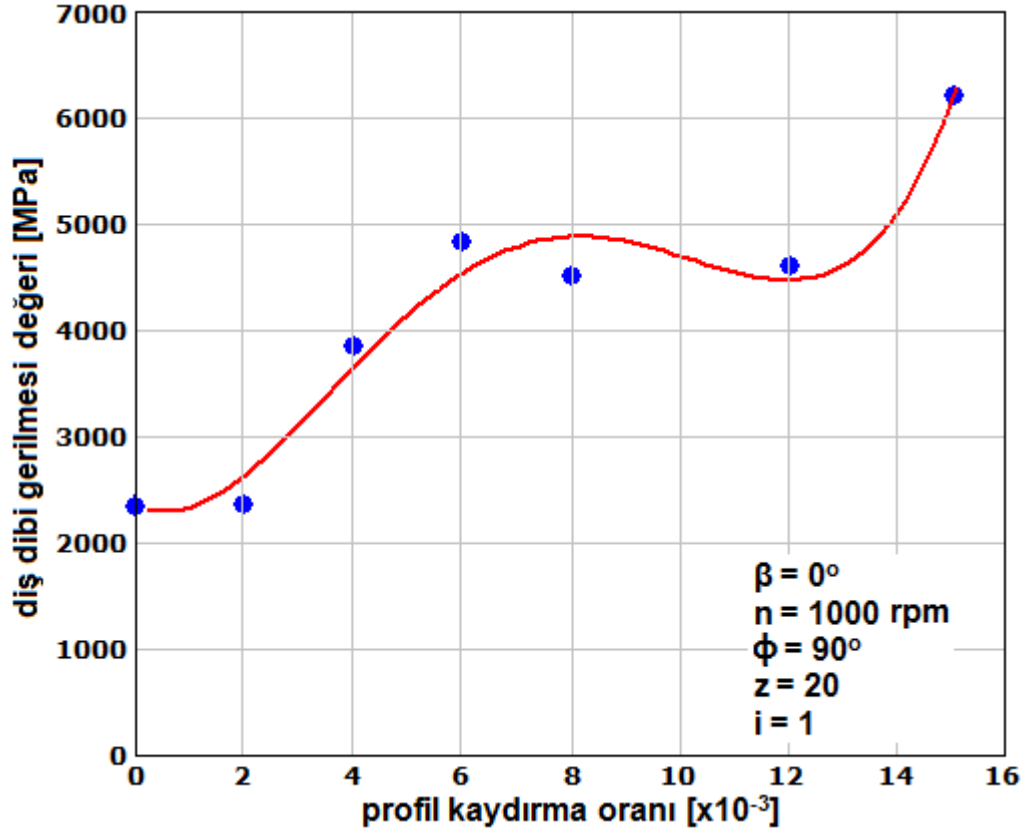


Şekil 2.62. Profil kaydırma oranının değişimine göre diş başı gerilme eğrisi

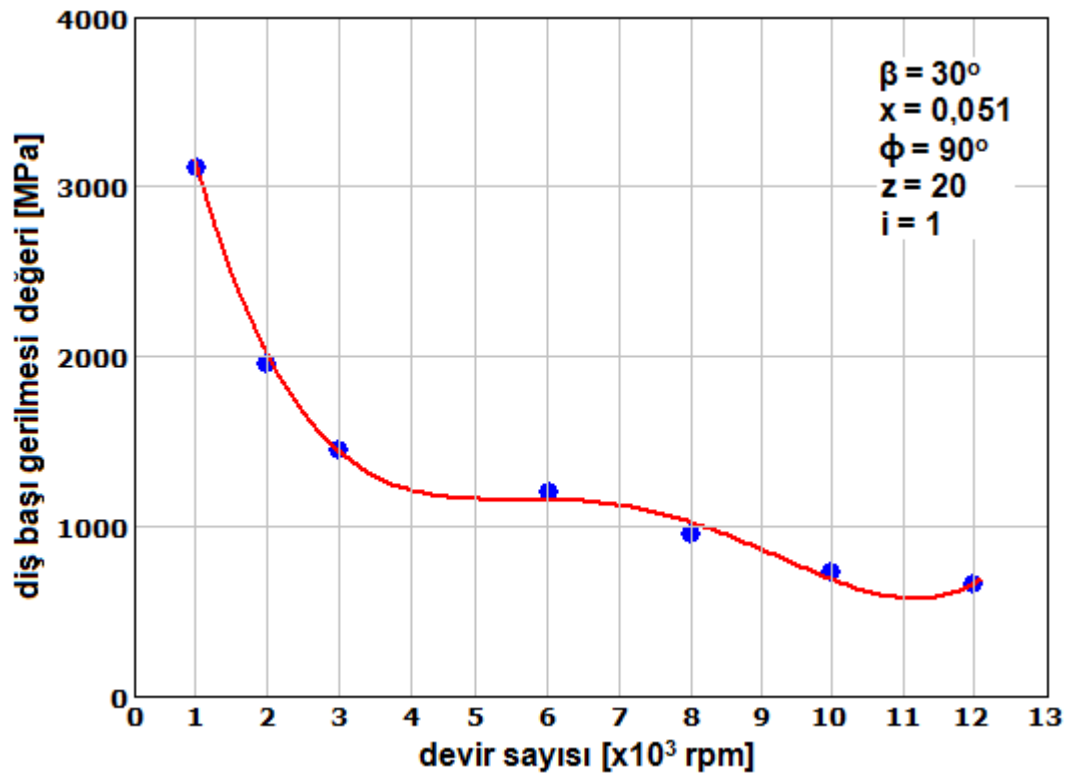
$$\sigma(\phi) = 0,0175 * \phi^3 - 4,549 * \phi^2 + 396,84 * \phi - 8462 \quad (2.104)$$

$$\sigma(\phi) = -0,0069 * \phi^3 + 1,938 * \phi^2 - 159,03 * \phi + 7537 \quad (2.105)$$

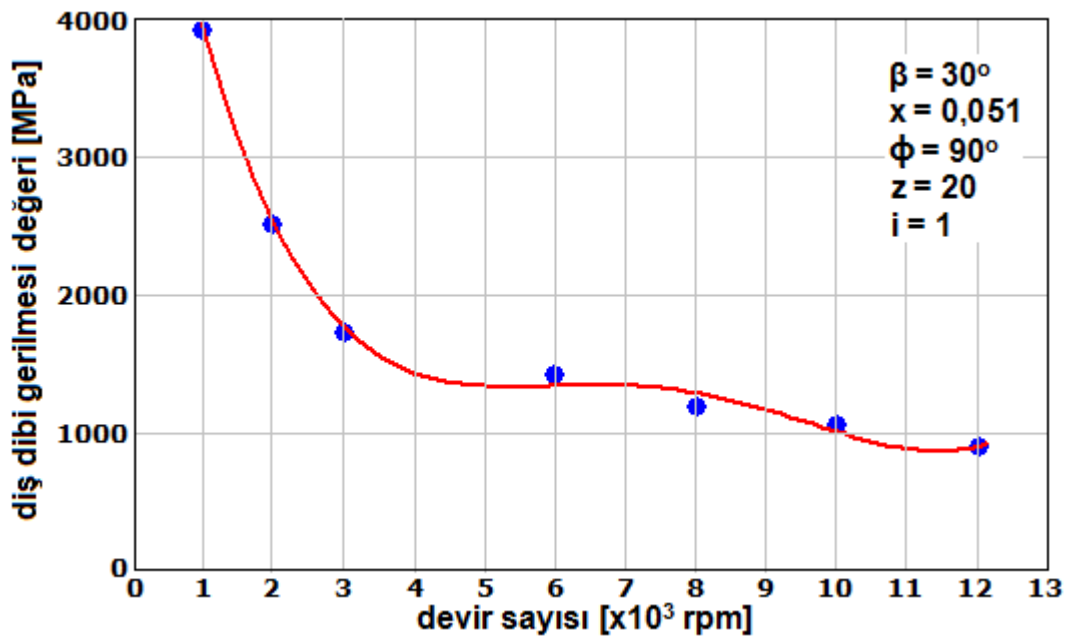
Burada; mil eksenlerinin kesişme açısı $60^\circ \sim 120^\circ$ aralığında değişmektedir. Helis açısı 30° , devir sayısı 1000 rpm ve diş sayısı 20'dir.



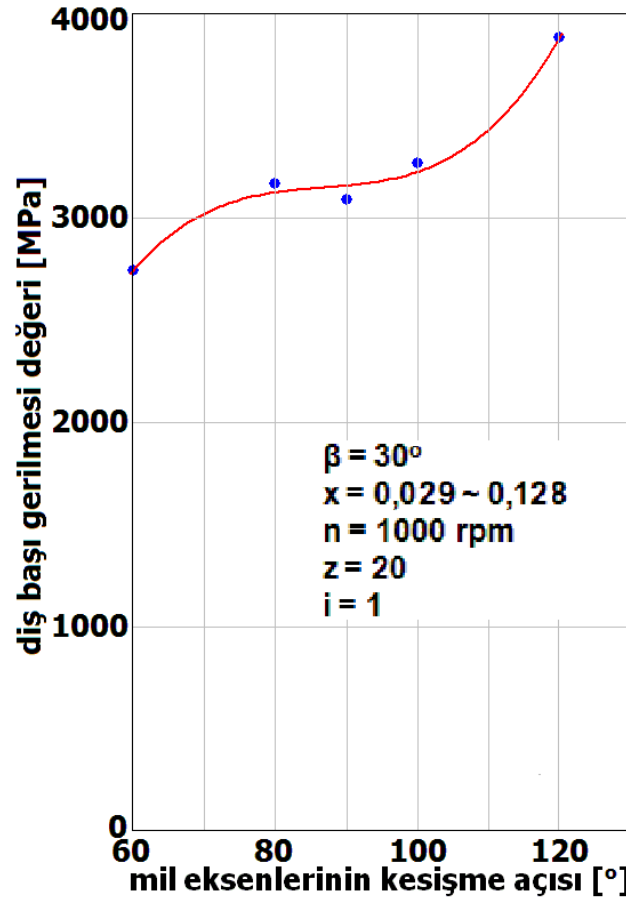
Şekil 2.63. Profil kaydırma oranının değişimine göre diş dibi gerilme eğrisi



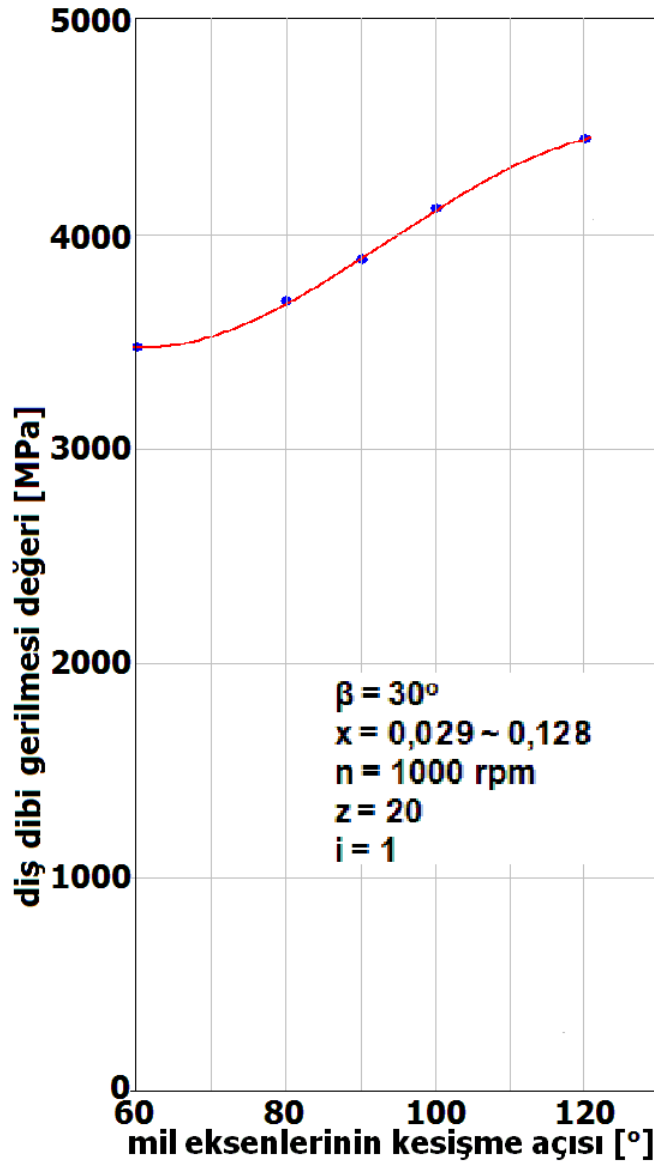
Şekil 2.64. Devir sayısının değişimine göre diş başı gerilme eğrisi



Şekil 2.65. Devir sayısının değişimine göre diş dibi gerilme eğrisi



Şekil 2.66. Mil eksenlerinin kesişme açısının değişimine göre diş başı gerilme eğrisi



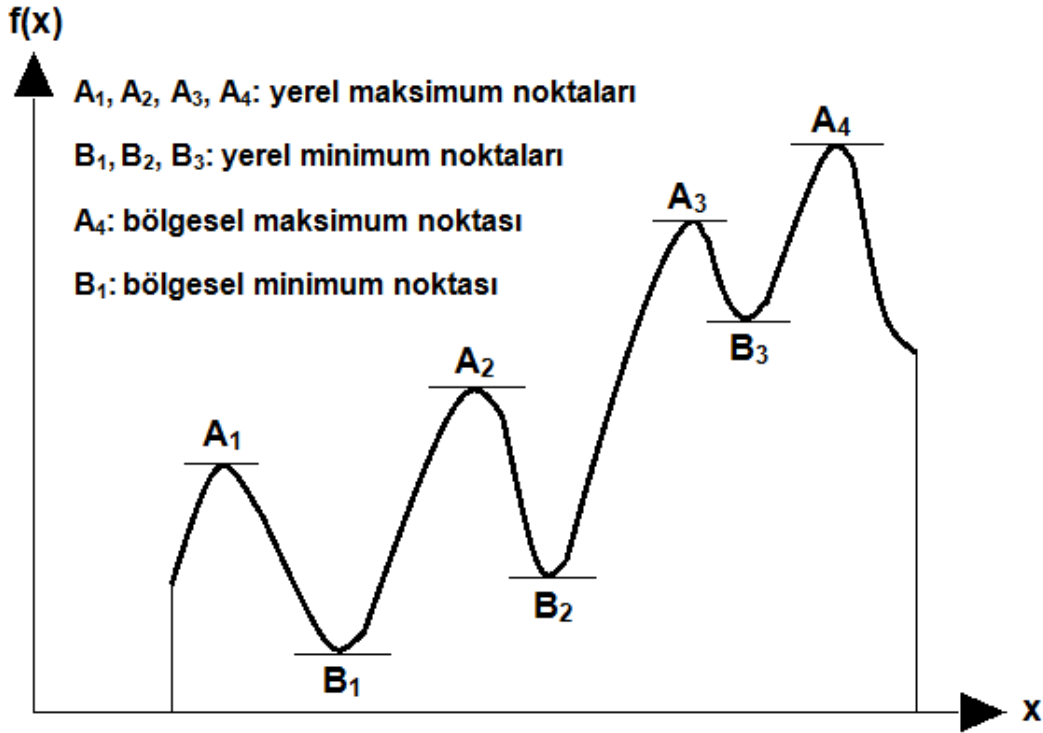
Şekil 2.67. Mil eksenlerinin kesişme açısının değişimine göre diş dibi gerilme eğrisi

2.6. Ekstremum Noktalardaki Gerilme Değerlerinin Belirlenmesi

Elde edilen gerilme formüllerinin değerlendirilerek kritik parametre değerlerinin belirlenmesinde klasik tek değişkenli optimizasyon yöntemi kullanılmıştır. Analitik karakteristikte olan ve uç noktaların türev hesaplamasına ilişkin teknikleri kullanan klasik optimizasyon yöntemleri sürekli ve türevi bulunan fonksiyonların ekstremum noktalarının belirlenmesini sağlar. Tek değişkenli optimizasyon problemi $[a, b]$ aralığında

$f(x)$ fonksiyonunu minimize veya maksimize eden $x=x_0$ değer(ler)inin bulunmasıdır.

Yeterince küçük pozitif ve negatif bütün h değerleri için; $f(x_0) \leq f(x_0+h)$ ise $f(x)$ fonksiyonu $x=x_0$ noktasında yerel minimuma, $f(x_0) \geq f(x_0+h)$ ise $f(x)$ fonksiyonu $x=x_0$ noktasında yerel maksimuma sahiptir. $f(x)$ fonksiyonunun tanımlı olduğu bölgedeki bütün x değerleri için; $f(x_0) \leq f(x)$ ise $x=x_0$ noktasında $f(x)$ mutlak veya bölgesel minimuma, $f(x_0) \geq f(x)$ ise $x=x_0$ noktasında $f(x)$ mutlak veya bölgesel maksimuma sahiptir (Şekil 2.68).



Şekil 2.68. Yerel ve bölgesel ekstremum noktaları [60]

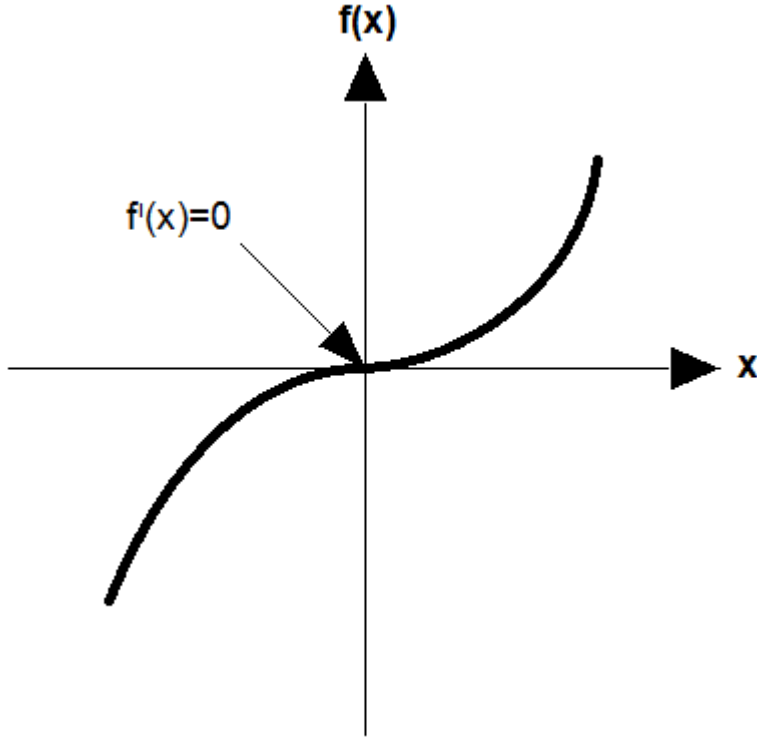
$a \leq x \leq b$ aralığında tanımlı bir $f(x)$ fonksiyonu $a < x < b$ olmak üzere $x=x_0$ noktasında yerel ekstremuma sahipse x_0 noktasında $f(x)$ fonksiyonunun türevi vardır. Bu türev sonlu ise değeri sıfıra eşittir.

$f'(x_0)=f''(x_0)=\dots=f^{(n-1)}(x_0)=0$ ve $f^{(n)}(x_0)\neq 0$ olmak üzere $f(x)$ fonksiyonunun türevinin sıfıra eşit olduğu x_0 noktasının maksimum veya minimum olması için yeterli şartlar aşağıdaki ifadelerle belirlenir.

i) n çift ve $f^{(n)}(x_0)>0$ ise $x=x_0$ noktasında $f(x)$ fonksiyonu yerel minimuma sahiptir.

ii) n çift ve $f^{(n)}(x_0)<0$ ise $x=x_0$ noktasında $f(x)$ fonksiyonu yerel maksimuma sahiptir.

iii) n tek ise $x=x_0$ noktasında $f(x)$ fonksiyonu ekstremuma sahip değildir. x_0 noktası bir dönüm noktasıdır (Şekil 2.69).



