



T.C.
KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



SİMETRİK VE ASİMETRİK HELİSEL DİŞLİ
MEKANİZMALARININ TASARIMI VE
ANALİZİ

Ali KEÇİCİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Mart-2019
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Ali KEÇİCİ tarafından hazırlanan “Simetrik ve Asimetrik Helisel Dişli Mekanizmalarının Tasarımı ve Analizi” adlı tez çalışması 25/03/2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan

Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR

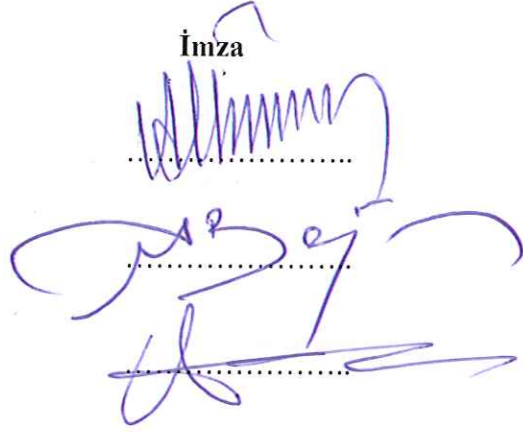
Üye

Doç. Dr. Mehmet BAĞCI

Üye

Doç. Dr. Murat DİLMEÇ

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım.



Prof. Dr. Yakup KARA
FBE Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

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

DECLARATION PAGE

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



Ali KEÇİCİ

Tarih: 25.03.2019

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

SİMETRİK VE ASİMETRİK HELİSEL DİŞLİ MEKANİZMALARININ TASARIMI VE ANALİZİ

Ali KEÇİCİ

**Konya Teknik Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

Danışman: Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR

2019, 83 Sayfa

**Jüri
Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR
Doç. Dr. Mehmet BAĞCI
Doç. Dr. Murat DİLMEÇ**

Gelişen teknoloji ile birlikte, güç aktarım sistemlerinde yüksek tork ileten daha küçük boyutta ve ağırlıkta mekanizmalar tasarlanıp, üretilmesi amaçlanmaktadır. Aynı boyutlardaki dişli mekanizmalarında asimetric dişliler kullanılmasıyla daha yüksek yük taşıma kapasitesi elde etmek mümkün olmaktadır. Ayrıca asimetric dişli mekanizmaları gürültüyü azaltır ve verimliliği artırır. Çoğu dişli çark mekanizmasında dişliler, saat yönünde ve saat yönünün tersi yönde eşit yüke maruz kalmazlar. Bu nedenle, dişli simetrik yapısı bozulur ve dişli asimetric form ile optimize edilir. Bu çalışmada, helisel dişli çark mekanizmaları için asimetric helisel dişli tasarımı geliştirilmiş ve mevcut simetrik dişli kullanılan mekanizmalarda dişli tasarımı ile karşılaştırılmıştır. Asimetric diş profili ile simetrik dişlilere göre malzeme kalitesi değiştirilmeden dişli mekanizmasının yük taşıma kapasitesi artırılmıştır. Farklı basınç açıları ile tasarımı yapılan dişli çarkların her iki yönde çalışma durumu incelenerek, en uygun basınç açısına sahip dişli çark mekanizması belirlenmiştir. Helisel dişli çarklarındaki asimetric dişliler, ebat ve ağırlığı azaltma ve yük kapasitesini artırma kapasitesi açısından incelendi. Sonuç olarak, simetrik dişli ile aynı boyutlarda asimetric dişli tasarımı yapılmış ve %23,43-33,68 oranında dişli mukavemetinde bir artış elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Asimetric diş, Dişli çark, Diş dibi gerilmesi, Dişli tasarımı.