Şekil 2.69. Dönüm noktası (durağan nokta) [60]

Helis Açısı – Diş Başı Gerilmeleri

Helis açısına bağlı olarak diş başı gerilmelerinin değişimini belirleyen ifade Eş. 2.98 ile verilmiştir. Bu eşitliğin birinci türevini sıfıra eşitleyen helis açısı değerleri diş başı gerilmelerinin minimum veya maksimum olduğu noktaları verir (Eş. 2.106).

$$\sigma'(\beta) = 0,034072 * \beta^3 - 1,54692 * \beta^2 + 7,658 * \beta + 160,11 = 0 \quad (2.106)$$

Bu üçüncü dereceden denklemin kökleri $\beta_1=-7,54$; $\beta_2=17,70$ ve $\beta_3=35,24$ şeklinde elde edilir. Diş başı gerilme değerlerinin helis açısına göre çözüm aralığı $[0, 45]$ derece olduğuna göre β_1 kökü çözüm aralığı dışında olup anlamsızdır. β_2 ve β_3 kökleri ise çözüm aralığında olup, ekstremum veya durağan noktaya karşılık gelirler. Bu köklerin anlamını belirlemek için gerilme fonksiyonunun ikinci ve gerekirse daha yüksek mertebeden türevleri incelenmelidir. Eş. 2.107'de helis açısına bağlı olarak diş başı gerilmelerinin değişimini veren fonksiyonun ikinci türevi görülmektedir.

$$\sigma''(\beta) = 0,102216 * \beta^2 - 3,09384 * \beta + 7,658 \quad (2.107)$$

Bu eşitlikte β_2 ve β_3 değerleri yerine konularak, sonuçların ayrı ayrı sıfırdan farklı olup olmadığı incelenir (Eş. 2.108 ve Eş. 2.109). Sonucu sıfırdan farklı yapan kökün bulunduğu nokta fonksiyon için kritik noktadır. Sonuç sıfıra eşit ise, bir sonraki türev incelenir.

$$\sigma''(\beta_2) = 0,102216 * (17,70)^2 - 3,09384 * (17,70) + 7,658 = -15,08 \quad (2.108)$$

$$\sigma''(\beta_3) = 0,102216 * (35,24)^2 - 3,09384 * (35,24) + 7,658 = 25,57 \quad (2.109)$$

Bu durumda, her iki kök içinde ikinci türevler sıfırdan farklı olduğundan kritik noktaların anlamını belirler. İkinci türevin derecesi çift olduğundan her iki kök de ekstremum noktalara karşılık gelmektedir. β_2 için ikinci türevin değeri

negatif işaretli olduğundan bu noktada yerel maksimum vardır. β_3 için ikinci türevin değeri pozitif işaretli olduğundan bu noktada yerel minimum vardır. Yerel maksimum ve minimumun değerlerini bulmak için β_2 ve β_3 sırasıyla Eş. 2.98'de yerine konulur (Eş. 2.110 ve Eş. 2.111).

$$\begin{aligned}\sigma(\beta_2) &= 0,008518 * (17,70)^4 - 0,51564 * (17,70)^3 + 3,829 * (17,70)^2 \\ &+ 160,11 * (17,70) + 2276 \approx 4286\end{aligned}\quad (2.110)$$

$$\begin{aligned}\sigma(\beta_3) &= 0,008518 * (35,24)^4 - 0,51564 * (35,24)^3 + 3,829 * (35,24)^2 \\ &+ 160,11 * (35,24) + 2276 \approx 3244\end{aligned}\quad (2.111)$$

Çözüm aralığında; $17,70^\circ$ helis açısına karşılık gelen 4286 MPa değerindeki dış başı gerilmesi yerel maksimum, $35,24^\circ$ helis açısına karşılık gelen 3244 MPa değerindeki dış başı gerilmesi yerel minimum noktasıdır. Çözüm aralığı için her iki değer de bölgesel maksimum veya minimum noktasına karşılık gelmemektedir. Şekil 2.60 incelendiğinde bölgesel minimum noktasının 0° helis açısında, bölgesel maksimum noktasının ise 45° helis açısında ortaya çıktığı görülmektedir. Bu değerler Eş. 2.98'de yerine konularak bölgesel minimum ve maksimum gerilme değerleri bulunur (Eş. 2.112 ve Eş. 2.113).

$$\begin{aligned}\sigma(0) &= 0,008518 * (0)^4 - 0,51564 * (0)^3 + 3,829 * (0)^2 + 160,11 * (0) \\ &+ 2276 \approx 2276\end{aligned}\quad (2.112)$$

$$\begin{aligned}\sigma(45) &= 0,008518 * (45)^4 - 0,51564 * (45)^3 + 3,829 * (45)^2 \\ &+ 160,11 * (45) + 2276 \approx 5176\end{aligned}\quad (2.113)$$

Bölgesel minimum gerilme değeri 0° helis açısına karşılık gelen 2276 MPa ve bölgesel maksimum gerilme değeri ise 45° helis açısına karşılık gelen 5176 MPa olur.

Helis Açısı – Dış Dibi Gerilmeleri

Helis açısına bağlı olarak dış dibi gerilmelerinin değişimini belirleyen ifade Eş. 2.99 ile verilmiştir. Bu eşitliğin birinci türevini sıfıra eşitleyen helis açısı değerleri dış dibi gerilmelerinin minimum veya maksimum olduğu noktaları verir (Eş. 2.114).

$$\sigma'(\beta) = 0,053912 * \beta^3 - 3,57396 * \beta^2 + 53,958 * \beta - 46,56 = 0 \quad (2.114)$$

Bu üçüncü dereceden denklemin kökleri $\beta_1=0,92$; $\beta_2=21,39$ ve $\beta_3=43,98$ şeklinde elde edilir. Dış dibi gerilme değerlerinin helis açısına göre çözüm aralığı $[0, 45]$ derece olduğuna göre her üç kök de çözüm aralığında olup, ekstremum veya durağan noktalara karşılık gelirler. Bu köklerin anlamını belirlemek için gerilme fonksiyonunun ikinci ve gerekirse daha yüksek mertebeden türevleri incelenmelidir. Eş. 2.115'de helis açısına bağlı olarak dış dibi gerilmelerinin değişimini veren fonksiyonun ikinci türevi görülmektedir.

$$\sigma''(\beta) = 0,161736 * \beta^2 - 7,14792 * \beta + 53,958 \quad (2.115)$$

Bu eşitlikte β_1 , β_2 ve β_3 değerleri yerine konularak, sonuçların ayrı ayrı sıfırdan farklı olup olmadığı incelenir (Eş. 2.116–2.118).

$$\sigma''(\beta_1) = 0,161736 * (0,92)^2 - 7,14792 * (0,92) + 53,958 = 47,53 \quad (2.116)$$

$$\sigma''(\beta_2) = 0,161736 * (21,39)^2 - 7,14792 * (21,39) + 53,958 = -24,94 \quad (2.117)$$

$$\sigma''(\beta_3) = 0,161736 * (43,98)^2 - 7,14792 * (43,98) + 53,958 = 52,46 \quad (2.118)$$

β_1 ve β_3 için ikinci türevin değeri pozitif işaretli olduğundan bu noktalarda yerel minimum vardır. β_2 için ikinci türevin değeri negatif işaretli olduğundan

bu noktada yerel maksimum vardır. Bu üç noktadaki gerilme değerleri Eş. 2.119–Eş. 2.121 kullanılarak hesaplanır.

$$\begin{aligned}\sigma(\beta_1) &= 0,013478 * (0,92)^4 - 1,19132 * (0,92)^3 + 26,979 * (0,92)^2 \\ &+ 46,56 * (0,92) + 2631 \approx 2610\end{aligned}\quad (2.119)$$

$$\begin{aligned}\sigma(\beta_2) &= 0,013478 * (21,39)^4 - 1,19132 * (21,39)^3 + 26,979 * (21,39)^2 \\ &+ 46,56 * (21,39) + 2631 \approx 5141\end{aligned}\quad (2.120)$$

$$\begin{aligned}\sigma(\beta_3) &= 0,013478 * (43,98)^4 - 1,19132 * (43,98)^3 + 26,979 * (43,98)^2 \\ &+ 46,56 * (43,98) + 2631 \approx 1849\end{aligned}\quad (2.121)$$

Çözüm aralığında; $0,92^\circ$ helis açısına karşılık gelen 2610 MPa değerindeki ve $43,98^\circ$ helis açısına karşılık gelen 1849 MPa değerindeki dış başı gerilmeleri yerel minimum; $21,39^\circ$ helis açısına karşılık gelen 5141 MPa değerindeki dış başı gerilmesi ise yerel maksimum noktasıdır. Çözüm aralığı için $43,98^\circ$ helis açısına karşılık gelen 1849 MPa değerindeki dış başı gerilmesi aynı zamanda bölgesel minimum; $21,39^\circ$ helis açısına karşılık gelen 5141 MPa değerindeki dış başı gerilmesi ise aynı zamanda bölgesel maksimum noktasıdır.

Profil Kaydırma Oranı – Dış Başı Gerilmeleri

Profil kaydırma oranına bağlı olarak dış başı gerilmelerinin değişimini belirleyen ifade Eş. 2.100 ile verilmiştir. Bu eşitliğin birinci türevini sıfıra eşitleyen profil kaydırma oranı değerleri dış başı gerilmelerinin minimum veya maksimum olduğu noktaları verir (Eş. 2.122).

$$\sigma'(x) = 0,624948 * x^3 - 7,75191 * x^2 + 4,58 * x - 149,67 = 0 \quad (2.122)$$

Bu üçüncü dereceden denklemin kökleri $x_1=-3,64$; $x_2=8,02+1,18i$ ve $x_3=8,02-1,18i$ şeklinde elde edilir. Dış başı gerilme değerlerinin profil kaydırma

oranına göre çözüm aralığı $[0, 15] \times 10^{-3}$ olduğuna göre her üç kök de çözüm aralığı dışındadır. Dolayısıyla çözüm aralığında herhangi bir ekstremum veya durağan nokta bulunmamaktadır. Şekil 2.62 incelendiğinde bölgesel minimum noktasının profil kaydırma oranının sıfır olduğu durumda, bölgesel maksimum noktasının ise profil kaydırma oranının 0,015 olduğu durumda ortaya çıktığı görülmektedir. Bu değerler Eş. 2.100'de yerine konularak bölgesel minimum ve maksimum gerilme değerleri bulunur (Eş. 2.123 ve Eş. 2.124).

$$\begin{aligned}\sigma(0) &= 0,156237 * (0)^4 - 2,58397 * (0)^3 + 2,29 * (0)^2 + 149,67 * (0) \\ &+ 2130 \approx 2130\end{aligned}\quad (2.123)$$

$$\begin{aligned}\sigma(15) &= 0,156237 * (15)^4 - 2,58397 * (15)^3 + 2,29 * (15)^2 \\ &+ 149,67 * (15) + 2130 \approx 4079\end{aligned}\quad (2.124)$$

Çözüm aralığında; profil kaydırma oranının sıfır olduğu durumda ortaya çıkan 2130 MPa değerindeki dış başı gerilmesi bölgesel minimum, profil kaydırma oranının 0,015 olduğu durumda ortaya çıkan 4079 MPa değerindeki dış başı gerilmesi ise bölgesel maksimum noktasıdır.

Profil Kaydırma Oranı – Dış Dibi Gerilmeleri

Profil kaydırma oranına bağlı olarak dış dibi gerilmelerinin değişimini belirleyen ifade Eş. 2.101 ile verilmiştir. Bu eşitliğin birinci türevini sıfıra eşitleyen profil kaydırma oranı değerleri dış dibi gerilmelerinin minimum veya maksimum olduğu noktaları verir (Eş. 2.125).

$$\sigma'(x) = 4,596 * x^3 - 94,538 * x^2 + 493,68 * x - 237,15 = 0 \quad (2.125)$$

Bu üçüncü dereceden denklemin kökleri $x_1=0,53$; $x_2=8,11$ ve $x_3=11,92$ şeklinde elde edilir. Dış dibi gerilme değerlerinin profil kaydırma oranına göre çözüm aralığı $[0, 15] \times 10^{-3}$ olduğuna göre her üç kök te çözüm aralığında

olup, ekstremum veya durağan noktalara karşılık gelirler. Bu köklerin anlamını belirlemek için gerilme fonksiyonunun ikinci ve gerekirse daha yüksek mertebeden türevleri incelenmelidir. Eş. 2.126'da profil kaydırma oranına bağlı olarak diş dibi gerilmelerinin değişimini veren fonksiyonun ikinci türevi görülmektedir.

$$\sigma''(x) = 13,788 * \beta^2 - 189,076 * \beta + 493,68 \quad (2.126)$$

Bu eşitlikte x_1 , x_2 ve x_3 değerleri yerine konularak, sonuçların ayrı ayrı sıfırdan farklı olup olmadığı incelenir (Eş. 2.127–2.129).

$$\sigma''(x_1) = 13,788 * (0,53)^2 - 189,076 * (0,53) + 493,68 = 396,74 \quad (2.127)$$

$$\sigma''(x_2) = 13,788 * (8,11)^2 - 189,076 * (8,11) + 493,68 = -132,81 \quad (2.128)$$

$$\sigma''(x_3) = 13,788 * (11,92)^2 - 189,076 * (11,92) + 493,68 = 199,64 \quad (2.129)$$

x_1 ve x_3 için ikinci türevin değeri pozitif işaretli olduğundan bu noktalarda yerel minimum vardır. x_2 için ise ikinci türevin değeri negatif işaretli olduğundan bu noktada yerel maksimum vardır. Bu üç noktadaki gerilme değerleri Eş. 2.130–Eş. 2.132 kullanılarak hesaplanır.

$$\begin{aligned} \sigma(x_1) &= 1,149 * (0,53)^4 - 31,5127 * (0,53)^3 + 246,84 * (0,53)^2 \\ &- 237,15 * (0,53) + 2344 \approx 2283 \end{aligned} \quad (2.130)$$

$$\begin{aligned} \sigma(x_2) &= 1,149 * (8,11)^4 - 31,5127 * (8,11)^3 + 246,84 * (8,11)^2 \\ &- 237,15 * (8,11) + 2344 \approx 4817 \end{aligned} \quad (2.131)$$

$$\begin{aligned} \sigma(x_3) &= 1,149 * (11,92)^4 - 31,5127 * (11,92)^3 + 246,84 * (11,92)^2 \\ &- 237,15 * (11,92) + 2344 \approx 4414 \end{aligned} \quad (2.132)$$

Çözüm aralığında; $0,53 \times 10^{-3}$ değerindeki profil kaydırma oranına karşılık gelen 2283 MPa değerindeki diş dibi gerilmesi ve $11,92 \times 10^{-3}$ değerindeki profil kaydırma oranına karşılık gelen 4414 MPa değerindeki diş dibi gerilmesi yerel minimum; $8,11 \times 10^{-3}$ değerindeki profil kaydırma oranına karşılık gelen 4817 MPa değerindeki diş dibi gerilmesi ise yerel maksimum noktasıdır. Şekil 2.63'te görüldüğü üzere $0,53 \times 10^{-3}$ değerindeki profil kaydırma oranına karşılık gelen 2283 MPa değerindeki diş dibi gerilmesi aynı zamanda bu çözüm aralığı için bölgesel minimum noktasıdır. Bölgesel maksimum noktası ise profil kaydırma oranının 15×10^{-3} olduğu noktada ortaya çıkan gerilme değeridir (Eş. 2.133).

$$\begin{aligned} \sigma(15) &= 1,149 * (15)^4 - 31,5127 * (15)^3 + 246,84 * (15)^2 - 237,15 * (15) \\ &+ 2344 \approx 6139 \end{aligned} \quad (2.133)$$

Devir Sayısı – Diş Başı Gerilmeleri

Devir sayısına bağlı olarak diş başı gerilmelerinin değişimini belirleyen ifade Eş. 2.102 ile verilmiştir. Bu eşitliğin birinci türevini sıfıra eşitleyen devir sayısı değerleri diş başı gerilmelerinin minimum veya maksimum olduğu noktaları verir (Eş. 2.134).

$$\sigma'(n) = 6,837 * n^3 - 151,807 * n^2 + 1051,41 * n - 2328,88 = 0 \quad (2.134)$$

Bu üçüncü dereceden denklemin kökleri $n_1=11,16$; $n_2=5,52+0,14i$ ve $n_3=5,52-0,14i$ şeklinde elde edilir. Diş başı gerilme değerlerinin devir sayısına göre çözüm aralığı $[1, 12] \times 10^3$ rpm olduğuna göre yalnızca n_1 çözüm aralığında olup, ekstremum veya durağan noktaya karşılık gelir. Eş. 2.135'te devir sayısına bağlı olarak diş başı gerilmelerinin değişimini veren fonksiyonun ikinci türevi görülmektedir.

$$\sigma''(n) = 20,511 * n^2 - 303,615 * n + 1051,412 \quad (2.135)$$

Bu eşitlikte n_1 değeri yerine konularak, sonucun sıfırdan farklı olup olmadığı incelenir (Eş. 2.136).

$$\sigma''(n_1) = 20,511 * (11,56)^2 - 303,615 * (11,56) + 1051,412 = 216,97 \quad (2.136)$$

n_1 için ikinci türevin değeri pozitif işaretli olduğundan bu noktada yerel minimum vardır. Bu noktadaki gerilme değeri Eş. 2.137 kullanılarak hesaplanır.

$$\begin{aligned} \sigma(n_1) &= 1,709 * (11,56)^4 - 50,602 * (11,56)^3 + 525,706 * (11,56)^2 \\ &- 2328,88 * (11,56) + 4929 \approx 593 \end{aligned} \quad (2.137)$$

Şekil 2.64 incelendiğinde, n_1 noktasındaki yerel minimum değerinin aynı zamanda bölgesel minimum olduğu görülmektedir. Bölgesel maksimum noktası ise devir sayısının 1000 rpm olduğu durumda ortaya çıkmaktadır (Eş. 2.138).

$$\begin{aligned} \sigma(1) &= 1,709 * (1)^4 - 50,602 * (1)^3 + 525,706 * (1)^2 - 2328,88 * (1) \\ &+ 4929 \approx 3077 \end{aligned} \quad (2.138)$$

Devir Sayısı – Dış Dibi Gerilmeleri

Devir sayısına bağlı olarak dış dibi gerilmelerinin değişimini belirleyen ifade Eş. 2.103 ile verilmiştir. Bu eşitliğin birinci türevini sıfıra eşitleyen devir sayısı değerleri dış dibi gerilmelerinin minimum veya maksimum olduğu noktaları verir (Eş. 2.139).

$$\sigma'(n) = 7,072 * n^3 - 165,042 * n^2 + 1211,71 * n - 2841,45 = 0 \quad (2.139)$$

Bu üçüncü dereceden denklemin kökleri $n_1=5,35$; $n_2=6,60$ ve $n_3=11,40$ şeklinde elde edilir. Dış başı gerilme değerlerinin devir sayısına göre çözüm aralığı $[1, 12] \times 10^3$ rpm olduğuna göre tüm kökler çözüm aralığında olup,

ekstremum veya durağan noktalara karşılık gelirler. Eş. 2.140'da devir sayısına bağlı olarak dış dibi gerilmelerinin değişimini veren fonksiyonun ikinci türevi görülmektedir.

$$\sigma''(n) = 21,216 * n^2 - 330,084 * n + 1211,714 \quad (2.140)$$

Bu eşitlikte kökler yerine konularak, sonuçların ayrı ayrı sıfırdan farklı olup olmadığı incelenir (Eş. 2.141–Eş. 2.143).

$$\sigma''(n_1) = 21,216 * (5,35)^2 - 330,084 * (5,35) + 1211,714 = 53,53 \quad (2.141)$$

$$\sigma''(n_2) = 21,216 * (6,60)^2 - 330,084 * (6,60) + 1211,714 = -42,46 \quad (2.142)$$

$$\sigma''(n_3) = 21,216 * (11,40)^2 - 330,084 * (11,40) + 1211,714 = 205,37 \quad (2.143)$$

n_1 ve n_3 için ikinci türevin değeri pozitif işaretli olduğundan bu noktalarda yerel minimum vardır. n_2 için ise ikinci türevin değeri negatif işaretli olduğundan bu noktada yerel maksimum vardır. Bu üç noktadaki gerilme değerleri Eş. 2.144–Eş. 2.146 kullanılarak hesaplanır.

$$\begin{aligned} \sigma(n_1) &= 1,768 * (5,35)^4 - 55,0141 * (5,35)^3 + 605,857 * (5,35)^2 \\ &- 2841,45 * (5,35) + 6165 \approx 1329 \end{aligned} \quad (2.144)$$

$$\begin{aligned} \sigma(n_2) &= 1,768 * (6,60)^4 - 55,0141 * (6,60)^3 + 605,857 * (6,60)^2 \\ &- 2841,45 * (6,60) + 6165 \approx 1341 \end{aligned} \quad (2.145)$$

$$\begin{aligned} \sigma(n_3) &= 1,768 * (11,40)^4 - 55,0141 * (11,40)^3 + 605,857 * (11,40)^2 \\ &- 2841,45 * (11,40) + 6165 \approx 865 \end{aligned} \quad (2.146)$$

Çözüm aralığında; $5,35 \times 10^3$ rpm değerindeki devir sayısına karşılık gelen 1329 MPa değerindeki ve $11,40 \times 10^3$ rpm değerindeki devir sayısına karşılık gelen 865 MPa değerindeki dış dibi gerilmeleri yerel minimum; $6,60 \times 10^3$ rpm

değerindeki devir sayısına karşılık gelen 1341 MPa değerindeki diş dibi gerilmesi ise yerel maksimum noktasıdır. Şekil 2.65'te görüldüğü üzere $11,40 \times 10^3$ rpm değerindeki devir sayısına karşılık gelen 865 MPa değerindeki diş dibi gerilmesi aynı zamanda bu çözüm aralığı için bölgesel minimum noktasıdır. Bölgesel maksimum noktası ise devir sayısının 1000 rpm olduğu noktada ortaya çıkan gerilme değeridir (Eş. 2.147).

$$\begin{aligned}\sigma(1) &= 1,768 * (1)^4 - 55,0141 * (1)^3 + 605,857 * (1)^2 - 2841,45 * (1) \\ &+ 6165 \approx 3876\end{aligned}\quad (2.147)$$

Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı – Diş Başı Gerilmeleri

Mil eksenlerinin kesişme açısına bağlı olarak diş başı gerilmelerinin değişimini belirleyen ifade Eş. 2.104 ile verilmiştir. Bu eşitliğin birinci türevini sıfıra eşitleyen mil eksenlerinin kesişme açısı değerleri diş başı gerilmelerinin minimum veya maksimum olduğu noktaları verir (Eş. 2.148).

$$\sigma'(\phi) = 0,0525 * \phi^2 - 9,098 * \phi + 396,84 = 0 \quad (2.148)$$

Bu ikinci dereceden denklemin kökleri $\phi_1=86,65+7,14i$ ve $\phi_2=86,65-7,14i$ şeklinde elde edilir. Diş başı gerilme değerlerinin mil eksenlerinin kesişme açısına göre çözüm aralığı [60, 120] derece olduğuna göre her iki kök de çözüm aralığı dışındadır.