ABSTRACT

MS THESIS

**DESIGN AND ANALYSIS OF SYMMETRIC AND ASYMMETRIC
HELICAL GEAR MECHANISMS**

Ali KEÇİCİ

**Konya Technical University
Institute of Graduate Studies
Department of Mechanical Engineering**

Advisor: Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR

2019, 83 Pages

Jury

Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR

Assoc. Prof. Dr. Mehmet BAĞCI

Assoc. Prof. Dr. Murat DİLMEÇ

Together with the developing technology, it is aimed to design and manufacture mechanisms of smaller size and weight that transmit high torque in power transmission systems. By using asymmetric gears in the same size gear mechanisms with that of symmetric gear, it is possible to obtain higher load-bearing capacity. Beside, asymmetrical gear mechanisms reduce noise and increase efficiency. Gears in most gear wheel mechanisms are not subjected to the equal load in clockwise and anti-clockwise directions. For this reason, the symmetrical structure of the gear is broken and the gear is optimized with asymmetrical form. In this study, the asymmetrical helical gear design for helical gear wheel mechanisms has been developed and compared with the gear design in the mechanisms used the existing symmetrical gear. The load bearing capacity of the gear mechanisms having gears with asymmetrical teeth profile were increased according to that the gear mechanisms of the symmetrical gears having the same material quality of gears. The gear wheel design with the most suitable pressure angle was determined by examining the working condition of the gear wheels designed with different pressure angles. Asymmetric gears in the helical gearwheels was examined the capacity of reduce the size and weight and increase the load capacity. As a result, asymmetric gear design of the same dimensions with symetric gear was made and an increase in gear strength of 23,43-33,68% was obtained.

Keywords: Asymmetric gear, Fillet stress, Gear design, Gear wheel.

ÖNSÖZ

Evolvent profilli asimetric dişli çarklar üzerine yapılan çalışmaların sayısı oldukça artmaktadır. Çalışmamız bu konuda örnek teşkil etmesi ve konunun ülkemizde de geliştirilmesini teşvik etmek amacıyla oluşturulmuştur.

Asimetric evolvent profilli dişli çarklar üzerine yapmış olduğumuz çalışma, bu konunun tanıtımı niteliğine kavuşturulmuştur.

Çalışmayı yapmam için beni cesaretlendiren ve bu çalışma esnasında yardımlarını eksik etmeyen başta saygıdeğer Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR hocama ve destek olan sayın Dr. Alexander L. Kapelevich' e teşekkürü borç bilirim.

Ali KEÇİCİ
KONYA-2019

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	18
3.1. Evolvent Profilli Dişli Çarkların Geometrisi ve Özellikleri.....	18
3.1.1. Evolvent Eğrisi	18
3.1.2. Diş Dibi Geometrisi	19
3.1.3. Evolvent Profilli Dişli Çarklar İçin Referans Profil	20
3.1.4. Helisel Dişli Çarkların Temel Boyutları	21
3.1.5. Dişli Çark Mekanizmalarında Profil Kaydırma İşlemi.....	23
3.1.6. Simetrik ve Asimetrik Helisel Dişli Çarkların Boyutlandırılması.....	24
3.1.7. Dişli Çark Mekanizmalarında Kavrama Oranı Hesaplanması.....	27
3.1.8. Dişli Çarklarda Kayma Hızı	28
3.1.9. Dişli Çark Mekanizmalarında Verim.....	29
3.1.10. Dişli Çark Mekanizmalarında Ön Yüzey Basınç Açılarının Artışının Yataklama Yüküne Etkisi	30
3.2. Dişli Çark Mekanizmalarının Mukavemetinin Hesaplanması.....	31
3.2.1. Diş Dibi Gerilmesinin Teorik Olarak Hesabı	31
3.2.2. Yan Yüzey Basıncının Hesaplanması.....	32
3.2.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Belirlenmesi	33
3.2.3.1. Sonlu Elemanlar Analizi İçin Eleman Boyutunun Belirlenmesi	35
3.2.3.2. Sonlu Elemanlar Analizi İçin Uygulanacak Kuvvet Noktasının ve Uygulama Açısının Belirlenmesi.....	36
3.3. Simetrik ve Asimetrik Dişli Çarklar İçin Kesici Takım Geometrisi.....	37
3.4. Simetrik ve Asimetrik Helisel Dişli Çarkların Ölçüm Kontrolü.....	39
3.4.1. Pim Üzerinden Çap Ölçüsünün Belirlenmesi	39
3.4.2. Kiriş Ölçüsünün Belirlenmesi.....	41
3.4.3. Dişli Çark Mekanizmalarında Dönme Boşluğu.....	42
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	43