Şekil 2.66 incelendiğinde bölgesel minimum noktasının mil eksenlerinin kesişme açısının 60° olduğu durumda, bölgesel maksimum noktasının ise mil eksenlerinin kesişme açısının 120° olduğu durumda ortaya çıktığı görülmektedir (Eş. 2.149 ve Eş. 2.150).

$$\sigma(60) = 0,0175 * (60)^3 - 4,549 * (60)^2 + 396,84 * (60) - 8462 \approx 2752 \quad (2.149)$$

$$\sigma(120) = 0,0175 * (120)^3 - 4,549 * (120)^2 + 396,84 * (120) - 8462 \approx 3893 \quad (2.150)$$

Buna göre, bölgesel minimum gerilme değeri 2752 MPa ve bölgesel maksimum gerilme değeri 3893 MPa olarak ortaya çıkmaktadır.

Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı – Dış Dibi Gerilmeleri

Mil eksenlerinin kesişme açısına bağlı olarak dış dibi gerilmelerinin değişimini belirleyen ifade Eş. 2.105 ile verilmiştir. Bu eşitliğin birinci türevini sıfıra eşitleyen mil eksenlerinin kesişme açısı değerleri dış başı gerilmelerinin minimum veya maksimum olduğu noktaları verir (Eş. 2.151).

$$\sigma'(\phi) = -0,0207 * \phi^2 + 3,876 * \phi - 159,03 = 0 \quad (2.151)$$

Bu ikinci dereceden denklemin kökleri $\phi_1=60,72$ ve $\phi_2=126,53$ şeklinde elde edilir. Dış başı gerilme değerlerinin mil eksenlerinin kesişme açısına göre çözüm aralığı [60, 120] derece olduğuna göre yalnızca ϕ_1 çözüm aralığında olup, ekstremum veya durağan noktaya karşılık gelir.

Eş. 2.152'de mil eksenlerinin kesişme açısına bağlı olarak dış dibi gerilmelerinin değişimini veren fonksiyonun ikinci türevi görülmektedir.

$$\sigma''(\phi) = -0,0414 * \phi + 3,876 \quad (2.152)$$

Bu eşitlikte ϕ_1 değeri yerine konularak, sonucun sıfırdan farklı olup olmadığı incelenir (Eş. 2.153).

$$\sigma''(\phi_1) = -0,0414 * (60,72) + 3,876 = 1,36 \quad (2.153)$$

ϕ_1 için ikinci türevin değeri pozitif işaretli olduğundan bu noktada yerel minimum vardır. Bu noktadaki gerilme değeri Eş. 2.154 kullanılarak hesaplanır.

$$\begin{aligned}\sigma(\phi_1) = & -0,0069 * (60,72)^3 + 1,938 * (60,72)^2 - 159,03 * (60,72) \\ & + 7537 \approx 3481\end{aligned}\quad (2.154)$$

Şekil 2.67’de görüldüğü üzere $60,72^\circ$ değerindeki mil eksenlerinin kesişme açısına karşılık gelen 3481 MPa değerindeki dış dibi gerilmesi aynı zamanda bu çözüm aralığı için bölgesel minimum noktasıdır. Bölgesel maksimum noktası ise mil eksenlerinin kesişme açısının 120° olduğu noktada ortaya çıkan gerilme değeridir (Eş. 2.155).

$$\begin{aligned}\sigma(120) = & -0,0069 * (120)^3 + 1,938 * (120)^2 - 159,03 * (120) \\ & + 7537 \approx 4437\end{aligned}\quad (2.155)$$

3. SONUÇ VE ÖNERİLER

Elde edilen sonuçlardan; helis açısı, profil kaydırma oranı, devir sayısı ve mil eksenlerinin kesişme açısının temasta olan dişlerde meydana gelen maksimum gerilmeleri önemli derecede etkilediği anlaşılmaktadır. Ayrıca, kavramanın başladığı diş tepe ve taban bölgelerinde ortaya çıkan gerilme değerlerinin dişli malzemelerinin mukavemet değerleriyle kıyaslandığında oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Bu durum konik dişli çarklar üzerine yapılan pek çok çalışmada gözlemlenmiştir. Bu nedenle, dişlerin optimizasyonu konusundaki çalışmalar çoğunlukla bu büyük gerilme değerlerinin düşürülmesi amacını taşımaktadır. Bu gerilmelerin ortaya çıktığı bölgelerde, büyük yüzey deformasyonları ve yüksek miktarda aşınma meydana gelir. Bunun sonucu olarak, dişlilerin çalışma kalitesi zamanla düşer. Gerçekleşen deformasyon ve aşınmalar sonucunda, zamanla ortaya çıkan gerilme değerleri de azalır.

Helis açısının farklı değerleri için oldukça farklı gerilme değerleri elde edilmektedir. Helis açısının değişimiyle gerilme değerlerindeki değişim incelendiğinde, ilk aşamada helis açısının artmasıyla gerilme değerlerinin de arttığı görülmektedir. Diş başı gerilmeleri $17,70^\circ$ helis açısına kadar, diş dibi gerilmeleri ise $21,39^\circ$ helis açısına kadar artış göstermekte ve daha sonra her iki gerilme değeri de düşüşe geçmektedir. Helis açısının çok küçük değerleri göz ardı edildiğinde, diş başı gerilmelerinin minimum değeri helis açısının $35,24^\circ$ olduğu durumda ortaya çıkmaktadır. Diş dibi gerilmelerinin minimum değeri ise helis açısının $43,98^\circ$ olduğu durumda görülmektedir. Helis açısının daha yüksek değerleri için gerilmelerin hızla arttığı gözlemlenmektedir. Bunun sebebi helis açısının 45° üzerindeki değerlerinde dişlerin geometrik sınırlamalar nedeniyle birbirlerine aşırı yaklaşması ve girişim olaylarının artmasıdır. Bu nedenle konik dişli çarklar için helis açısının 45° üzerindeki değerleri tercih edilmez.

Gerçekleştirilen analizler incelendiğinde, profil kaydırma oranının artması ile diş başı ve diş dibi gerilmelerinin genel olarak arttığı gözlemlenmektedir. Bu durum diş başı gerilmeleri için daha açık görülmektedir. Bunun sebebi profil kaydırma işlemi sonucunda diş tepe bölgelerinde dişlerin birbirine çok yaklaşarak kavrama sırasında diş başının diş dibine aşırı bir basınç uygulaması olabilir. Bu nedenle helisel konik dişli çarklarda profil kaydırma uygulanırken alttan kesilme olayı dikkate alınmalıdır. Profil kaydırma oranının 0,0048–0,011 arasında olduğu bölgede diş başı gerilme değerlerinde çok az bir artış ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle, profil kaydırma miktarının bu aralıkta seçilmesi uygun görülmektedir. Diş dibi gerilmeleri için ise durum biraz daha farklıdır. Profil kaydırma oranının 0,00811 değerine kadar gerilme değerleri artmış, daha sonra profil kaydırma oranının 0,0119 değerine kadar düşüşe geçmiştir. Bu noktadan sonra gerilme değerleri hızlı bir şekilde artmaya devam etmiştir. Profil kaydırma oranı için geliştirilen gerilme formüllerine ait eğriler incelendiğinde, çözüm aralığının üst sınırı civarındaki profil kaydırma değerleri için gerilme değerlerinin hızla arttığı görülmektedir.

Gerçekleştirilen analizlere göre, devir sayısı ile dişlerde ortaya çıkan gerilmelerin değişimi incelendiğinde, devir sayısının artması ile gerilmelerin azaldığı görülmektedir. Bunun sebebi analizlerde kullanılan konik dişli çark sistemlerinin güç değerlerinin sabit tutulmasıdır. Bu nedenle devir sayısının artması, burulma momentlerini azaltmıştır. Buna bağlı olarak dişlere etkiyen kuvvet ve gerilme değerleri de azalır. Gerçekleştirilen analizlerin sonuçlarına göre, diş başı ve diş dibi gerilmeleri birbirine çok yakın bir değişim göstermektedir. Buna göre 1000–3000 rpm değerleri arasında diş başı ve diş dibi gerilmeleri hızlı bir şekilde düşmüştür. Daha yüksek devir sayılarında ise, gerilmelerde ihmal edilebilir derecede azalma olmuştur. Her iki durumda da, gerilmelerin minimum değeri 11300 rpm dönme hızı civarında ortaya çıkmıştır.

İletilen moment sabit tutulduğunda, devir sayısının artması ile gerilme değerleri de artacaktır. Ancak gerilme değerlerinin 3000 rpm üzerindeki

hızlarda çok fazla artmaması göstermektedir ki, gerilmelerdeki artış devir sayısının artışına göre düşük seviyede gerçekleşmektedir. Örneğin, 1000 rpm dönme hızında diş başı gerilmesi değeri 3077 MPa iken, 11000 rpm dönme hızında diş başı gerilmesi değeri yaklaşık 6000 MPa olacaktır. Devir sayısındaki ve iletilen güç değerindeki yaklaşık onbir katlık artışa karşılık gerilme değeri yaklaşık iki kat artmış olacaktır. Buna göre, konik dişli çarkların gerilme değerleri üzerinde düşük bir dinamik etki bulunmaktadır.

Gerçekleştirilen analizlerden elde edilen sonuçlar incelendiğinde, mil eksenlerinin kesişme açısının artmasıyla birlikte diş başı ve diş dibi gerilme değerlerinde de artış olduğu görülmektedir. Çözüm aralığında diş başı ve diş dibi gerilmeleri benzer bir seyir izlemektedir. Diş dibi gerilmeleri, diş başı gerilmelerine göre bir miktar daha yüksek değerler almaktadır. Mil eksenlerinin kesişme açısının 80° ~ 100° aralığında, diş başı gerilmeleri çok fazla değişmemektedir.

Helisel konik dişli çarklar karmaşık diş yüzey şekilleri nedeniyle önceden kestirilmesi zor bir temas durumuna sahiptirler. Bu nedenle konik dişli çark imalatı konusunda uzmanlaşmış firmalar ve pek çok araştırmacı diş yüzeylerinin optimizasyonu konusunda çalışmalar yürütmektedirler. Çünkü karşılıklı çalışan diş çiftlerinde temas bölgelerindeki kavrama durumunun iyileştirilmesi için diş yüzeylerinin uygun bir forma getirilmesi şarttır. Bu çalışmada da diş yüzeylerinin şeklini ve dolayısıyla kavrama durumunu etkileyen konik dişli çark parametrelerinin değişiminin ortaya çıkan gerilmeleri ne şekilde etkilediği gözlemlenerek uygun çalışma şartlarının belirlenmesi amaçlanmıştır.

İncelenen parametre sayısının artırılması, farklı parametreler için elde edilen gerilme formüllerinin birleştirilmesi konik dişli çarkların tasarım ve optimizasyonuna katkı sağlayabilecek çalışma konularıdır. Bu çalışmada, mukavemet hesaplamalarından sonlu eleman analizi sonuçları kullanılarak

elde edilen gerilme formüllerine kadar yapılan işlemler, farklı tipte dişli çark sistemleri için düzenlenebilir.

KAYNAKLAR

1. Kurbanoglu, C., "Makina Elemanları – Teori Konstrüksiyon ve Problemler", **Nobel Yayın Dağıtım**, Ankara (2006).
2. Akkurt, M., "Makina Elemanları Cilt I – II", **Birsen Yayınevi**, İstanbul, 445–453, 534–547 (2000).
3. British Standards Institution, "British Standard Bevel Gears (Machine Cut)", **British Standards House**, London, 5–12 (1949).
4. Doğanay, T., "Dişli Çarklar", **Arı Kitabevi Matbaası**, İstanbul, 2–20, 264–319 (1963).
5. Shigley, J. E., Mischke, C. R., Budynas, R. G., "Mechanical Engineering Design – 7th Ed.", **The McGraw Hill Companies**, New York, 774–791 (2004).
6. Handschuh, R. F., Bibel, G. D., "Comparison of Experimental and Analytical Tooth Bending Stress of Aerospace Spiral Bevel Gears", **4th World Congress on Gearing and Power Transmission**, Paris, France, (1999).
7. Juvinall, Robert J., Marshek, Kurt M., "Fundamentals of Machine Component Design 3rd Ed.", **John Wiley & Sons, Inc.**, New York, 692–700 (1999).
8. Niemann, G., "Makina Elemanları – Üçüncü Cilt", **Matbaa Teknisyenleri Koll. Şti.**, İstanbul, 469–480 (1970).
9. Lin, T., Ou, H., Li, R., "A Finite Element Method for 3D Static and Dynamic Contact/Impact Analysis of Gear Drives", **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, 196, 1716–1728 (2007).
10. Thomas, A. K., Charchut, W., "Dişli Çarklar: Mukavemet Hesapları", **İstanbul Teknik Üniversite Matbaası**, Gümüşsuyu, 151–167 (1985).
11. Litvin, F. L., Fuentes, A., "Gear Geometry and Applied Theory – 2nd Ed.", **Cambridge University Press**, Cambridge, 241–266, 627–678 (2004).
12. Alves, M. L., Rodrigues, J. M. C., Martins, P. A. F., "Cold Forging of Gears: Experimental and Theoretical Investigation", **Finite Elements in Analysis and Design**, 37, 549–558 (2001).
13. Nathan, M. K., Prasanna, S., Muthuveerappan, G., "Three Dimensional Mesh Generation Using Principles of Finite Element Method", **Advances in Engineering Software**, 31, 25–34 (2000).

14. Fetvacı, M. C., İmrak, C. E., “Diş Dibi Gerilmelerinin Analizi için Düz Dişli Çarkların Sonlu Eleman Modellenmesi”, **Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi**, 19 (2), 199–203 (2004).
15. Argyris, J., Fuentes, A., Litvin, F. L., “Computerized Integrated Approach for Design and Stress Analysis of Spiral Bevel Gears”, **Computational Methods Application Mechanical Engineering**, 191, 1057–1095 (2002).
16. Lewicki, D. G., Handschuh, R. F., Henry, Z. S., Litvin, F. L., “Low Noise, High Strength Spiral Bevel Gears for Helicopter Transmissions”, **Journal of Propulsion and Power**, 10 (3), 356–361 (1994).
17. Sentoku, H., “Load Distribution and Tooth Root Stress of Bevel Gears”, JSME International Journal Series C – **Mechanical Systems Machine Elements and Manufacturing**, 42 (2), 404–409 (1999).
18. Litvin, F. L., Fuentes, A., Hayasaka, K., “Design, Manufacture, Stress Analysis and Experimental Tests of Low Noise High Endurance Spiral Bevel Gears”, **Mechanisms and Machine Theory**, 41, 83–118 (2006).
19. Jianfeng, L., Junxiao, W., Ge, Z., Wang, S. Y., “Static Analysis of Bevel Gears Using Finite Element Method”, **Communications in Numerical Methods in Engineering**, 14, 367–380 (1998).
20. Sung L. M., Tsai, Y. C., “A Study on the Mathematical Models and Contact Ratios of Extended Cycloid and Cycloid Bevel Gear Sets”, **Mechanism and Machine Theory**, 32 (1), 39–50 (1997).
21. Sheveleva, G. I., Volkov, A. E., Medvedev, V. I., “Algorithms for Analysis of Meshing and Contact of Spiral Bevel Gears”, **Mechanism and Machine Theory**, 42, 198–215 (2007).
22. Di Puccio, F., Gabicini, M., Guicciani, M., “Alternative Formulation of the Theory of Gearing”, **Mechanism and Machine Theory**, 40, 613–637 (2005).
23. Lin, C. Y., Tsay, C. B., Fong, Z. H., “Computer Aided Manufacturing of Spiral Bevel and Hypoid Gears by Applying Optimization Techniques”, **Journal of Materials Processing Technology**, 114, 22–35 (2001).
24. Simon, V., “Computer Simulation of Tooth Contact Analysis of Mismatched Spiral Bevel Gears”, **Mechanism and Machine Theory**, 42, 365–381 (2007).

25. Jehng, W. K., "Computer Solid Modeling Technologies Applied to Develop and Form Mathematical Parametric Tooth Profiles of Bevel Gear and Skew Gear Sets", ***Journal of Materials Processing Technology***, 122, 160–172 (2002).
26. Litvin, F. L., Fuentes, A., Fan, Q., Handschuh, R. F., "Computerized Design, Simulation of Meshing, and Contact and Stress Analysis of Face-Milled Formate Generated Spiral Bevel Gears", ***Mechanism and Machine Theory***, 37, 441–459 (2002).
27. Litvin, F. L., Wang, A. G., Handschuh, R. F., "Computerized Generation and Simulation of Meshing and Contact of Spiral Bevel Gears with Improved Geometry", ***Computational Methods Application Mechanical Engineering***, 158, 35–64 (1998).
28. Xuemei, C., Zongde, F., Hao, X., Jinzhan, S., "Design of Pinion Machine Tool Settings for Spiral Bevel Gears by Controlling Contact Path and Transmission Errors", ***Chinese Journal of Aeronautics***, 21, 179–186 (2008).
29. Vogel, O., Griewank, A., Bar, G., "Direct Gear Tooth Contact Analysis for Hypoid Bevel Gears", ***Computational Methods Application Mechanical Engineering***, 191, 3965–3982 (2002).
30. Li, M., Hu, H. Y., "Dynamic Analysis of a Spiral Bevel Geared Rotor Bearing System", ***Journal of Sound and Vibration***, 259 (3), 605–624 (2003).
31. Wang, J., Lim, T. C., Li, M., "Dynamics of a Hypoid Gear Pair Considering the Effects of Time-Varying Mesh Parameters and Backlash Nonlinearity", ***Journal of Sound and Vibration***, 308, 302–329 (2007).
32. Lin, C. Y., Tsay, C. B., Fong, Z. H., "Mathematical Model Of Spiral Bevel and Hypoid Gears Manufactured by the Modified Roll Method", ***Mechanism and Machine Theory***, 32 (2), 121–136 (1997).
33. Suh, S. H., Lee, E. S., Kim, H. C., Cho, J. H., "Geometric Error Measurement of Spiral Bevel Gears Using a Virtual Gear Model for STEP-NC", ***International Journal of Machine Tools & Manufacture***, 42, 335–342 (2002).
34. Litvin, F. L., De Donno, M., Peng, A., Vorontsov, O., Handschuh, R. F., "Integrated Computer Program for Simulation of Meshing and Contact of Gear Drives", ***Computational Methods Application Mechanical Engineering***, 181, 71–85 (2000).