4.1. Simetrik ve Asimetrik Helisel Dişli Çarkların Boyutlandırılması	43
4.2. Simetrik ve Asimetrik Dişli Mekanizmalarında Kavrama Oranı.....	44
4.3. Simetrik ve Asimetrik Helisel Dişli Çarkların Diş Ucu Kalınlığı Kontrolü	45
4.4. Simetrik ve Asimetrik Helisel Dişli Mekanizmalarında Verim.....	47
4.5. Asimetrik Dişli Çark Mekanizmalarında Ön Yüzey Basınç Açılarının Artışının Yataklama Yüküne Etkisi.....	50
4.6. Simetrik ve Asimetrik Dişli Çarkların Sonlu Elemanlar Analizi.....	51
4.6.1. Simetrik ve Asimetrik Dişli Çarkların Sonlu Elemanlar Analizi İçin Modellerinin Oluşturulması.....	51
4.6.2. Sonlu Elemanlar Analizi İçin Uygulanacak Kuvvet Noktasının ve Uygulama Açısının Belirlenmesi	53
4.6.3. Simetrik ve Asimetrik Dişli Çarkların Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Diş Dibi Gerilmelerinin Belirlenmesi	55
4.7. Simetrik ve Asimetrik Dişli Çarklar İçin Kesici Takım Geometrisi.....	72
4.8. Simetrik ve Asimetrik Helisel Dişli Çarkların Ölçüm Kontrolü.....	75
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	77
5.1. Sonuçlar	77
5.2. Öneriler	78
KAYNAKLAR	79
ÖZGEÇMİŞ	83

SİMGELER VE KISALTMALAR

SİMGE LİSTESİ

α	Referans geometri basınç açısı
β	Helis açısı
ν	Dişli uç profil açısı
\emptyset	S_x Doğrunun merkez doğru ile yaptığı açı
ε	Kavrama oranı
ξ	Özgül kayma hızı
ρ	Kesici takım uç yarıçapı
ρ_F	Diş dibi yarıçapı
ρ_{Fmin}	Minimum diş dibi yarıçapı
σ_F	Diş dibi gerilmesi
α_{HPSTC}	Tek diş temasında kuvvet uygulama açısı
α_{pd}	Ön yüzey pim konum açısı
α_{pc}	Arka yüzey pim konum açısı
ρ	Kesici takım diş ucu radyusu
ν	Poisson oranı
a_d	Eksen arası mesafe
b	Dişli çark genişliği
c_p	Diş başı boşluğu
c_c^*	Simetrik yanak boşluk katsayısı
c_d^*	Asimetrik yanak boşluk katsayısı
C	Dinamik yük katsayısı
d	Taksimat dairesi
d_f	Diş dibi dairesi çapı
d_a	Diş başı dairesi çapı
d_v	Yuvarlanma dairesi çapı
d_b	Temel daire çapı
d_x	Seçilen herhangi bir çap
d_p	Simetrik ve asimetrik dişli çarklar için pim konumu çapı
E	Elastisite modülü
f	Sürtünme katsayısı

F_D	Diş kuvveti
F_t	Teğetsel kuvvet
F_r	Radyal kuvvet
h_{fp}	Diş dibi derinliği
h_{ap}	Diş başı yüksekliği
h_t	Tüm diş derinliği
h_c^*	Simetrik yanak yükseklik katsayısı
h_d^*	Asimetrik yanak yükseklik katsayısı
j_n	Normal dişli boşluğu
j_t	Dişli dönme boşluğu
k	Kiriş ölçüsü için ölçülecek diş sayısı
K	Asimetrik faktör
L_h	Saat cinsinden ömür
L	Tek diş geçiş mesafesi
m_n	Normal modül
M_d	Döndürme momenti
n	Devir
p	Taksimat
r	Yarı çap
r_{HPSTC}	Tek diş temasının en yüksek olduğu yarıçap
S_a	Diş ucu kalınlığı
S_b	Temel daire üzerinde dişli kalınlığı
S_t	Taksimat dairesi üzerinde diş kalınlığı
S_x	Dişli üzerinde herhangi bir çapta diş kalınlığı
u	Çevrim oranı
V	Kayma hızı
Y_{Fa}	Diş form faktörü
Y_s	Gerilme düzeltme faktörü
Y_e	Kavrama faktörü
Y_β	Helis faktörü
z	Diş sayısı
x	Profil kaydırma faktörü
$x_{c,d}$	Diş üzerinde herhangi bir nokta
W	Kiriş ölçüsü

KISALTMA LİSTESİ

DIN	Alman Standartları Enstitüsü
ISO	Uluslararası Standartlar Organizasyonu
inv	Evolvent Fonksiyonu
HPSTC	Tek diş temasının en yüksek noktası

İNDİSLER

c	Dişli arka yüzeyi
d	Dişli ön yüzeyi
0	Derece
1	Tahrik eden dişli
2	Tahrik edilen dişli
p	Pinyon dişli
g	Tahrik edilen dişli

ŞEKİL LİSTESİ

- Şekil 3.1 Evolvent dış profili
- Şekil 3.2 Evolvent eğrisinin oluşumu
- Şekil 3.3. Dış dibi geometrisi
- Şekil 3.4. DIN867 Referans Profil
- Şekil 3.5. Dişli çark boyutları
- Şekil 3.6. Dişli çarklarda profil kaydırma işlemi
- Şekil 3.7. Dişli çarklarda profil kaydırma uygulaması
- Şekil 3.8. Asimetrik dişli çarkta eş merkezli iki temel daire
- Şekil 3.9. Asimetrik dişli çark kesici takım profili
- Şekil 3.10 Asimetrik diş yapısı
- Şekil 3.11 Asimetrik dişli çark
- Şekil 3.12. Asimetrik dişli çark üzerinde herhangi bir noktanın konumu
- Şekil 3.13. Asimetrik dişli çark kavrama doğrusu
- Şekil 3.14. Asimetrik dişli çarklarda kayma hızı
- Şekil 3.15. DIN3990 Metot C diş modeli
- Şekil 3.16. İki silindirin temas noktasında oluşan basınç(Hertz Basıncı)
- Şekil 3.17. Solidworks 2016 Tasarım tablosu ile diş modeli
- Şekil 3.18. Plane 82 elemanı
- Şekil 3.19. Dişli modelinin eleman yapısı
- Şekil 3.20. Eleman boyutu için yakınsama yöntemi
- Şekil 3.21. Sonlu elemanlar analizi için tek diş temasının en yüksek noktası
- Şekil 3.22. Asimetrik dişli çark için kesici takım geometrisi
- Şekil 3.23. Dış dişli çark pim ölçüsü
- Şekil 3.24. λ Açısının gösterimi
- Şekil 3.25. Helisel dişli çarklar için giriş ölçüsü
- Şekil 4.1. Birinci dişli diş ucu kalınlığı değişimi
- Şekil 4.2. Birinci dişli diş ucu kalınlığı değişimi
- Şekil 4.3. Birinci dişli diş ucu kalınlığı değişimi
- Şekil 4.4. Birinci dişli diş ucu kalınlığı değişimi
- Şekil 4.5. İlk kademe kavrama başlangıcı özgül kayma hızı
- Şekil 4.6. İlk kademe kavrama bitişi özgül kayma hızı
- Şekil 4.7. İkinci kademe kavrama başlangıcı özgül kayma hızı

Şekil 4.8. İkinci kademe kavrama bitişi özgül kayma hızı

Şekil 4.9. Kavrama açısının diş kuvvetine etkisi

Şekil 4.10. Kavrama açısına bağlı olarak sabit bilyalı rulman ömründeki değişim

Şekil 4.11. Analiz modeli

Şekil 4.12. ANSYS yazılımı malzeme özelliklerinin tanıtılması

Şekil 4.13. $20^0/20^0$ Birinci simetrik dişli diş dibi gerilmesi

Şekil 4.14. $20^0/25^0$ Birinci asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

Şekil 4.15. $20^0/30^0$ Birinci asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

Şekil 4.16. $20^0/35^0$ Birinci asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

Şekil 4.17. $20^0/20^0$ İkinci simetrik dişli diş dibi gerilmesi

Şekil 4.18. $20^0/25^0$ İkinci asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

Şekil 4.19. $20^0/30^0$ İkinci asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

Şekil 4.20. $20^0/35^0$ İkinci asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

Şekil 4.21. $20^0/20^0$ Üçüncü simetrik dişli diş dibi gerilmesi

Şekil 4.22. $20^0/25^0$ Üçüncü asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

Şekil 4.23. $20^0/30^0$ Üçüncü asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

Şekil 4.24. $20^0/35^0$ Üçüncü asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

Şekil 4.25. $20^0/20^0$ Dördüncü simetrik dişli diş dibi gerilmesi

Şekil 4.26. $20^0/25^0$ Dördüncü asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