35. Wang, P. Y., Fong, Z. H., "Mathematical Model of Face-Milling Spiral Bevel Gear with Modified Radial Motion (MRM) Correction", ***Mathematical and Computer Modelling***, 41, 1307–1323 (2005).
36. Suh, S. H., Jung, D. H., Lee, E. S., Lee, S. W., "Modelling, Implementation, and Manufacturing of Spiral Bevel Gears with Crown", ***International Journal of Advanced Manufacturing Technologies***, 21, 775–786 (2003).
37. Park, M., "Failure Analysis of an Accessory Bevel Gear Installed on a J69 Turbojet Engine", ***Engineering Failure Analysis***, 10, 371–382 (2003).
38. Falah, B., Gosselin, C., Cloutier, L., "Experimental and Numerical Investigation of the Meshing Cycle and Contact Ratio in Spiral Bevel Gears", ***Mechanism and Machine Theory***, 33 (1/2), 21–37 (1998).
39. Tsai, Y. C., Hsu, W. Y., "The Study on the Design of Spiral Bevel Gear Sets with Circular Arc Contact Paths and Tooth Profiles", ***Mechanism and Machine Theory***, 43 (9), 1158–1174 (2008).
40. Sfakiotakis, V. G., Katsareas, D. E., Anifantis, N. K., "Boundary Element Analysis of Gear Teeth Fracture", ***Engineering Analysis with Boundary Elements***, 20 (2), 169–175 (1997).
41. Kramberger, J., Sraml, M., Glodez, S., Flaker, J., Potrc, I., "Computational Model for the Analysis of Bending Fatigue in Gears", ***Computers and Structures***, 82, 2261–2269 (2004).
42. Spievak, L. E., Wawrzynek, P. A., Ingraffea, A. R., Lewicki, D. G., "Simulating Fatigue Crack Growth in Spiral Bevel Gears", ***Engineering Fracture Mechanics***, 68, 53–76 (2001).
43. Ramamurti, V., Vijayendra, N. H., Sujatha, C., "Static and Dynamic Analysis of Spur And Bevel Gears Using FEM", ***Mechanism and Machine Theory***, 33 (8), 1177–1193 (1998).
44. Sekercioglu, T., Kovan, V., "Pitting Failure of Truck Spiral Bevel Gear", ***Engineering Failure Analysis***, 14, 614–619 (2007).
45. Kim, D. H., Kim, J. H., Kim, G. G., Lee, Y. S., "Random Fatigue Analysis of Automotive Bevel Gears", ***Trans Key Engineering Materials***, 326–328, 987–990 (2006).
46. Chen, Y., Tsay, C., "Stress Analysis of a Helical Gear Set with Localized Bearing Contact", ***Finite Elements in Analysis and Design***, 38, 707–723 (2002).

- 47.Çakmak, M. S., “Dişli Çarklar – Geometri, Mukavemet, Teknoloji”, İstanbul, (1980).
- 48.Norton, Robert L., “Machine Design – 3th Ed.: An Integrated Approach”, **Prentice-Hall, Inc.**, New Jersey, 697–699, 772–778 (2006).
- 49.AGMA Standard, “ANSI/AGMA 2003-B97 (Revision of ANSI/AGMA 2003-A86): American National Standard – Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, Zerol Bevel and Spiral Bevel Gear Teeth”, **American Gear Manufacturers Association**, Virginia, 9–29, 61–71 (1997).
- 50.SAE Gear and Spline Technical Committee, “AE-15 Gear Design Manufacturing and Inspection Manual”, **Society of Automotive Engineers**, Inc., Pennsylvania, 123–154 (1990).
- 51.AGMA Standard, “ANSI/AGMA 2005-C96: American National Standard – Design Manual for Bevel Gears”, **American Gear Manufacturers Association**, Virginia, 1–20 (1996).
- 52.Dudley, D. W., “Fatigue and Life Predictions of Gears”, **ASM Handbook Fatigue and Fracture**, ASM International, 19, 345–354 (1996).
- 53.Song, J. H., Im, Y. T., “Process Design for Closed Die Forging of Bevel Gear by Finite Element Analyses”, **Journal of Materials Processing Technology**, 192–193, 1–7 (2007).
- 54.Lee, Y. K., Lee, S. R., Lee, C. H., Yang, D. Y., “Process Modification of Bevel Gear Forging Using Three Dimensional Finite Element Analysis”, **Journal of Materials Processing Technology**, 113, 59–63 (2001).
- 55.Simon, V., “FEM Stress Analysis in Hypoid Gears”, **Mechanism and Machine Theory**, 35, 1197–1220 (2000).
- 56.AGMA Technical Paper, “90 FTM 15: Optimal Design of Straight Bevel Gears”, **American Gear Manufacturers Association**, Virginia, 1–8 (1990).
- 57.Litvin, F. L., Fuentes, A., Gonzalez-Perez, I., Carvenali, L., Kawasaki, K., Handschuh, R. F., “Modified Involute Helical Gears: Computerized Design, Simulation of Meshing and Stress Analysis”, **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, 192, 3619–3655 (2003).
- 58.Zhang, Y., Fang, Z., “Analysis of Tooth Contact and Load Distribution of Helical Gears with Crossed Axes”, **Mechanism and Machine Theory**, 34, 41–57 (1999).

59. Ural, A., Heber, G., Wawrzynek, P. A., Ingrassia, A. R., Lewicki, D. G., Neto, J. B. C., "Three Dimensional, Parallel, Finite Element Simulation of Fatigue Crack Growth in a Spiral Bevel Pinion Gear", ***Engineering Fracture Mechanics***, 72, 1148–1170 (2005).
60. Bal, H., "Optimizasyon Teknikleri", ***Gazi Üniversitesi***, Ankara, 4–9 (1995).

EKLER

EK-1 Konik dişli çark tasarım değerleri

Çizelge 1.1. 20° helis açısı, 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 1000 rpm hızla dönen konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri

	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,963
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	1000,0	1000,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	47,75	47,39
Çevrim Oranı	i	[-]	1,000	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	20
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	90	
Basınç Açısı	α	[°]	20,0	
Helis Açısı	β	[°]	20,0	
Modül	m_{et}	[mm]	4,000	
Diş Genişliği	b	[mm]	19,8	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,0270	-0,0270
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	56,569	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	46,669	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	36,769	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	45,0000	45,0000
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	49,1535	48,9358
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	40,2585	40,0413
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	85,810	85,504
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	70,792	70,540
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	55,775	55,576
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	80,000	80,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	65,999	65,999
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	51,999	51,999
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	73,365	73,059
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	60,525	60,273
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	47,686	47,487
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	4,1535	3,9358
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	4,7415	4,9587
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	4,1080	3,8920
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	3,3891	3,2109
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	2,6701	2,5297
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	4,6920	4,9080
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	3,8709	4,0491
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	3,0497	3,1901
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	1446,99	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	1627,42	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	0,00	744,81
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	744,81	0,00
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	3,46	

EK-1 (Devam) Konik dişli tasarım değerleri

Çizelge 1.2. 25° helis açısı, 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 1000 rpm hızla dönen konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri

	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,958
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	1000,0	1000,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	47,75	47,35
Çevrim Oranı	i	[-]	1,000	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	20
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	90	
Basınç Açısı	α	[°]	20,0	
Helis Açısı	β	[°]	25,0	
Modül	m_{et}	[mm]	4,000	
Diş Genişliği	b	[mm]	19,8	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,0340	-0,0340
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	56,569	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	46,669	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	36,769	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	45,0000	45,0000
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	49,1817	48,9076
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	40,2867	40,0132
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	85,849	85,465
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	70,825	70,507
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	55,800	55,550
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	80,000	80,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	65,999	65,999
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	51,999	51,999
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	73,404	73,019
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	60,558	60,240
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	47,711	47,461
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	4,1817	3,9076
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	4,7133	4,9868
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	4,1360	3,8640
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	3,4122	3,1878
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	2,6883	2,5115
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	4,6640	4,9360
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	3,8478	4,0722
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	3,0315	3,2083
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	1446,99	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	1681,19	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	-104,71	849,52
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	849,52	-104,71
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	3,46	

EK-1 (Devam) Konik dişli tasarım değerleri

Çizelge 1.3. 30° helis açısı, 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 1000 rpm hızla dönen konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri

	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,953
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	1000,0	1000,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	47,75	47,30
Çevrim Oranı	i	[-]	1,000	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	20
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	90	
Basınç Açısı	α	[°]	20,0	
Helis Açısı	β	[°]	30,0	
Modül	m_{et}	[mm]	4,000	
Diş Genişliği	b	[mm]	19,8	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,0510	-0,0510
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	56,569	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	46,669	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	36,769	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	45,0000	45,0000
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	49,2502	48,8390
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	40,3551	39,9448
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	85,945	85,368
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	70,904	70,428
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	55,863	55,488
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	80,000	80,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	65,999	65,999
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	51,999	51,999
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	73,500	72,923
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	60,637	60,161
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	47,774	47,399
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	4,2502	3,8390
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	4,6449	5,0552
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	4,2040	3,7960
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	3,4683	3,1317
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	2,7325	2,4673
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	4,5960	5,0040
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	3,7917	4,1283
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	2,9873	3,2525
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	1446,99	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	1751,87	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	-218,32	963,13
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	963,13	-218,32
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	3,46	

EK-1 (Devam) Konik dişli tasarım değerleri

Çizelge 1.4. 35° helis açısı, 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 1000 rpm hızla dönen konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri

	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,947
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	1000,0	1000,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	47,75	47,24
Çevrim Oranı	i	[-]	1,000	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	20
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	90	
Basınç Açısı	α	[°]	20,0	
Helis Açısı	β	[°]	35,0	
Modül	m_{et}	[mm]	4,000	
Diş Genişliği	b	[mm]	19,8	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,0870	-0,0870
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	56,569	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	46,669	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	36,769	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	45,0000	45,0000
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	49,3953	48,6938
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	40,5000	39,8001
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	86,149	85,165
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	71,072	70,260
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	55,995	55,356
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	80,000	80,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	65,999	65,999
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	51,999	51,999
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	73,704	72,720
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	60,805	59,993
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	47,906	47,266
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	4,3953	3,6938
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	4,5000	5,1999
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	4,3480	3,6520
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	3,5871	3,0129
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	2,8261	2,3737
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	4,4520	5,1480
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	3,6729	4,2471
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	2,8937	3,3461
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	1446,99	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	1843,28	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	-344,03	1088,84
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	1088,84	-344,03
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	3,46	

EK-1 (Devam) Konik dişli tasarım değerleri

Çizelge 1.5. 40° helis açısı, 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 1000 rpm hızla dönen konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri

	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,938
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	1000,0	1000,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	47,75	47,16
Çevrim Oranı	i	[-]	1,000	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	20
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	90	
Basınç Açısı	α	[°]	20,0	
Helis Açısı	β	[°]	40,0	
Modül	m_{et}	[mm]	4,000	
Diş Genişliği	b	[mm]	19,8	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,1290	-0,1290
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	56,569	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	46,669	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	36,769	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	45,0000	45,0000
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	49,5644	48,5243
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	40,6692	39,6314
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	86,387	84,927
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	71,268	70,064
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	56,150	55,201
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	80,000	80,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	65,999	65,999
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	51,999	51,999
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	73,942	72,482
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	61,001	59,797
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	48,061	47,112
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	4,5644	3,5243
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	4,3308	5,3686
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	4,5160	3,4840
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	3,7257	2,8743
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	2,9353	2,2645
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	4,2840	5,3160
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	3,5343	4,3857
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	2,7845	3,4553
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	1446,99	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	1960,95	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	-486,14	1230,95
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	1230,95	-486,14
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	3,46	

EK-1 (Devam) Konik dişli tasarım değerleri

Çizelge 1.6. 45° helis açısı, 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 1000 rpm hızla dönen konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri

	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,928
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	1000,0	1000,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	47,75	47,06
Çevrim Oranı	i	[-]	1,000	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	20
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	90	
Basınç Açısı	α	[°]	20,0	
Helis Açısı	β	[°]	45,0	
Modül	m_{et}	[mm]	4,000	
Diş Genişliği	b	[mm]	19,8	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,1830	-0,1830
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	56,569	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	46,669	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	36,769	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	45,0000	45,0000
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	49,7817	48,3063
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	40,8868	39,4146
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	86,692	84,622
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	71,520	69,812
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	56,348	55,003
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	80,000	80,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	65,999	65,999
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	51,999	51,999
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	74,247	72,177
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	61,253	59,545
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	48,259	46,913
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	4,7817	3,3063
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	4,1132	5,5854
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	4,7320	3,2680
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	3,9039	2,6961
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	3,0757	2,1241
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	4,0680	5,5320
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	3,3561	4,5639
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	2,6441	3,5957
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	1446,99	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	2113,03	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	-650,77	1395,58
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	1395,58	-650,77
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	3,46	

EK-1 (Devam) Konik dişli tasarım değerleri

Çizelge 1.7. 30° helis açısı, 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 2000 rpm hızla dönen konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri

	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,953
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	2000,0	2000,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	23,88	23,65
Çevrim Oranı	i	[-]	1,000	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	20
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	90	
Basınç Açısı	α	[°]	20,0	
Helis Açısı	β	[°]	30,0	
Modül	m_{et}	[mm]	4,000	
Diş Genişliği	b	[mm]	19,8	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,0510	-0,0510
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	56,569	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	46,669	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	36,769	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	45,0000	45,0000
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	49,2502	48,8390
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	40,3551	39,9448
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	85,945	85,368
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	70,904	70,428
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	55,863	55,488
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	80,000	80,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	65,999	65,999
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	51,999	51,999
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	73,500	72,923
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	60,637	60,161
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	47,774	47,399
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	4,2502	3,8390
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	4,6449	5,0552
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	4,2040	3,7960
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	3,4683	3,1317
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	2,7325	2,4673
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	4,5960	5,0040
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	3,7917	4,1283
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	2,9873	3,2525
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	723,49	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	875,94	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	-109,16	481,57
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	481,57	-109,16
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	6,91	

EK-1 (Devam) Konik dişli tasarım değerleri

Çizelge 1.8. 30° helis açısı, 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 3000 rpm hızla dönen konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri

	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,953
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	3000,0	3000,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	15,92	15,77
Çevrim Oranı	i	[-]	1,000	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	20
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	90	
Basınç Açısı	α	[°]	20,0	
Helis Açısı	β	[°]	30,0	
Modül	m_{et}	[mm]	4,000	
Diş Genişliği	b	[mm]	19,8	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,0510	-0,0510
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	56,569	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	46,669	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	36,769	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	45,0000	45,0000
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	49,2502	48,8390
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	40,3551	39,9448
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	85,945	85,368
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	70,904	70,428
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	55,863	55,488
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	80,000	80,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	65,999	65,999
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	51,999	51,999
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	73,500	72,923
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	60,637	60,161
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	47,774	47,399
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	4,2502	3,8390
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	4,6449	5,0552
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	4,2040	3,7960
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	3,4683	3,1317
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	2,7325	2,4673
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	4,5960	5,0040
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	3,7917	4,1283
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	2,9873	3,2525
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	482,33	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	583,96	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	-72,77	321,04
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	321,04	-72,77
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	10,37	

EK-1 (Devam) Konik dişli tasarım değerleri

Çizelge 1.9. 30° helis açısı, 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 6000 rpm hızla dönen konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri

	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,953
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	6000,0	6000,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	7,96	7,88
Çevrim Oranı	i	[-]	1,000	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	20
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	90	
Basınç Açısı	α	[°]	20,0	
Helis Açısı	β	[°]	30,0	
Modül	m_{et}	[mm]	4,000	
Diş Genişliği	b	[mm]	19,8	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,0510	-0,0510
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	56,569	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	46,669	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	36,769	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	45,0000	45,0000
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	49,2502	48,8390
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	40,3551	39,9448
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	85,945	85,368
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	70,904	70,428
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	55,863	55,488
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	80,000	80,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	65,999	65,999
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	51,999	51,999
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	73,500	72,923
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	60,637	60,161
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	47,774	47,399
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	4,2502	3,8390
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	4,6449	5,0552
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	4,2040	3,7960
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	3,4683	3,1317
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	2,7325	2,4673
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	4,5960	5,0040
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	3,7917	4,1283
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	2,9873	3,2525
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	241,16	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	291,98	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	-36,39	160,52
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	160,52	-36,39
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	20,73	

EK-1 (Devam) Konik dişli tasarım değerleri

Çizelge 1.10. 30° helis açısı, 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 8000 rpm hızla dönen konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri

	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,953
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	8000,0	8000,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	5,97	5,91
Çevrim Oranı	i	[-]	1,000	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	20
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	90	
Basınç Açısı	α	[°]	20,0	
Helis Açısı	β	[°]	30,0	
Modül	m_{et}	[mm]	4,000	
Diş Genişliği	b	[mm]	19,8	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,0510	-0,0510
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	56,569	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	46,669	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	36,769	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	45,0000	45,0000
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	49,2502	48,8390
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	40,3551	39,9448
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	85,945	85,368
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	70,904	70,428
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	55,863	55,488
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	80,000	80,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	65,999	65,999
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	51,999	51,999
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	73,500	72,923
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	60,637	60,161
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	47,774	47,399
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	4,2502	3,8390
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	4,6449	5,0552
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	4,2040	3,7960
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	3,4683	3,1317
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	2,7325	2,4673
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	4,5960	5,0040
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	3,7917	4,1283
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	2,9873	3,2525
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	180,87	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	218,98	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	-27,29	120,39
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	120,39	-27,29
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	27,65	

EK-1 (Devam) Konik dişli tasarım değerleri

Çizelge 1.11. 30° helis açısı, 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 10000 rpm hızla dönen konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri

	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,953
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	10000,0	10000,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	4,78	4,73
Çevrim Oranı	i	[-]	1,000	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	20
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	90	
Basınç Açısı	α	[°]	20,0	
Helis Açısı	β	[°]	30,0	
Modül	m_{et}	[mm]	4,000	
Diş Genişliği	b	[mm]	19,8	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,0510	-0,0510
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	56,569	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	46,669	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	36,769	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	45,0000	45,0000
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	49,2502	48,8390
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	40,3551	39,9448
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	85,945	85,368
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	70,904	70,428
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	55,863	55,488
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	80,000	80,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	65,999	65,999
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	51,999	51,999
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	73,500	72,923
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	60,637	60,161
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	47,774	47,399
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	4,2502	3,8390
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	4,6449	5,0552
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	4,2040	3,7960
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	3,4683	3,1317
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	2,7325	2,4673
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	4,5960	5,0040
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	3,7917	4,1283
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	2,9873	3,2525
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	144,70	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	175,19	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	-21,83	96,31
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	96,31	-21,83
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	34,56	

EK-1 (Devam) Konik dişli tasarım değerleri

Çizelge 1.12. 30° helis açısı, 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 12000 rpm hızla dönen konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri

	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,953
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	12000,0	12000,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	3,98	3,94
Çevrim Oranı	i	[-]	1,000	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	20
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	90	
Basınç Açısı	α	[°]	20,0	
Helis Açısı	β	[°]	30,0	
Modül	m_{et}	[mm]	4,000	
Diş Genişliği	b	[mm]	19,8	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,0510	-0,0510
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	56,569	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	46,669	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	36,769	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	45,0000	45,0000
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	49,2502	48,8390
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	40,3551	39,9448
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	85,945	85,368
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	70,904	70,428
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	55,863	55,488
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	80,000	80,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	65,999	65,999
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	51,999	51,999
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	73,500	72,923
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	60,637	60,161
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	47,774	47,399
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	4,2502	3,8390
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	4,6449	5,0552
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	4,2040	3,7960
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	3,4683	3,1317
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	2,7325	2,4673
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	4,5960	5,0040
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	3,7917	4,1283
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	2,9873	3,2525
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	120,58	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	145,99	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	-18,19	80,26
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	80,26	-18,19
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	41,47	