Şekil 4.27. $20^0/30^0$ Dördüncü asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

Şekil 4.28. $20^0/35^0$ Dördüncü asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

Şekil 4.29. $20^0/20^0$ Birinci simetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

Şekil 4.30. $20^0/25^0$ Birinci asimetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

Şekil 4.31. $20^0/30^0$ Birinci asimetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

Şekil 4.32. $20^0/35^0$ Birinci asimetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

Şekil 4.33. $20^0/20^0$ İkinci simetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

Şekil 4.34. $20^0/25^0$ İkinci asimetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

Şekil 4.35. $20^0/30^0$ İkinci asimetrik dişli arka yüzeyden uygulan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

Şekil 4.36. $20^0/35^0$ İkinci asimetrik dişli arka yüzeyden uygulan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

Şekil 4.37. $20^0/20^0$ Üçüncü simetrik dişli arka yüzeyden uygulan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

Şekil 4.38. $20^0/25^0$ Üçüncü asimetrik dişli arka yüzeyden uygulan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

Şekil 4.39. $20^0/30^0$ Üçüncü asimetrik dişli arka yüzeyden uygulan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

Şekil 4.40. $20^0/35^0$ Üçüncü asimetrik dişli arka yüzeyden uygulan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

Şekil 4.41. $20^0/20^0$ Dördüncü simetrik dişli arka yüzeyden uygulan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

Şekil 4.42. $20^0/25^0$ Dördüncü asimetrik dişli arka yüzeyden uygulan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

Şekil 4.43. $20^0/30^0$ Dördüncü asimetrik dişli arka yüzeyden uygulan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

Şekil 4.44. $20^0/35^0$ Dördüncü asimetrik dişli arka yüzeyden uygulan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

Şekil 4.45. Simetrik dişli toplam deformasyon analizi

Şekil 4.46. Asimetrik dişli toplam deformasyon analizi

Şekil 4.47. Kesici takım 3 boyutlu model tasarımı

Şekil 4.48. 1,25 Modül $20^0/20^0$ basınç açısına sahip kesici takım

Şekil 4.49. 1,25 Modül $20^0/35^0$ basınç açısına sahip kesici takım

Şekil 4.50. KLINGELNBERG Dişli ölçüm programı

1. GİRİŞ

Dişli çarklar, güç ve hareket aktarımı sağlayan, uygulama alanı çok geniş olan en eski makine elemanıdır. Binlerce yıl önce Mezopotamya'da sulama sistemlerinde kullanıldıkları tahmin edilmektedir. Romalılar geliştirdikleri tahrik pimli dişlileri değirmenlerde kullanmışlar ve uzun süre değiştirmeden birçok alanda uygulamışlardır. Kullandığımız saatler, kara, hava, deniz taşıtları, rüzgâr türbinleri ve yük taşıma sistemleri gibi birçok makinede güç aktarım elemanı olarak yer almaktadır.

Dişli çarklar, bilinen en eski makine elemanları olmalarına rağmen, ilk kullanımından günümüze kadar üzerinde binlerce teorik ve pratik çalışma yapılmıştır. İlk kullanılan ahşap dişli çarklar günümüzde yerini plastik ve metal malzemelerden üretilen dişli çarklara bırakmıştır. Hızla gelişen teknoloji bu köklü makine elemanının yerine geçebilecek yeni bir makine elemanı veya sistem geliştirmediği sürece yapılan çalışmalar ve geniş kullanımı devam edecektir.

Kullanım alanına göre dişli çark yapısı değişmektedir. En yaygın olarak silindirik ve evolvent profile sahip dişli çarklar kullanılmaktadır. Sabit çevrim oranı, dişlilerin birbirini üzerinden kaymadan yuvarlanması ve kayıpları en aza indirmesi sebebi ile diğer dişli çark profillerine göre daha çok tercih edilmektedir. Yüksek performansların istendiği güç mekanizmalarında farklı boyut ve geometrilere sahip özel dişli çarklara da ihtiyaç duyulmaktadır. Dairesel kesite sahip olmayan eliptik dişli çarklar, dairesel yay profiline sahip Navikov, Wildhaber, Circarc gibi çeşitli isimlerle anılan dişli çarklar bu özel dişli çarklara birer örnektir(Karpat ve ark., 2006).

Gelişen teknoloji ile birlikte, güç aktarım sistemlerinde daha küçük boyutta yüksek tork iletebilmek amaçlanmaktadır. Dişli mekanizmalarında aynı boyutlarda daha yüksek yük taşıma kapasitesi elde etmek, asimetric dişli mekanizmaları ile mümkün olmaktadır. Asimetric dişli tasarımı, dişlinin bir yüzeyinde basınç açısının artması ile dişlinin diş dibi kesit alanı ve mukavemetini artırır. Bununla birlikte gürültü, ağırlık ve boyutta azalma, ayrıca verimliliğin artması sağlanmaktadır.

Dişli çark mekanizmalarının çoğu iki yönde eşit yüke maruz kalmazlar. Bu nedenle dişlinin simetric yapısı bozularak, asimetric form ile dişli optimize edilebilir(Örn. Rüzgâr türbini şanzımanları, traktör ve vinç şanzımanları vb.). Her sistemde olduğu gibi, standart olmayan geliştirilmiş sistemler, üretim maliyetini arttırabilmektedir. Üretilen ürünler değeri yüksek bileşenler olarak ortaya çıkmaktadır. Uçak sanayi, rüzgâr türbini ve otomotiv gibi sektörler için üretilen asimetric dişli

çarkların, araştırmalar arttıkça kullanım alanları da artmaktadır. Dişli üretici firmaların yanı sıra, tezgâh üretici firmaların asimetric dişli üretimini geliştirme yönünde yapmış oldukları çalışmalar bu girişimleri desteklemektedir. Dişli açma ve taşlama konusunda öncü iki firmanın çalışma yaptıkları ve sonuçlandırdıkları bilinmektedir.

Yurt dışında bulunan firmaların, akademisyenlerin yapmış olduğu çalışmalar ve ülkemizde yapılan akademik çalışmalar, evolvent profilli asimetric helisel dişli mekanizmasının tasarımı ve üretilebilirliği hakkında yapmış olduğumuz çalışmaya ilham kaynağı olmuştur. İki kademededen oluşan simetric dişli çark mekanizmasında, yük taşıma kapasitesini ve verimliliğini arttırmak, boyutunu ve ağırlığını azaltmak amaçlanmıştır. Tasarımı yapılan dişliler, sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilerek dişli çark mekanizmasının optimizasyonu yapılmak istenmektedir. Kesici takım geometrileri de tasarlanarak üretilebilirliği amaçlanmaktadır. Asimetric dişli çarkların ve mekanizmaların daha iyi anlaşılabilmesi için kullanılan tüm yöntemler ve sonuçlar ayrıntılı olarak verilecektir.

Çalışmamız, ülkemizde yapılan çalışmaların devamı niteliğinde olup, yurt dışında yapılan çalışmalar da incelererek en uygun yöntemler kullanılmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Chang ve ark. (1983), yapmış oldukları çalışmada çeşitli yükleme koşulları, diş dibi yarıçapı ve çember kalınlıkları ile düz dişli için gerilme analizi sunulmuştur. Sap IV sonlu elemanlar kodu kullanılarak sonuçlar elde edilmiştir. Kök yüzeyindeki gerilmelerin mile rahat geçen dişlilerde çember kalınlığı azaldıkça arttığı, sıkı geçen dişlilerde ise azalan çember kalınlığında azaldığı gözlemlenmiştir. Diş dibi yarıçapının kök yüzeyindeki gerilmeler üzerinde önemli bir etkisinin olduğu belirtilmiştir. Diş dibi yarıçapı azaldığında arttığı belirtilmiştir. SAP IV sonlu elemanlar metodu çeşitli yükleme durumunda formüllerin yerini alarak diş dibi gerilmeleri için kıyaslama analizi sağlayabileceği belirtilmiştir.

Hefeng ve ark. (1985), çalışmalarında kremayer kesici takım ile üretilen düz dişli çarkların tanımlanabilmesi için genel bir metod sunmuşlardır. Dişin diş dibi bölgesini ve evolvent kısmının elde edilmesini sağlayan denklemler, dişli kanununa dayandırılarak çıkarılmıştır. Diş profilinin belirlenmesi diş başı yüksekliği, diş dibi derinliği, diş sayısı, kavrama açısı, taksimat ve kesici takım baş yarıçapı parametrelerine dayandırılarak çıkarılmıştır. Profil kaydırma oranları da göze alınmıştır. Sunulan bağıntılar kullanılarak kesici takımın ve dişli çarkların bilgisayar destekli çizimi gerçekleştirilmiştir.