EK-1 (Devam) Konik dişli tasarım değerleri

Çizelge 1.13. 30° helis açısı, 20° basınç açısı ve 60° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 1000 rpm hızla dönen konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri

	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,947
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	1000,0	1000,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	47,75	47,24
Çevrim Oranı	i	[-]	1,000	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	20
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	60	
Basınç Açısı	α	[°]	20,0	
Helis Açısı	β	[°]	30,0	
Modül	m_{et}	[mm]	4,000	
Diş Genişliği	b	[mm]	28	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,0290	-0,0290
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	80,000	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	66,000	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	52,000	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	30,0000	30,0000
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	32,9453	32,7795
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	26,6492	26,4836
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	87,129	86,727
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	71,882	71,550
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	56,634	56,373
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	80,000	80,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	66,000	66,000
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	52,000	52,000
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	71,887	71,485
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	59,307	58,975
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	46,727	46,465
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	2,9453	2,7795
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	3,3508	3,5164
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	4,1160	3,8840
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	3,3957	3,2043
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	2,6754	2,5246
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	4,6840	4,9160
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	3,8643	4,0557
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	3,0446	3,1954
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	1446,97	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	1751,85	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	-460,16	986,81
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	873,80	38,39
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	3,46	

EK-1 (Devam) Konik dişli tasarım değerleri

Çizelge 1.14. 30° helis açısı, 20° basınç açısı ve 80° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 1000 rpm hızla dönen konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri

	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,952
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	1000,0	1000,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	47,75	47,29
Çevrim Oranı	i	[-]	1,000	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	20
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	80	
Basınç Açısı	α	[°]	20,0	
Helis Açısı	β	[°]	30,0	
Modül	m_{et}	[mm]	4,000	
Diş Genişliği	b	[mm]	21,8	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,0360	-0,0360
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	62,229	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	51,319	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	40,429	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	40,0000	40,0000
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	43,8099	43,5458
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	35,7211	35,4575
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	86,349	85,908
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	71,224	70,860
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	56,099	55,813
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	80,000	80,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	65,987	65,987
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	51,974	51,974
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	72,867	72,425
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	60,103	59,739
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	47,340	47,053
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	3,8099	3,5458
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	4,2789	4,5425
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	4,1440	3,8560
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	3,4181	3,1806
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	2,6923	2,5052
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	4,6560	4,9440
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	3,8405	4,0780
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	3,0249	3,2120
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	1447,25	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	1752,19	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	-301,49	978,68
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	940,61	-133,58
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	3,46	

EK-1 (Devam) Konik dişli tasarım değerleri

Çizelge 1.15. 30° helis açısı, 20° basınç açısı ve 100° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 1000 rpm hızla dönen konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri

	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,954
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	1000,0	1000,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	47,75	47,31
Çevrim Oranı	i	[-]	1,000	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	20
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	100	
Basınç Açısı	α	[°]	20,0	
Helis Açısı	β	[°]	30,0	
Modül	m_{et}	[mm]	4,000	
Diş Genişliği	b	[mm]	18,3	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,0720	-0,0720
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	52,216	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	43,066	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	33,916	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	50,0000	50,0000
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	54,6946	54,0663
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	45,0613	44,4346
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	85,513	84,772
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	70,528	69,917
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	55,543	55,062
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	80,000	80,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	65,981	65,981
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	51,963	51,963
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	74,199	73,459
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	61,197	60,587
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	48,195	47,714
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	4,6946	4,0663
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	4,9387	5,5654
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	4,2880	3,7120
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	3,5366	3,0615
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	2,7852	2,4111
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	4,5120	5,0880
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	3,7214	4,1964
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	2,9307	3,3048
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	1447,38	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	1752,35	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	-133,59	940,70
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	978,76	-301,52
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	3,45	

EK-1 (Devam) Konik dişli tasarım değerleri

Çizelge 1.16. 30° helis açısı, 20° basınç açısı ve 120° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 1000 rpm hızla dönen konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri

	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,955
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	1000,0	1000,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	47,75	47,32
Çevrim Oranı	i	[-]	1,000	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	20
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	120	
Basınç Açısı	α	[°]	20,0	
Helis Açısı	β	[°]	30,0	
Modül	m_{et}	[mm]	4,000	
Diş Genişliği	b	[mm]	16,2	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,1280	-0,1280
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	46,188	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	38,088	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	29,988	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	60,0000	60,0000
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	65,5794	64,3186
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	54,6960	53,4393
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	84,512	83,488
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	69,691	68,847
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	54,870	54,205
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	80,000	80,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	65,970	65,970
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	51,941	51,941
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	75,712	74,688
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	62,434	61,590
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	49,157	48,492
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	5,5794	4,3186
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	5,3040	6,5607
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	4,5120	3,4880
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	3,7207	2,8763
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	2,9295	2,2646
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	4,2880	5,3120
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	3,5360	4,3804
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	2,7840	3,4489
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	1447,62	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	1752,64	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	38,41	874,19
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	987,25	-460,36
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	3,45	

EK-1 (Devam) Konik dişli tasarım değerleri

Çizelge 1.17. 30° helis açısı, 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 1000 rpm hızla dönen ve çevrim oranı 1,00 olan konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri

	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,953
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	1000,0	1000,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	47,75	47,30
Çevrim Oranı	i	[-]	1,000	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	20
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	90	
Basınç Açısı	α	[°]	20,0	
Helis Açısı	β	[°]	30,0	
Modül	m_{et}	[mm]	3,000	
Diş Genişliği	b	[mm]	14,9	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,0510	-0,0510
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	42,426	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	34,976	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	27,526	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	45,0000	45,0000
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	49,2502	48,8390
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	40,3551	39,9448
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	64,459	64,026
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	53,140	52,783
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	41,821	41,540
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	60,000	60,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	49,464	49,464
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	38,928	38,928
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	55,125	54,692
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	45,445	45,089
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	35,765	35,485
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	4,2502	3,8390
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	4,6449	5,0552
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	3,1530	2,8470
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	2,5993	2,3471
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	2,0457	1,8471
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	3,4470	3,7530
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	2,8417	3,0940
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	2,2364	2,4350
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	1930,69	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	2337,50	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	-291,31	1285,10
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	1285,10	-291,31
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	2,59	

EK-1 (Devam) Konik dişli tasarım değerleri

Çizelge 1.18. 30° helis açısı, 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 1000 rpm hızla dönen ve çevrim oranı 1,25 olan konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri

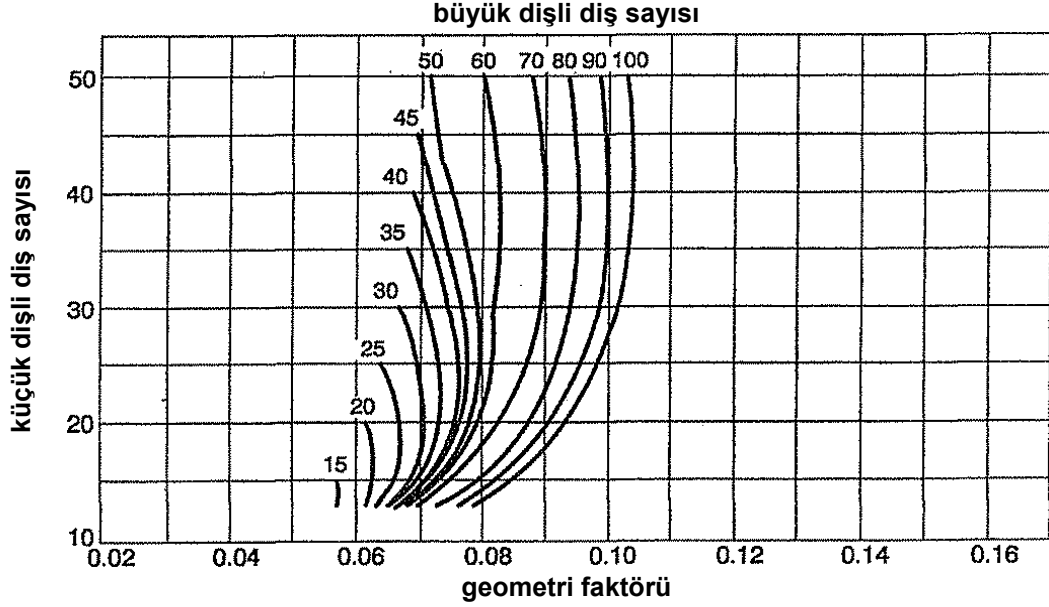
	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,956
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	1000,0	800,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	47,75	59,16
Çevrim Oranı	i	[-]	1,250	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	25
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	90	
Basınç Açısı	α	[°]	20,0	
Helis Açısı	β	[°]	30,0	
Modül	m_{et}	[mm]	3,000	
Diş Genişliği	b	[mm]	16,8	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,1380	-0,1380
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	48,023	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	39,623	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	31,223	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	38,6598	51,3402
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	42,7261	54,4225
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	34,8642	46,5623
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	65,332	78,231
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	53,904	64,547
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	42,477	50,863
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	60,000	75,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	49,505	61,881
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	39,010	48,763
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	55,024	69,985
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	45,400	57,744
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	35,775	45,502
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	4,0663	3,0823
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	3,7956	4,7779
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	3,4140	2,5860
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	2,8168	2,1337
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	2,2197	1,6813
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	3,1860	4,0140
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	2,6287	3,3119
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	2,0714	2,6098
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	1929,09	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	2335,56	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	-431,08	1244,04
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	1244,04	-431,08
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	2,59	

EK-1 (Devam) Konik dişli tasarım değerleri

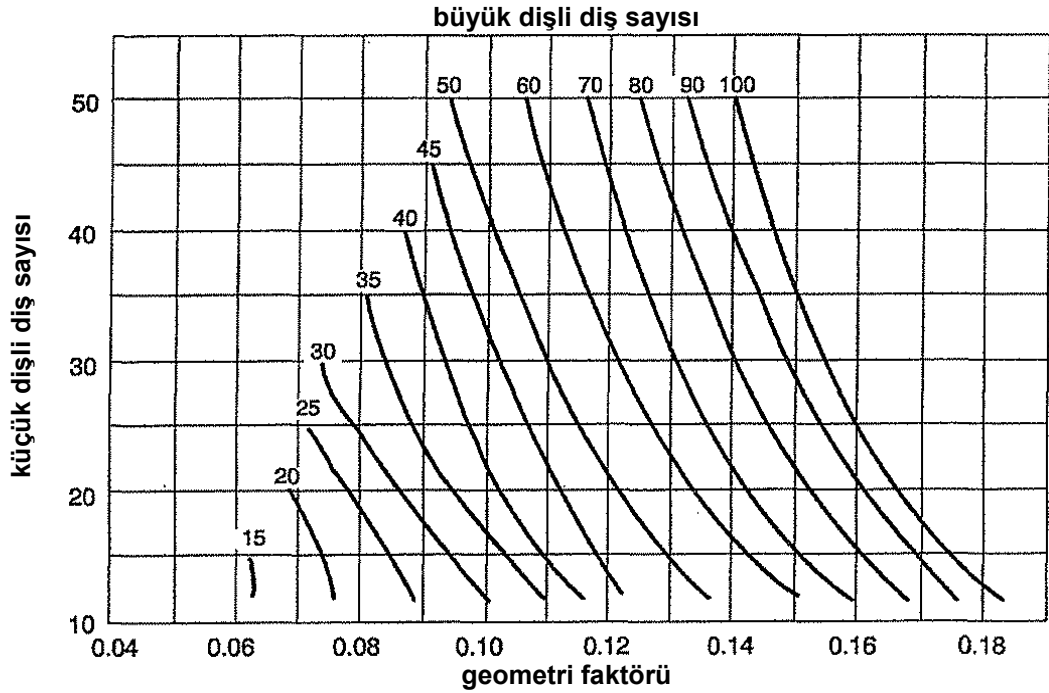
Çizelge 1.19. 30° helis açısı, 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı için dakikada 1000 rpm hızla dönen ve çevrim oranı 1,60 olan konik dişli çark sisteminin tasarım değerleri

	Simge	Birim	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Temel Giriş Parametreleri				
İletilen Güç	P_w	[kW]	5,000	4,957
Devir Sayısı (Hız)	n	[rpm]	1000,0	625,0
Burulma Momenti	M_b	[Nm]	47,75	75,75
Çevrim Oranı	i	[-]	1,600	
Modül ve Geometri Tasarım Parametreleri				
Diş Sayısı	z	[-]	20	32
Mil Eksenlerinin Kesişme Açısı	ϕ	[°]	90	
Basınç Açısı	α	[°]	20,0	
Helis Açısı	β	[°]	30,0	
Modül	m_{et}	[mm]	3,000	
Diş Genişliği	b	[mm]	19,8	
Diş Düzeltme Değerleri				
Diş Başı Yüksekliği Düzeltme Katsayısı	x	[-]	0,2000	-0,2000
Temel Dişli Boyutları				
Taban Düzlemi Koni Uzunluğu	R_e	[mm]	56,604	
Taksimat Düzlemi Koni Uzunluğu	R_m	[mm]	46,704	
Tepe Düzlemi Koni Uzunluğu	R_i	[mm]	36,804	
Koni Yarı Tepe Açısı	δ	[°]	32,0054	57,9946
Diş Başı Koni Yarı Tepe Açısı	δ_a	[°]	35,6445	60,4225
Diş Dibi Koni Yarı Tepe Açısı	δ_f	[°]	28,9716	53,7511
Taban Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ae}	[mm]	66,106	98,544
Taksimat Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{am}	[mm]	54,544	81,309
Tepe Düzlemi Diş Başı Çapı	d_{ai}	[mm]	42,982	64,073
Taban Düzlemi Taksimat Çapı	d_{me}	[mm]	60,000	96,000
Taksimat Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mm}	[mm]	49,506	79,210
Tepe Düzlemi Taksimat Çapı	d_{mi}	[mm]	39,012	62,419
Taban Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fe}	[mm]	54,912	91,548
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fm}	[mm]	45,308	75,536
Tepe Düzlemi Diş Dibi Çapı	d_{fi}	[mm]	35,704	59,525
Diş Başı Açısı	θ_a	[°]	3,6391	2,4279
Diş Dibi Açısı	θ_f	[°]	3,0338	4,2436
Taban Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ae}	[mm]	3,6000	2,4000
Taksimat Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{am}	[mm]	2,9704	1,9802
Tepe Düzlemi Diş Başı Yüksekliği	h_{ai}	[mm]	2,3407	1,5605
Taban Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fe}	[mm]	3,0000	4,2000
Taksimat Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fm}	[mm]	2,4753	3,4654
Tepe Düzlemi Diş Dibi Yüksekliği	h_{fi}	[mm]	1,9506	2,7308
Kuvvet Durumları				
Teğetsel Kuvvet	F_t	[N]	1929,06	
Diş Kuvveti	F_n	[N]	2335,52	
Eksenel Kuvvet	F_a	[N]	-572,33	1185,68
Radyal Kuvvet	F_r	[N]	1185,68	-572,33
Taksimat Dairesinde Çevresel Hızı	v	[m/sn.]	2,59	

EK-2 Değişik tipteki konik dişli çarklara ait geometri faktörü eğrileri [50]

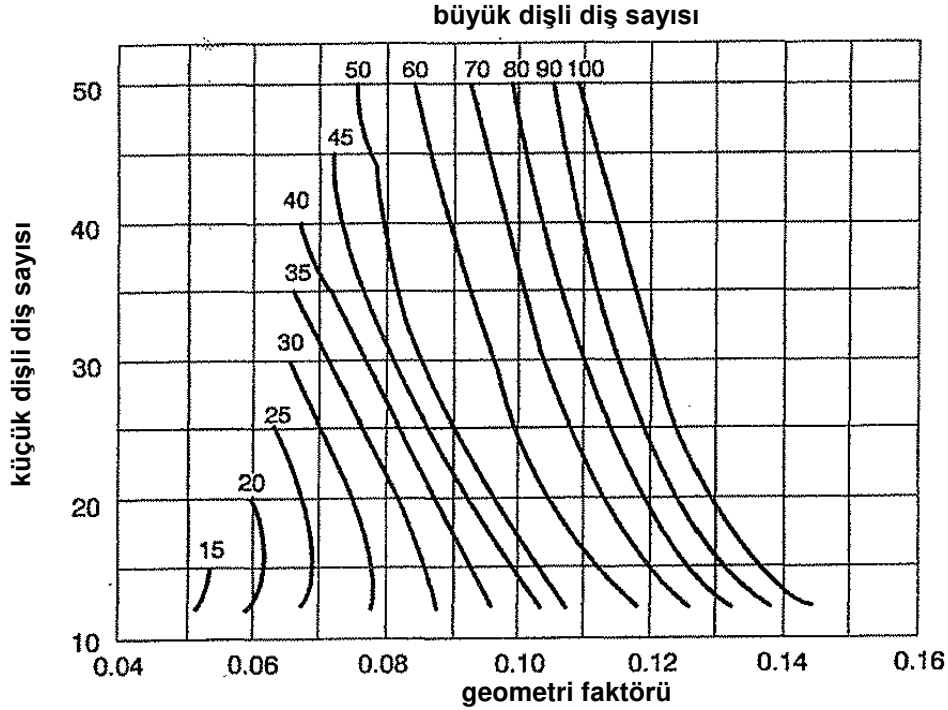


Şekil 2.1. 25° basınç açısı, 0° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde yüzey basıncı mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimi

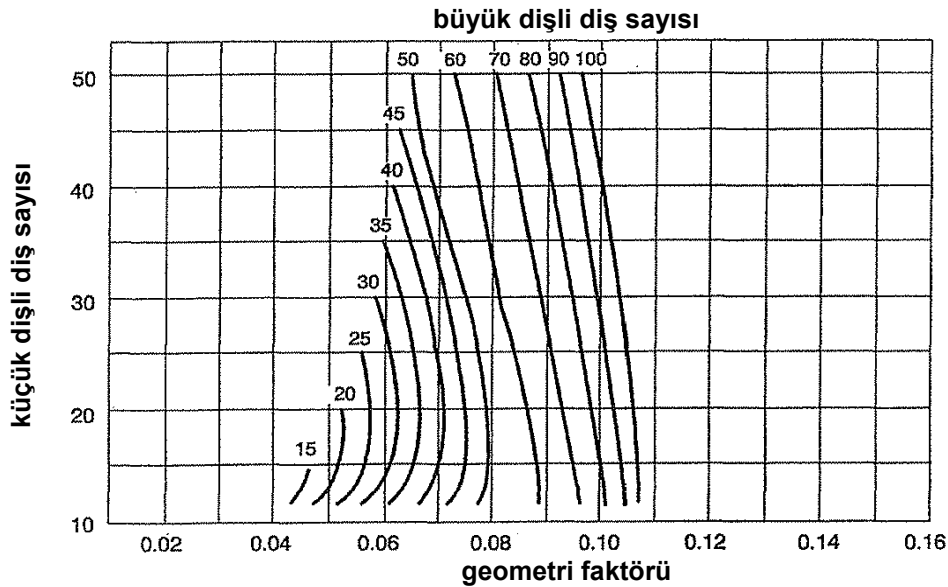


Şekil 2.2. 20° basınç açısı, 35° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde yüzey basıncı mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimi

EK-2 (Devam) Değişik tipteki konik dişlilere ait geometri faktörü eğrileri

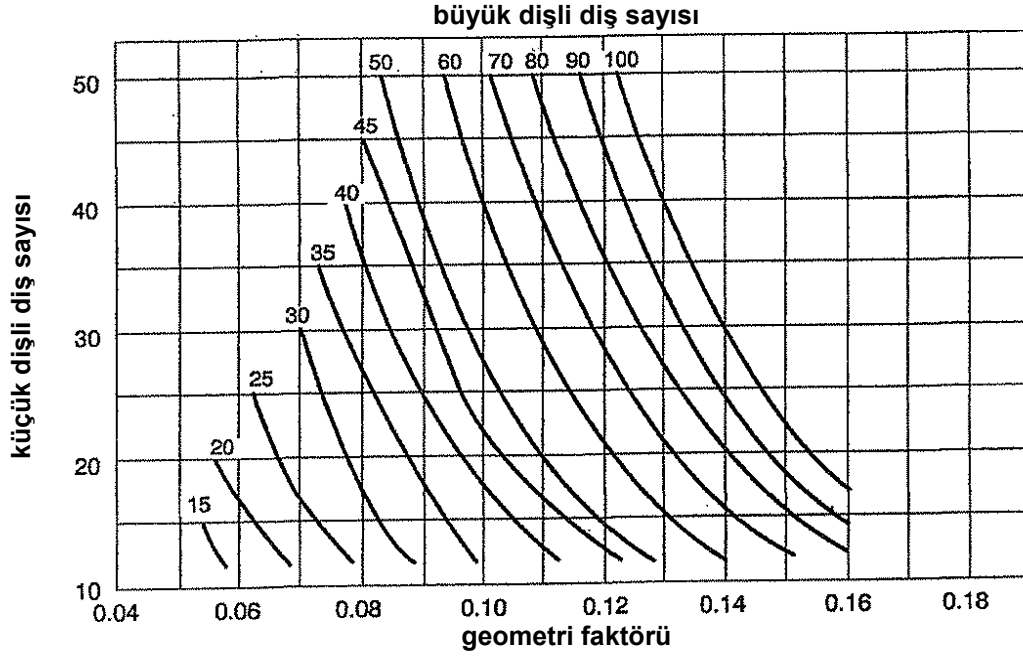
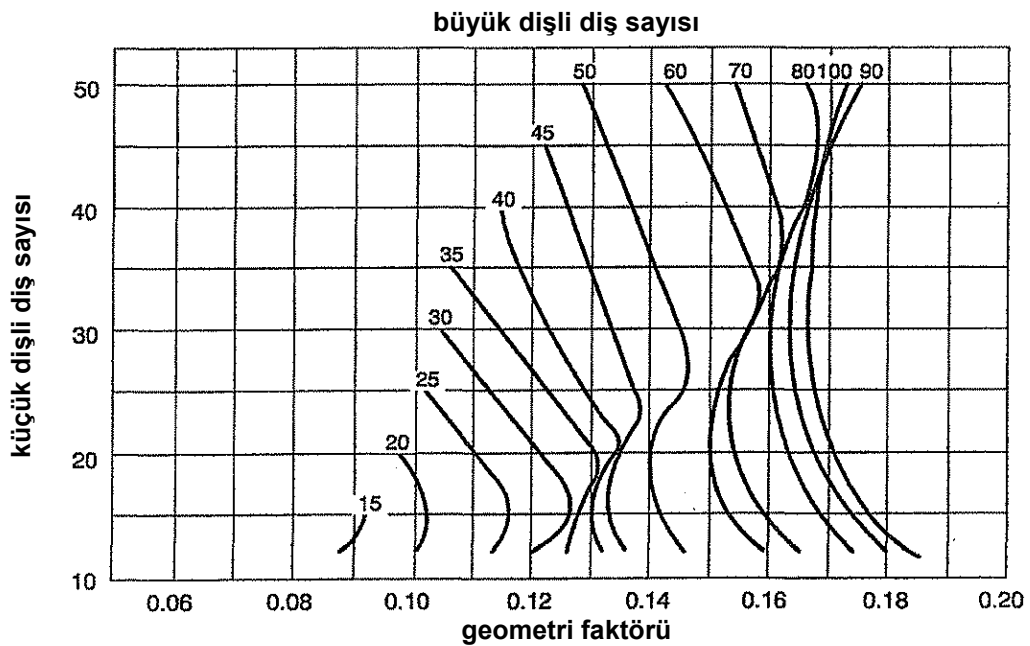


Şekil 2.3. 20° basınç açısı, 25° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde yüzey basıncı mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimi

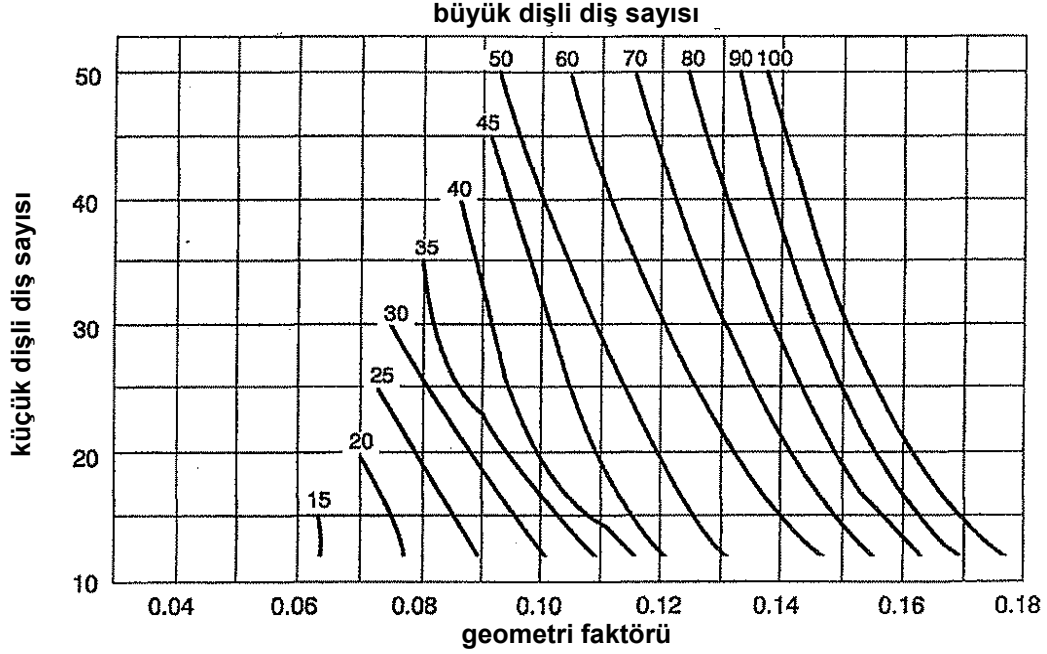


Şekil 2.4. 20° basınç açısı, 15° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde yüzey basıncı mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimi

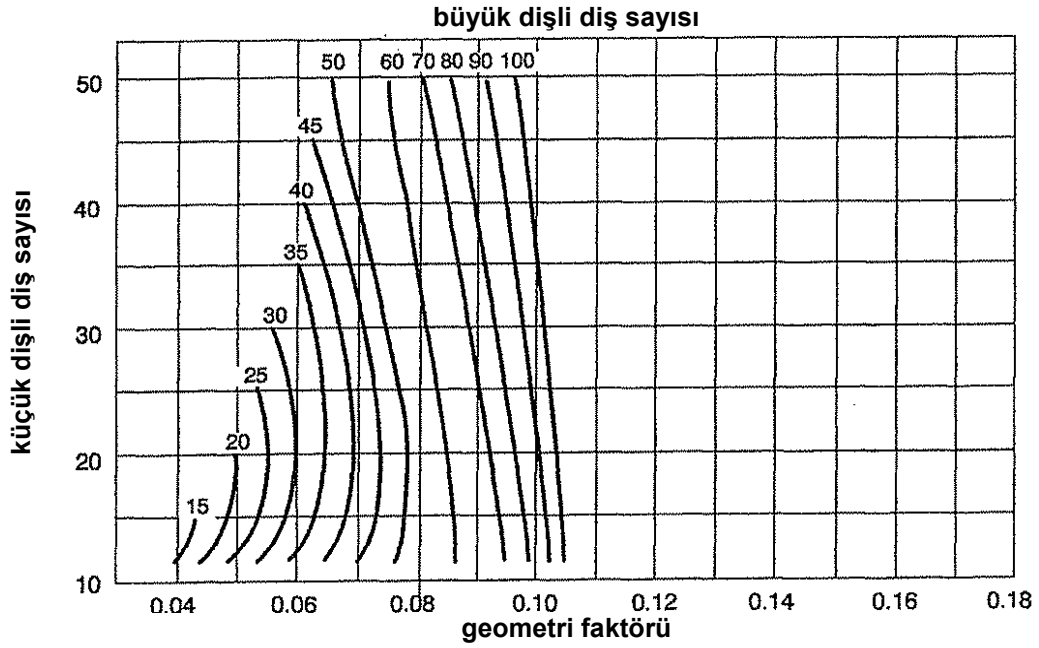
EK-2 (Devam) Değişik tipteki konik dişlilere ait geometri faktörü eğrileri

Şekil 2.5. 20° basınç açısı, 35° helis açısı ve 60° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde yüzey basıncı mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimiŞekil 2.6. 20° basınç açısı, 35° helis açısı ve 120° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde yüzey basıncı mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimi

EK-2 (Devam) Değişik tipteki konik dişlilere ait geometri faktörü eğriler

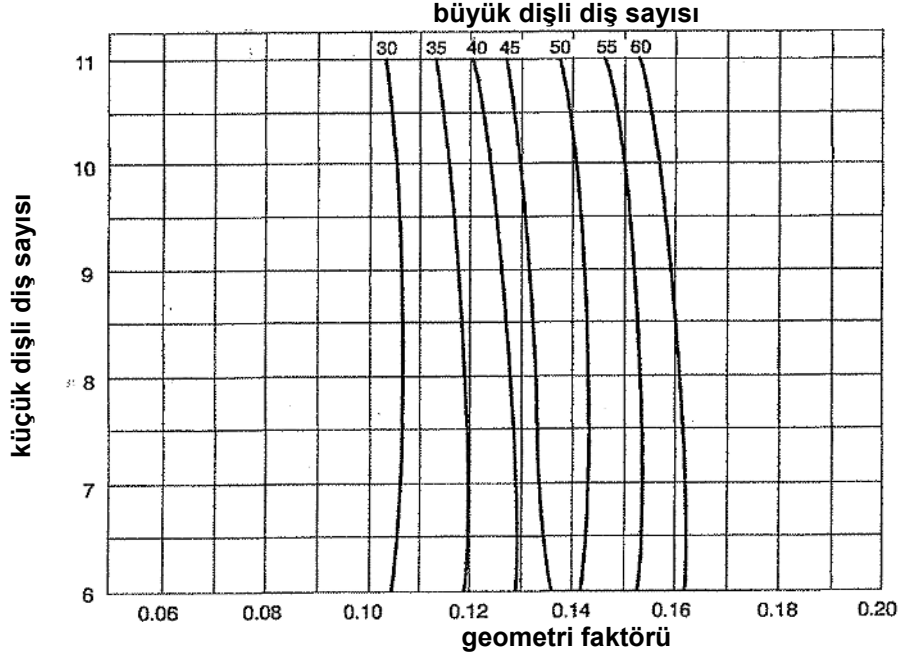


Şekil 2.7. 25° basınç açısı, 35° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde yüzey basıncı mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimi

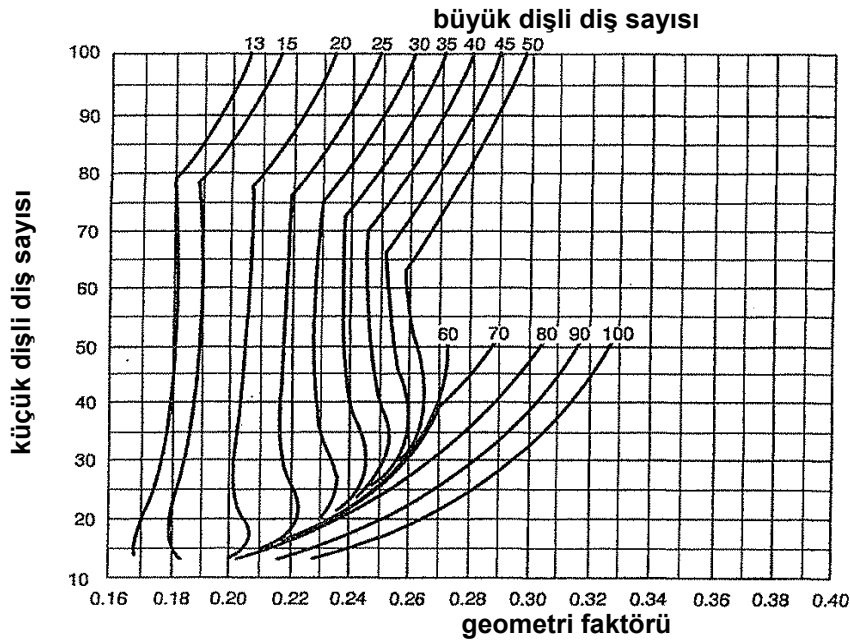


Şekil 2.8. 25° basınç açısı, 15° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde yüzey basıncı mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimi

EK-2 (Devam) Değişik tipteki konik dişlilere ait geometri faktörü eğriler

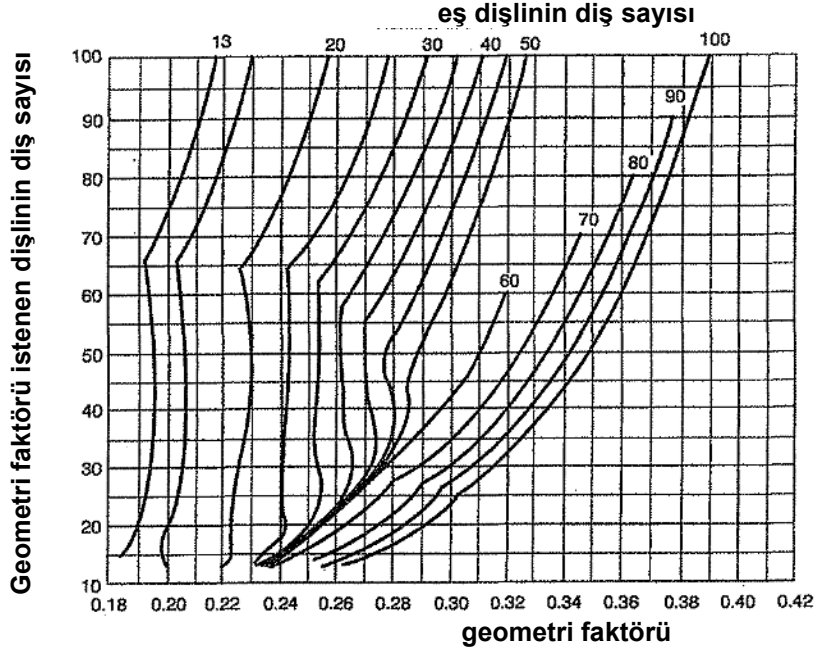


Şekil 2.9. 20° basınç açısı, 35° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir otomobil konik dişli çark sisteminde yüzey basıncı mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimi

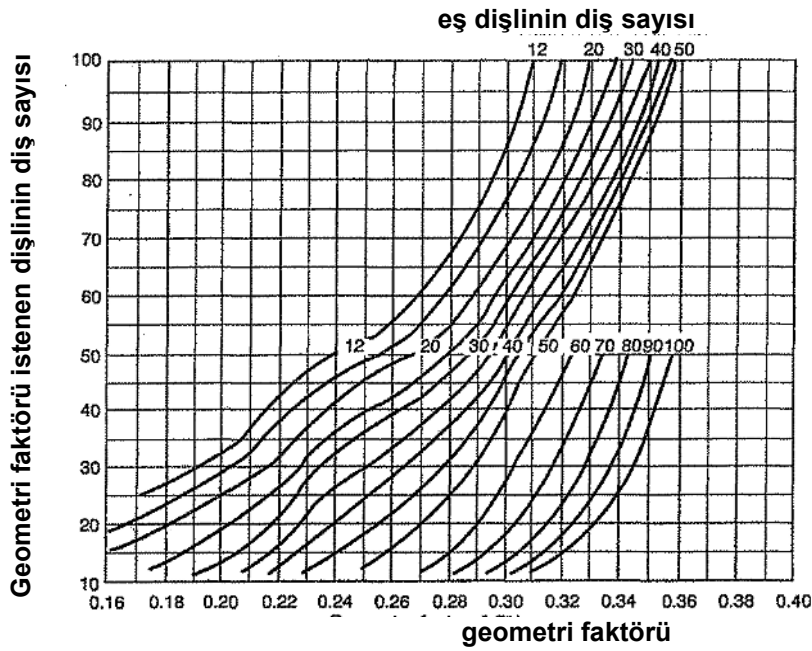


Şekil 2.10. 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir dairesel konik dişli çark sisteminde yüzey basıncı mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimi

EK-2 (Devam) Değişik tipteki konik dişlilere ait geometri faktörü eğriler

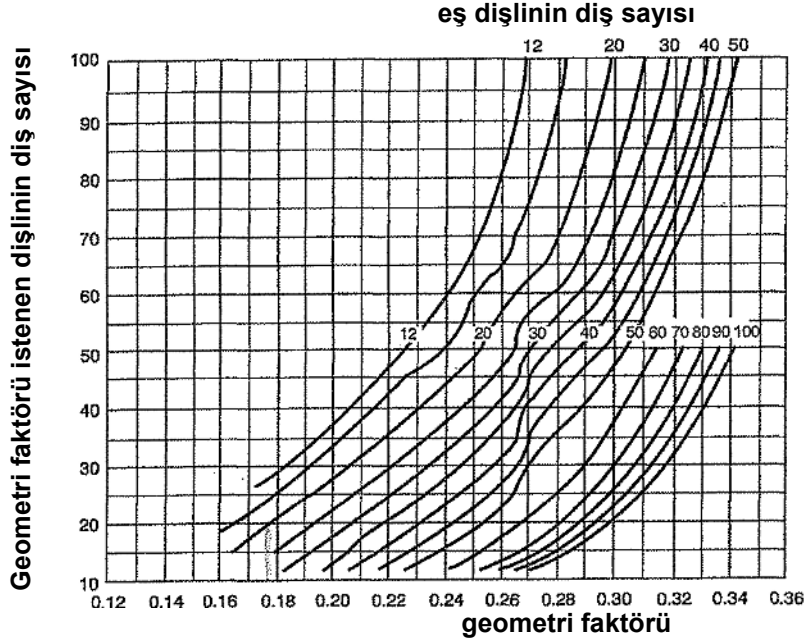


Şekil 2.11. 25° basınç açısı, 0° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde eğilme mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimi

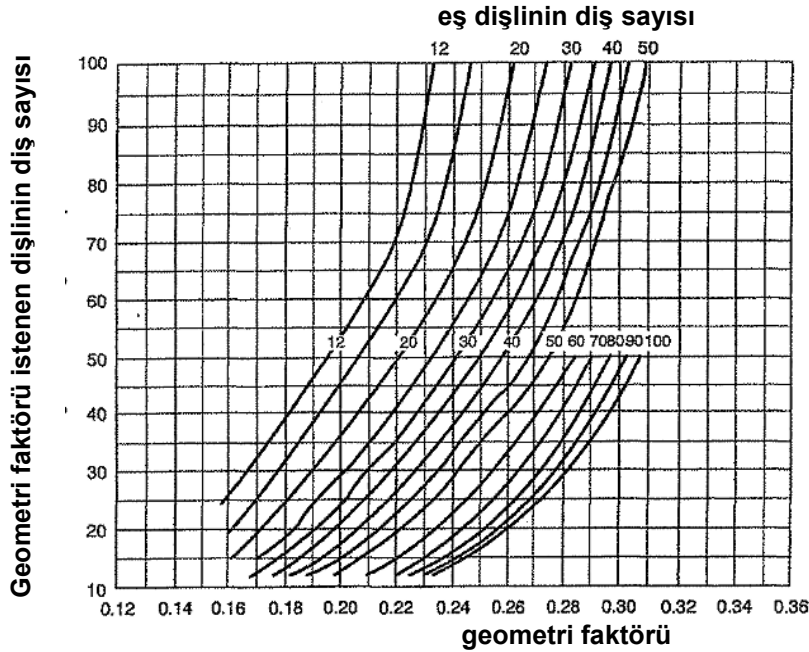


Şekil 2.12. 20° basınç açısı, 35° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde eğilme mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimi

EK-2 (Devam) Değişik tipteki konik dişlilere ait geometri faktörü eğriler

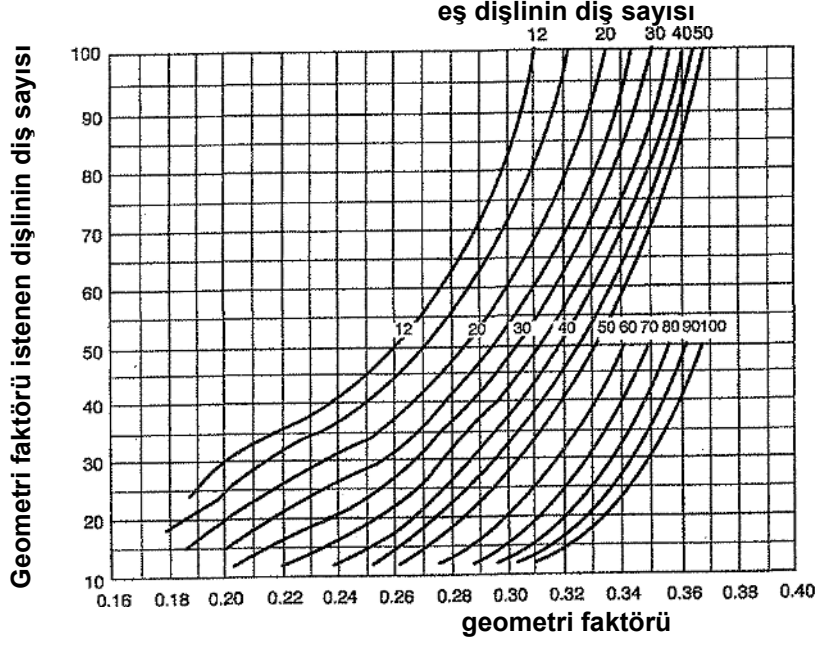


Şekil 2.13. 20° basınç açısı, 25° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde eğilme mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimi

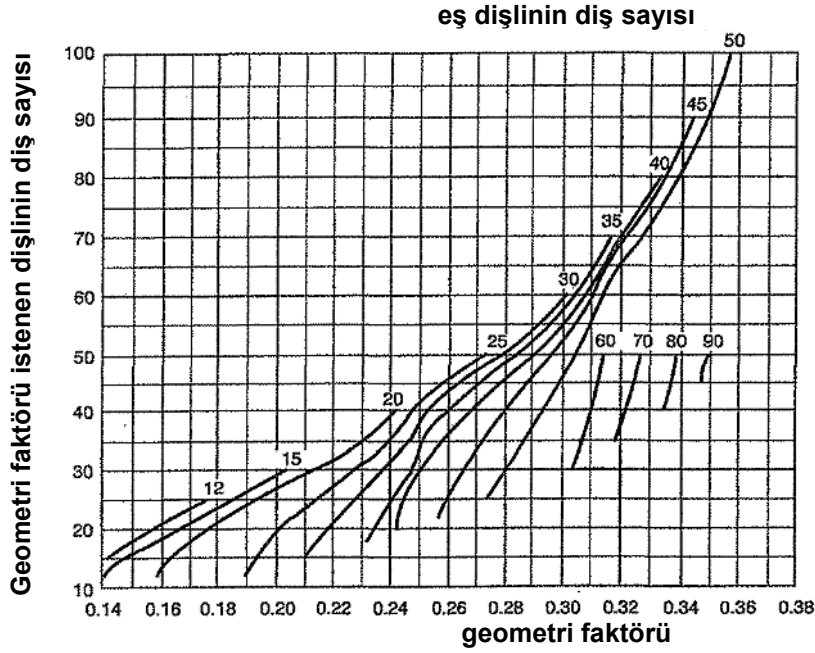


Şekil 2.14. 20° basınç açısı, 15° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde eğilme mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimi

EK-2 (Devam) Değişik tipteki konik dişlilere ait geometri faktörü eğriler

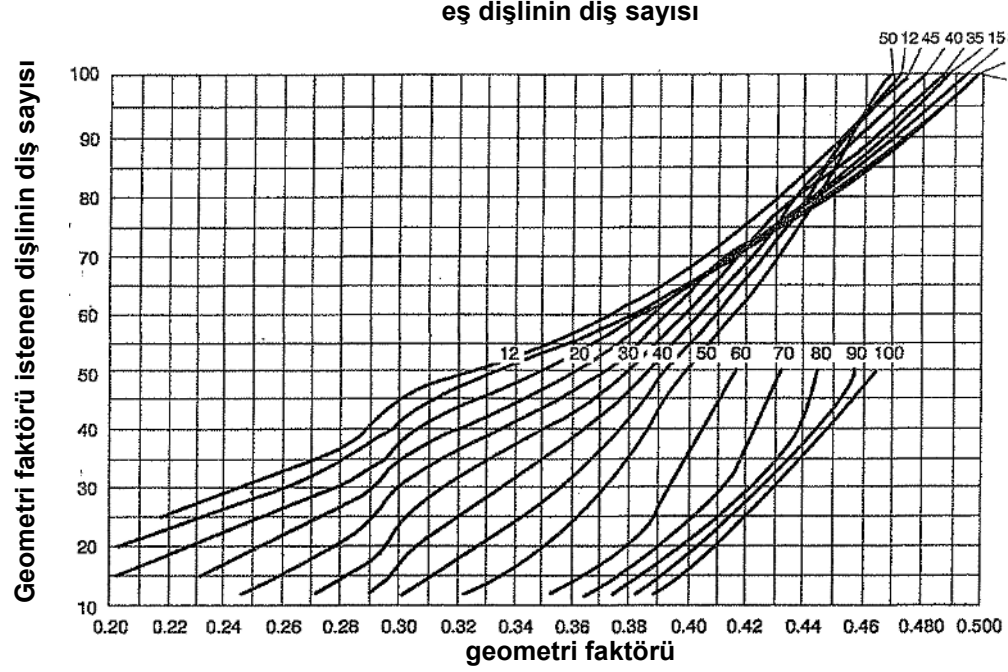


Şekil 2.15. 20° basınç açısı, 35° helis açısı ve 60° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde eğilme mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimi

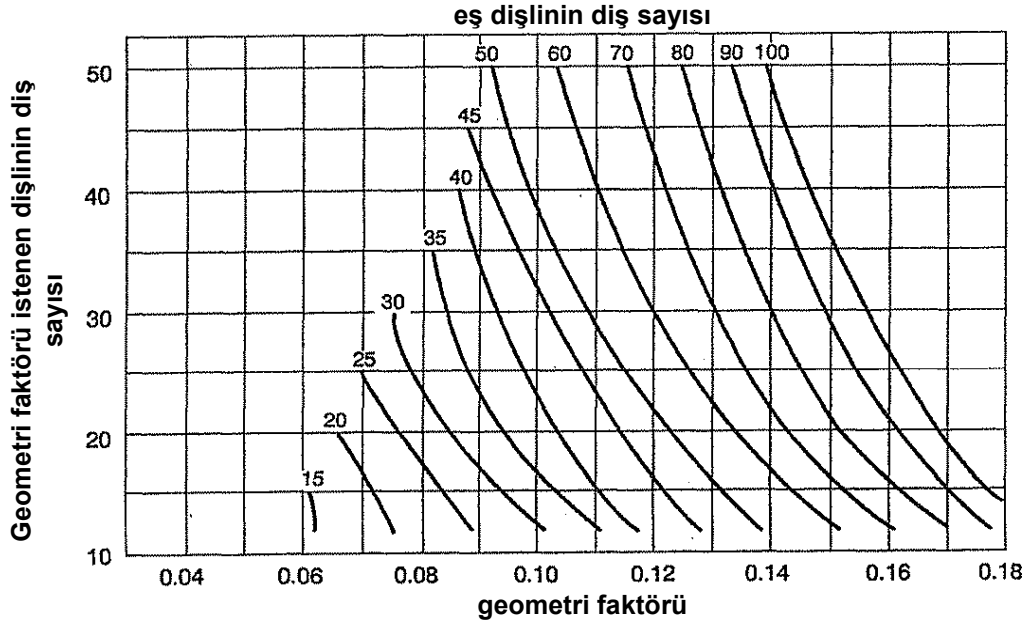


Şekil 2.16. 20° basınç açısı, 35° helis açısı ve 120° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde eğilme mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimi

EK-2 (Devam) Değişik tipteki konik dişlilere ait geometri faktörü eğriler

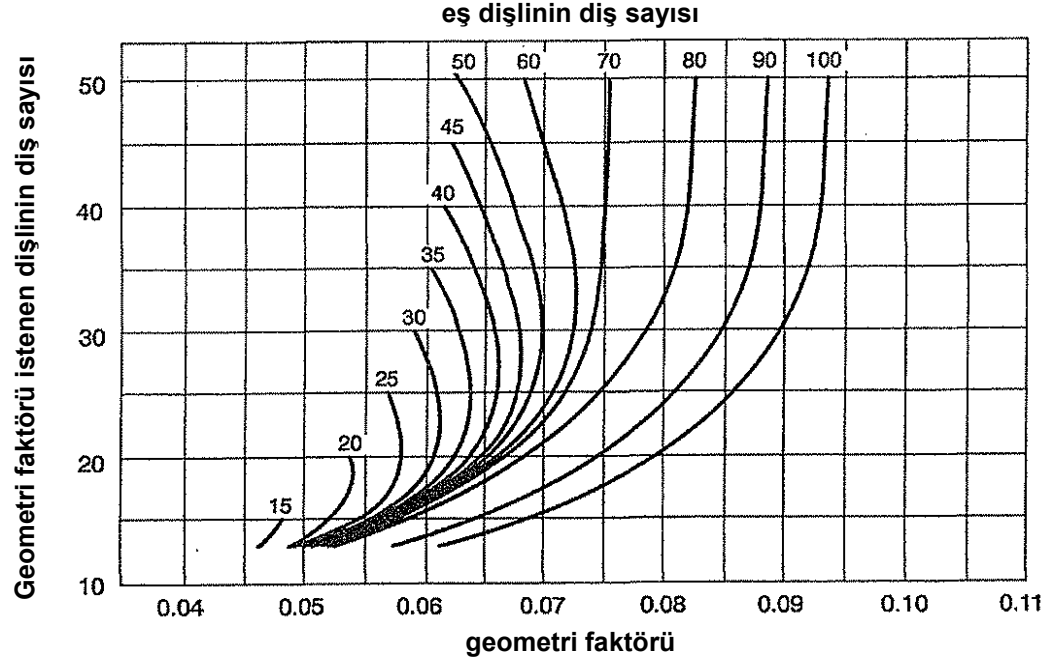


Şekil 2.17. 25° basınç açısı, 35° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde eğilme mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimi

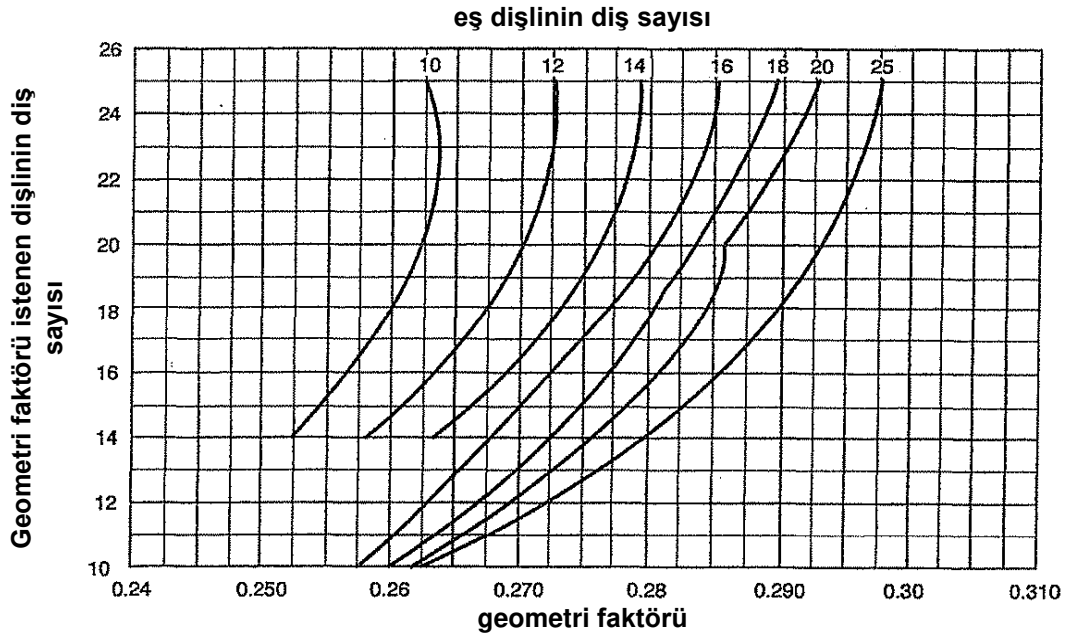


Şekil 2.18. 16° basınç açısı, 35° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir konik dişli çark sisteminde eğilme mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimi

EK-2 (Devam) Değişik tipteki konik dişlilere ait geometri faktörü eğriler

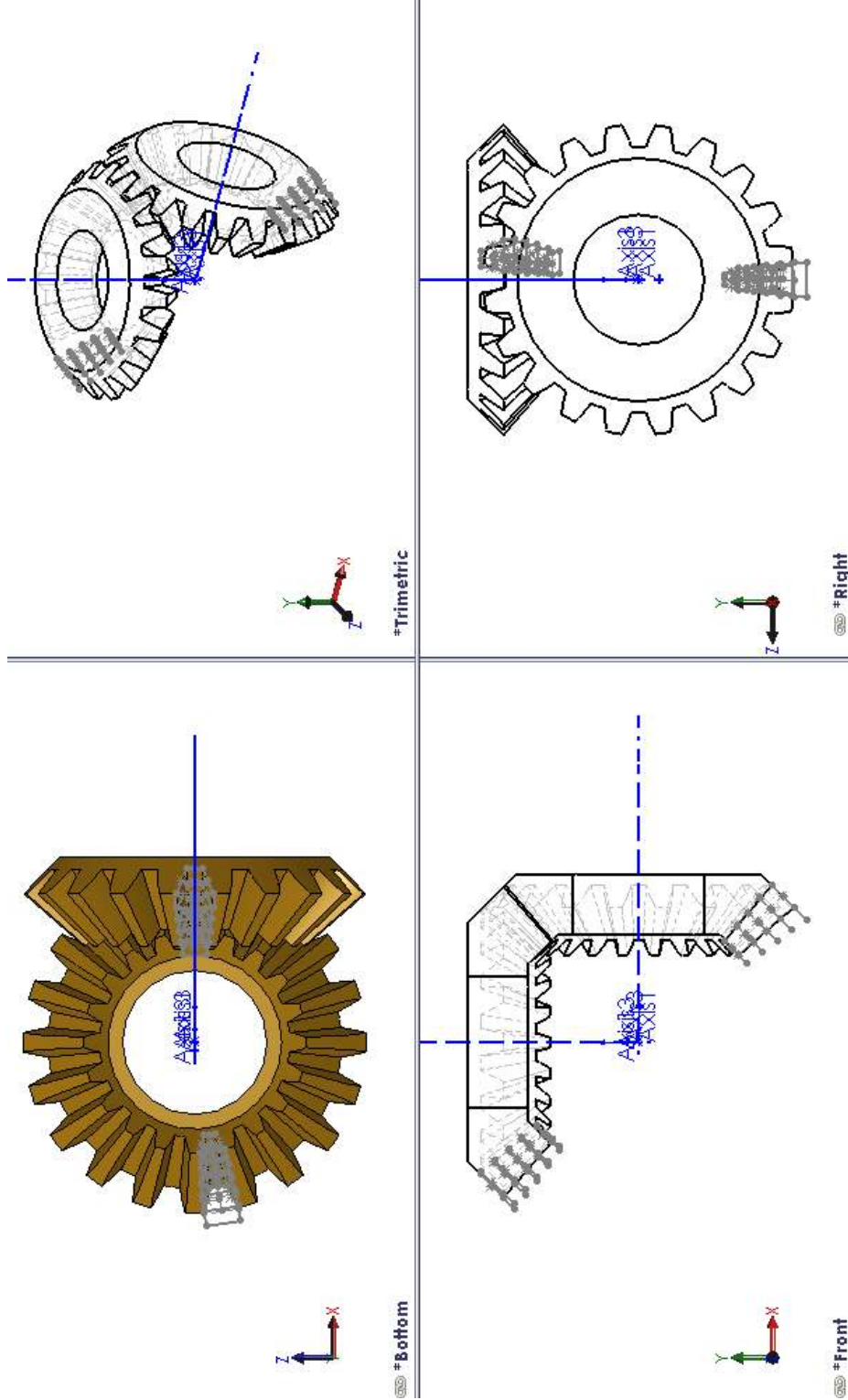


Şekil 2.19. 20° basınç açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir dairesel konik dişli çark sisteminde eğilme mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimi

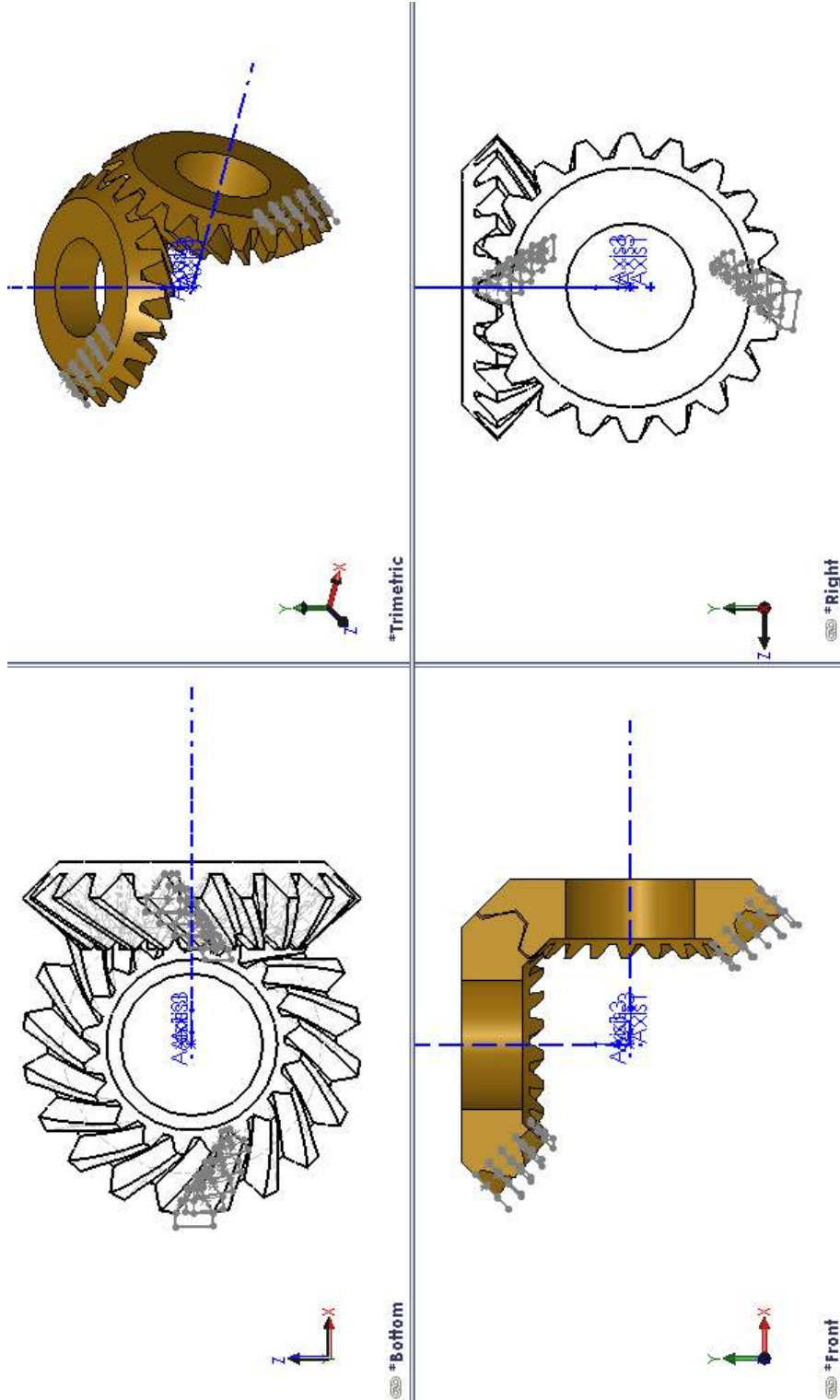


Şekil 2.20. 22,5° basınç açısı, 0° helis açısı ve 90° mil eksenlerinin kesişme açısı olan bir diferansiyel konik dişli çark sisteminde eğilme mukavemeti için geometri faktörünün diş sayılarına bağlı değişimi

EK-3 Modellere ait örnek konik dişli çark görünümleri

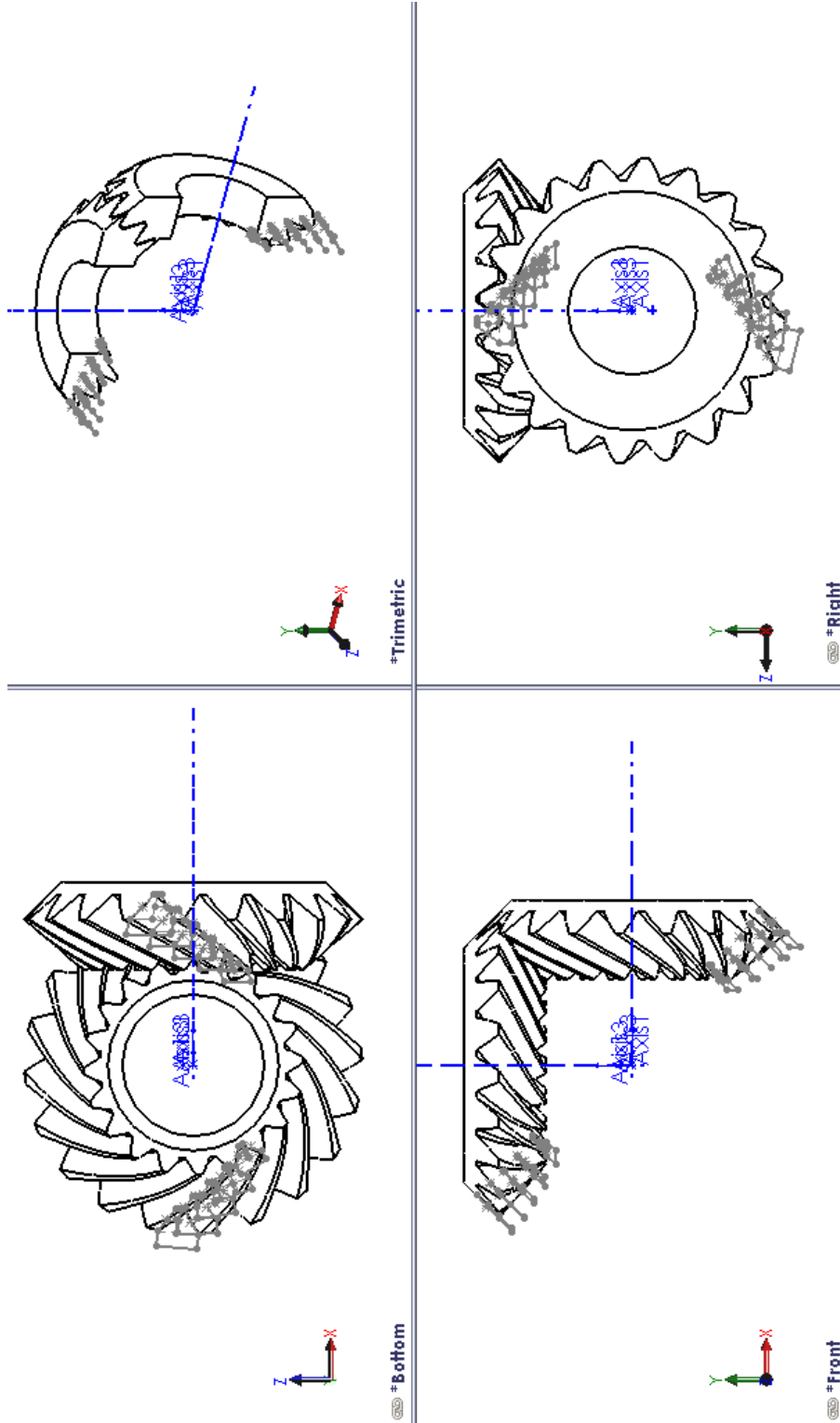
Şekil 3.1. 0° helis açısı, 90° mil eksenlerinin kesişme açısı, 20° basınç açısı ve 20 adet diş

EK-3 (Devam) Modellerne ait örnek dişli çark görünümleri



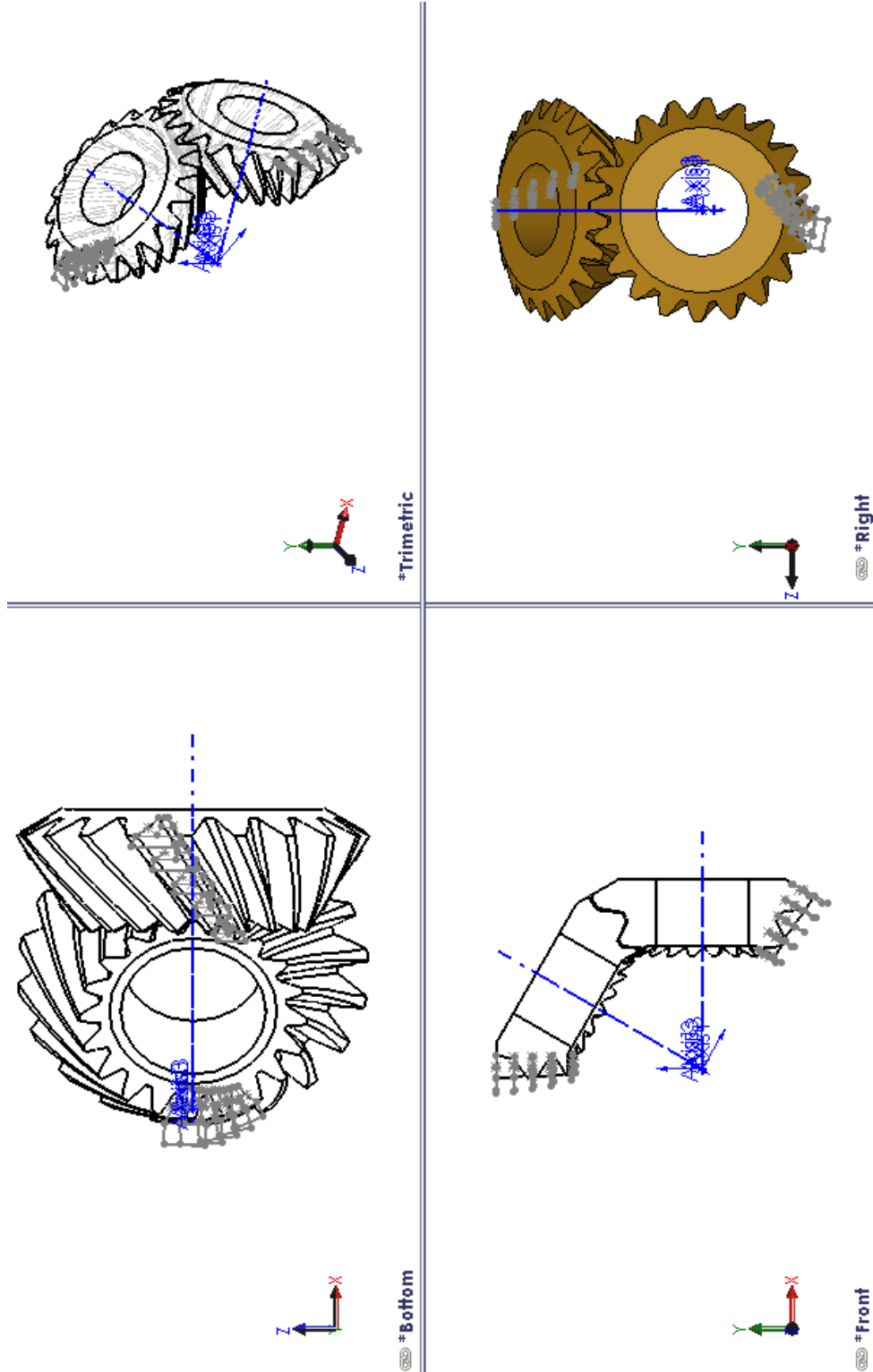
Şekil 3.2. 30° helis açısı, 90° mil eksenlerinin kesişme açısı, 20° basınç açısı ve 20 adet diş

EK-3 (Devam) Modellerne ait örnek dişli çark görünümleri



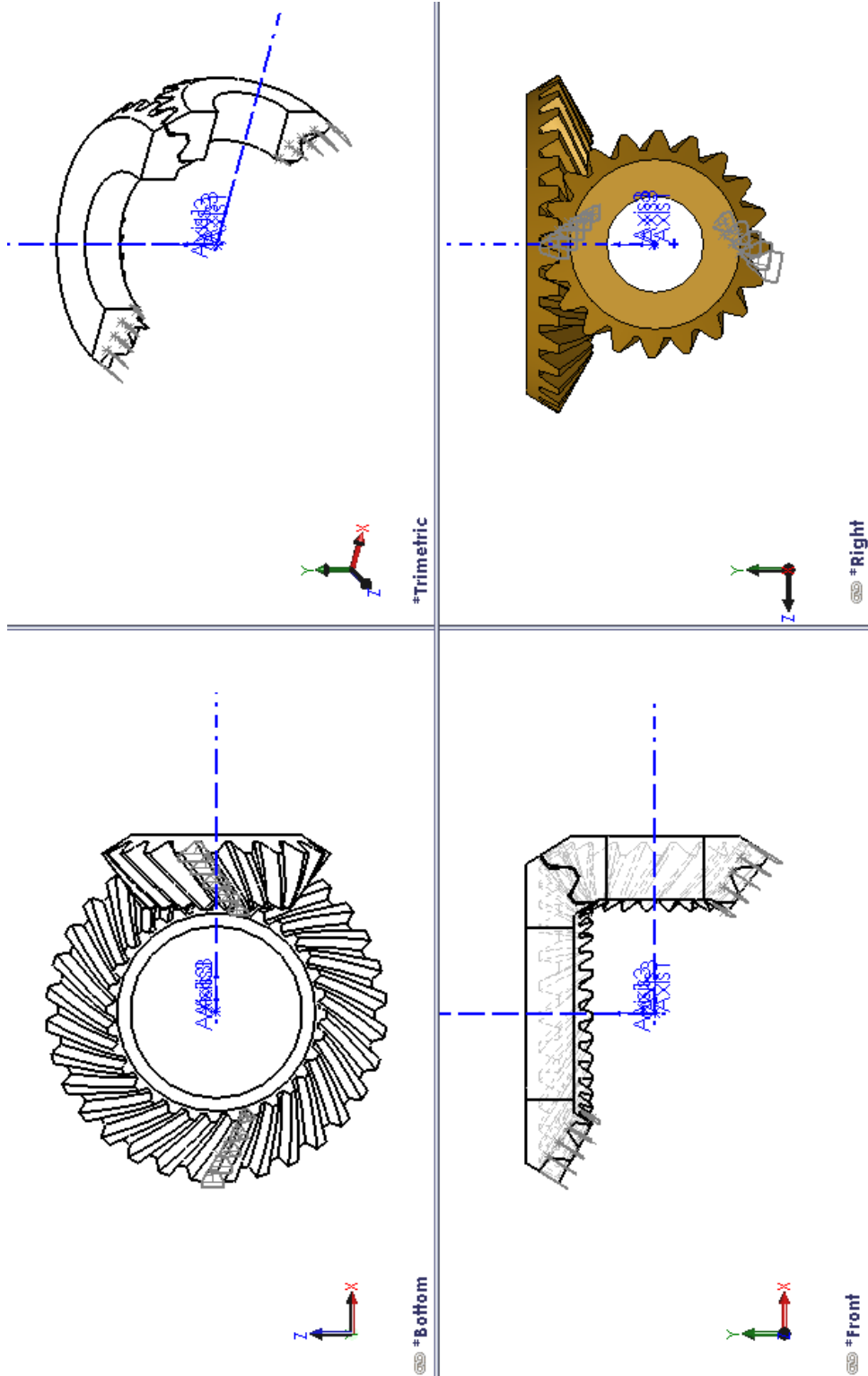
Şekil 3.3. 45° helis açısı, 90° mil eksenlerinin kesişme açısı, 20° basınç açısı ve 20 adet diş

EK-3 (Devam) Modelleri ait örnek dişli çark görünümleri



Şekil 3.4. 30° helis açısı, 60° mil eksenlerinin kesişme açısı, 20° basınç açısı ve 20 adet diş

EK-3 (Devam) Modelleri ait örnek dişli çark görünümleri



Şekil 3.5. 30° helis açısı, 90° mil eksenlerinin kesişme açısı, 20° basınç açısı ve 1,6 çevrim oranı

EK-4 Ekstremum noktalar ve bu noktalardaki gerilme değerleri

Çizelge 4.1. Helis açısına bağlı olarak dış başı gerilmelerinin belirlenmesi

Birinci türevin kökleri	β_1	β_2	β_3
Köklerin değeri	-7,54	17,70	35,24
Köklerin yeri	Çözüm aralığı dışında	Çözüm aralığında	Çözüm aralığında
İkinci türevin değeri	-	-15,08	25,57
İkinci türevin durumu	-	Sıfırdan farklı	Sıfırdan farklı
İkinci türevin işareti	-	Negatif	Pozitif
Sıfırdan farklı olan türevin derecesi	-	Çift	Çift
Kökün durumu	-	Yerel Maksimum	Yerel Minimum
Yerel minimum gerilme değeri [MPa]	-	-	3244
Yerel maksimum gerilme değeri [MPa]	-	4286	-
Bölgesel minimum gerilme değeri [MPa]	2276 ($\beta=0^\circ$ için)		
Bölgesel maksimum gerilme değeri [MPa]	5176 ($\beta=45^\circ$ için)		

Çizelge 4.2. Helis açısına bağlı olarak dış dibi gerilmelerinin belirlenmesi

Birinci türevin kökleri	β_1	β_2	β_3
Köklerin değeri	0,92	21,39	43,98
Köklerin yeri	Çözüm aralığında	Çözüm aralığında	Çözüm aralığında
İkinci türevin değeri	47,53	-24,94	52,46
İkinci türevin durumu	Sıfırdan farklı	Sıfırdan farklı	Sıfırdan farklı
İkinci türevin işareti	Pozitif	Negatif	Pozitif
Sıfırdan farklı olan türevin derecesi	Çift	Çift	Çift
Kökün durumu	Yerel Minimum	Yerel Maksimum	Yerel Minimum
Yerel minimum gerilme değeri [MPa]	2610	-	1849
Yerel maksimum gerilme değeri [MPa]	-	5141	-
Bölgesel minimum gerilme değeri [MPa]	-	-	1849
Bölgesel maksimum gerilme değeri [MPa]	-	5141	-

EK-4 (Devam) Optimizasyon sonuçları

Çizelge 4.3. Profil kaydırma oranına bağlı olarak diş başı gerilmelerinin belirlenmesi

Birinci türevin kökleri	x_1	x_2	x_3
Köklerin değeri	-3,64	8,02+1,18i	8,02-1,18i
Köklerin yeri	Çözüm aralığı dışında	Çözüm aralığı dışında	Çözüm aralığı dışında
İkinci türevin değeri	-	-	-
İkinci türevin durumu	-	-	-
İkinci türevin işareti	-	-	-
Sıfırdan farklı olan türevin derecesi	-	-	-
Kökün durumu	-	-	-
Yerel minimum gerilme değeri [MPa]	-	-	-
Yerel maksimum gerilme değeri [MPa]	-	-	-
Bölgesel minimum gerilme değeri [MPa]	2130 (x=0 için)		
Bölgesel maksimum gerilme değeri [MPa]	4079 (x=15 için)		

Çizelge 4.4. Profil kaydırma oranına bağlı olarak diş dibi gerilmelerinin belirlenmesi

Birinci türevin kökleri	x_1	x_2	x_3
Köklerin değeri	0,53	8,11	11,92
Köklerin yeri	Çözüm aralığında	Çözüm aralığında	Çözüm aralığında
İkinci türevin değeri	396,74	-132,81	199,64
İkinci türevin durumu	Sıfırdan farklı	Sıfırdan farklı	Sıfırdan farklı
İkinci türevin işareti	Pozitif	Negatif	Pozitif
Sıfırdan farklı olan türevin derecesi	Çift	Çift	Çift
Kökün durumu	Yerel Minimum	Yerel Maksimum	Yerel Minimum
Yerel minimum gerilme değeri [MPa]	2283	-	4414
Yerel maksimum gerilme değeri [MPa]	-	4817	-
Bölgesel minimum gerilme değeri [MPa]	2283	-	-
Bölgesel maksimum gerilme değeri [MPa]	6139 (x=15 için)		

EK-4 (Devam) Optimizasyon sonuçları

Çizelge 4.5. Devir sayısına bağlı olarak dış başı gerilmelerinin belirlenmesi

Birinci türevin kökleri	n_1	n_2	n_3
Köklerin değeri	11,16	5,52+0,14i	5,52-0,14i
Köklerin yeri	Çözüm aralığında	Çözüm aralığı dışında	Çözüm aralığı dışında
İkinci türevin değeri	216,97	-	-
İkinci türevin durumu	Sıfırdan farklı	-	-
İkinci türevin işareti	Pozitif	-	-
Sıfırdan farklı olan türevin derecesi	Çift	-	-
Kökün durumu	Yerel Minimum	-	-
Yerel minimum gerilme değeri [MPa]	593	-	-
Yerel maksimum gerilme değeri [MPa]	-	-	-
Bölgesel minimum gerilme değeri [MPa]	593	-	-
Bölgesel maksimum gerilme değeri [MPa]	3077 (n=1 için)		

Çizelge 4.6. Devir sayısına bağlı olarak dış dibi gerilmelerinin belirlenmesi

Birinci türevin kökleri	n_1	n_2	n_3
Köklerin değeri	5,35	6,60	11,40
Köklerin yeri	Çözüm aralığında	Çözüm aralığında	Çözüm aralığında
İkinci türevin değeri	53,53	-42,46	205,37
İkinci türevin durumu	Sıfırdan farklı	Sıfırdan farklı	Sıfırdan farklı
İkinci türevin işareti	Pozitif	Negatif	Pozitif
Sıfırdan farklı olan türevin derecesi	Çift	Çift	Çift
Kökün durumu	Yerel Minimum	Yerel Maksimum	Yerel Minimum
Yerel minimum gerilme değeri [MPa]	1329	-	865
Yerel maksimum gerilme değeri [MPa]	-	1341	-
Bölgesel minimum gerilme değeri [MPa]	-	-	865
Bölgesel maksimum gerilme değeri [MPa]	3876 (n=1 için)		

EK-4 (Devam) Optimizasyon sonuçları

Çizelge 4.7. Mil eksenlerinin kesişme açısına bağlı olarak diş başı gerilmelerinin belirlenmesi

Birinci türevin kökleri	ϕ_1	ϕ_2
Köklerin değeri	86,65+7,14i	86,65-7,14i
Köklerin yeri	Çözüm aralığı dışında	Çözüm aralığı dışında
İkinci türevin değeri	-	-
İkinci türevin durumu	-	-
İkinci türevin işareti	-	-
Sıfırdan farklı olan türevin derecesi	-	-
Kökün durumu	-	-
Yerel minimum gerilme değeri [MPa]	-	-
Yerel maksimum gerilme değeri [MPa]	-	-
Bölgesel minimum gerilme değeri [MPa]	2752 ($\phi=60$ için)	
Bölgesel maksimum gerilme değeri [MPa]	3893 ($\phi=120$ için)	

Çizelge 4.8. Mil eksenlerinin kesişme açısına bağlı olarak diş dibi gerilmelerinin belirlenmesi

Birinci türevin kökleri	ϕ_1	ϕ_2
Köklerin değeri	60,72	126,53
Köklerin yeri	Çözüm aralığında	Çözüm aralığı dışında
İkinci türevin değeri	1,36	-
İkinci türevin durumu	Sıfırdan farklı	-
İkinci türevin işareti	Pozitif	-
Sıfırdan farklı olan türevin derecesi	Çift	-
Kökün durumu	Yerel Minimum	-
Yerel minimum gerilme değeri [MPa]	3481	-
Yerel maksimum gerilme değeri [MPa]	-	-
Bölgesel minimum gerilme değeri [MPa]	3481	-
Bölgesel maksimum gerilme değeri [MPa]	4437 ($\phi=120$ için)	

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ERDİN, Muhammed Emin
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 21.03.1978 – Çorum
 Medeni hali : Evli, 1 çocuğu var
 Telefon : 0 (364) 226 97 00
 E-mail : erdin@gazi.edu.tr, eminerdin@windowslive.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	İ. T. Ü. / Makina Müh. Böl.	2003
Lisans	İ. T. Ü. / Makina Müh. Böl.	2000
Lise	Çorum Anadolu Lisesi	1996

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2003–2006	Gazi Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2006–2008	Hitit Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2008–devam ediyor	Gazi Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

Yabancı Dil

İngilizce: KPDS (74)
 ÜDS (81,25)

Yayınlar

1. Erdin, M. E., Aykul, H., Tunalıoğlu, M. Ş. “Forming of High Strength/Low Formability Metal Sheets at Elevated Temperatures”, Mathematical and Computational Applications, 10 (3): 331-340, 2005.