Kuang ve Yang (1989), yapmış oldukları çalışmada düz dişliler için gerilme konsantrasyon faktörünü belirlemek için denklem tanıtmışlardır. Düz dişlilerin diş dibi yarı çapı, diş sayısı ve profil kaydırma faktörü gibi bazı tasarım parametrelerinin dişlilerin diş dibindeki gerilme dağılımı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Gerilme konsantrasyon faktörünün belirlenmesinde profil kaydırma faktörü dikkate alınarak denklem geliştirmişlerdir. Sonlu elemanlar metodu ile denklem sonuçlarının uyumlu olduğunu belirtmişlerdir.

Von Eiff ve ark. (1990), çalışmalarında kesici takım geometrisinin dişli geometrisine etkisi ve dişli üzerinde oluşan gerilmelere etkisi incelenmiştir. Araştırmada içten ve dıştan dişliler dikkate alınmıştır. DIN veya farklı standartlarda teorik hesaplama yapılırken diş geometrisi dikkate alınmadığı için diş dibinde oluşan gerilmeler çok yüksek çıkabilmektedir. Kesici takım ucunun yuvarlatılmasının katkı sağlayacağı vurgulanmıştır. Sonlu elemanlar metodu ile yapılan çalışmalar fotoelastik deneyler ile doğrulanmıştır.

Andrews (1991), yapmış olduğu çalışmada yük durumundaki düz dişlilerin diş dibi gerilme dağılımını sonlu elemanlar metodu ile bulunması anlatılmıştır. Sonlu eleman modeli ağ yoğunluğu ve konumu incelenmiştir. Sonlu elemanlar metodu ile belirlenen diş

dibi gerilmeleri fotoelastik deneylerin sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Düz dişlilerde hem iç hem de dış dişli formları dikkate alınmıştır. Düz dişlilerin sonlu elemanlar analizi ile elde edilen sonuçlardan dişlinin iç ve dış şekilleri için öngörülen gerilme dağılımları arasında yakın bir ilişki olduğu belirtilmiştir. Her bir formda aynı yükün oluşturduğu gerilmelerin büyüklüğü hakkında herhangi bir sonuç alınamazken, gerilmelerdeki eğilimler benzer ve aynı sonuçlara ulaşmışlardır. Diş dibi gerilmesinin, düz dişlinin kök bölümü boyunca yük altındaki davranışını gösterdiğini ve diğer teorik çalışmalarda olduğu gibi konsol kirişin davranışı ile karşılaştırılamayacağı belirtilmiştir. Maksimum diş dibi gerilmelerinin, dişlide temas noktasının en yüksek noktasından en düşük noktasına doğru azaldığı anlatılmıştır.

Fotoelastik ve sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan diş dibi gerilme tahminleri iyi bir uyum olduğu tespit edilmiş ve sonlu elemanlar modelinin doğruluğu teyit edilmiştir. Bilinen eksikliklere sahip yarı deneysel formüllerin yerine sonlu elemanlar yönteminin doğrudan uygulanması ile doğru sonuçların elde edilebileceği ve yazılımlar sayesinde tasarımların hızlı ve ucuz bir şekilde gerçekleştirilebileceği belirtilmiştir.

Bibel ve ark. (1994), çalışmalarında ağırlık azaltma yapılmış düz dişli çarklar ile yapılmamış düz dişli çarklar arasındaki farklar incelenmiştir. Ağırlık azaltma yapılmış ve ince cidar olan dişlilerin deformasyonu dolu dişli çarklardan farklı ve önemli bir tasarım parametresi olduğu belirtilmiştir. Bu parametreyi belirlemek için sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak analiz yapılmıştır. Maksimum eğilme gerilmelerinin yeri ve büyüklüğü rapor edilerek tasarım sınırları belirlenmiş ve diğer sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

DilFrancesco ve Marini (1997), çalışmalarında asimetrik dişli çarkların yapısal analizi yapılmıştır. Geleneksel hesaplama yöntemlerinin özel durumlardaki prosedürlere uygulanmasının mümkün olmaması nedeniyle yazılım yapılarak model oluşturulmuştur. Yapısal hesaplamalar yapılarak, simetrik ve asimetrik dişlilerin gerilme sonuçları karşılaştırılmıştır ve asimetrik dişlilerin avantajları ortaya çıkartılmıştır. Sonuç olarak maksimum gerilmelerin eşit olduğu durumda, asimetrik dişli yapımı ile dişli ve dişli kutusunda daha küçük boyutta ve ağırlıkta aynı mukavemete sahip ürün üretilbileceği belirtilmiştir.

Litvin ve ark. (2000), çalışmalarında evolvent profilli asimetrik dişli çarklar incelemişlerdir. Bilgisayarda tasarlanmış ve temas simülasyonları gerçekleştirilmiştir. 20-25-35 derecelik farklı basınç açılarında model oluşturulmuş ve analiz yapılmıştır.

Maksimum %15 oranında eğilme gerilmesinde azalma elde edilmiştir. Basınç açısı arttıkça temas ve eğilme gerilmelerinde azalma olduğu belirtilmiştir.

Kapelevich (2000), yapmış olduğu çalışmada evolvent profilli asimetric dişli çarkın geometrisi ve tasarımı hakkında bilgi vermektedir. Tahrik ve arka profil basınç açılarının farklı olduğu, bu nedenle dişli yük taşıma kapasitesinin ve dayanıklılığının arttığı belirtilmiştir. Arka basınç açısını 20° kabul ederek, tahrik tarafı basınç açısı artışı ile eğilme gerilmesinde azalma, temas gerilmesini simetrik dişli ile aynı seviyede tutulduğu vurgulanmıştır. Asimetric dişli geometrisi geleneksel dişli açma takım geometrisinden bağımsız olarak oluşturulmuştur. Asimetric diş geometrisi ağırlık ve boyutta azalma sağladığı, yük taşıma kapasitesinin de arttığı belirtilmiştir. Yüksek basınç açısı ile asimetric dişlilerin test edildiğinde titreşim seviyesinin önemli ölçüde azaldığı da vurgulanmıştır.

Kapelevich ve Kleiss (2001), çalışmalarında plastik veya metal enjeksiyon kalıplanmış dişli çarklar ve toz metal sinterlenmiş dişli çarklar anlatılmıştır. Kalıplama yöntemi ile yapılan dişlilerin talaşlı imalat ile üretilen dişlilerin yerini tutmasının mümkün olmadığı vurgulanmıştır. Ancak kalıplama yöntemi ile yapılan dişlilerin fazla yük taşıma ihtiyacı olmayan durumlarda ağırlık, gürültü, modül, kendinden yağlama, manyetizma, kimyasal direnç ve düşük maliyet avantajları olduğu da belirtilmiştir. Çalışmada plastik olarak kalıplanan iki tip asimetric dişli incelenmiştir. Kalıplama yöntemi ile geometri daha kolay elde edilmiştir. İlk yapılan dişli çark $20^\circ - 48^\circ$ basınç açılarında, ikincisi ise $20^\circ - 65^\circ$ basınç açılarında üretilmiştir. Simetrik olarak üretilen plastik dişlilerden daha fazla yük taşıma kapasitesi elde edildiği belirtilmiştir.

Kapelevich ve McNamara (2003), çalışmalarında belirli bir ürün ve uygulama için mümkün olan en iyi performansı elde etmek amacıyla alternatif bir analiz ve tasarım olan doğrudan dişli tasarımı(Direct Gear Design) tanımlamışlardır. Doğrudan dişli tasarımı, geleneksel dişli tasarımına alternatif bir yaklaşımdır. Önceden tanımlanmış kesici takım parametreleriyle sınırlandırılmamıştır ve belirli bir özel uygulama için en uygun çözümü ve tüm olası dişli kombinasyonları için geniş bir parametrelerin analiz edilmesine izin verdiği belirtilmiştir. Bu dişli hesaplaması, geleneksel dişli tasarım yöntemlerinin sınırlarını aşabildiği vurgulanmıştır. Doğrudan Dişli Tasarımı, % 15-30'a kadar geleneksel olarak tasarlanan dişlilerle karşılaştırıldığında daha düşük gerilme seviyesine izin verdiği belirtilmiştir. Sonuç olarak yük kapasitesinin %15-30 arasında arttığı, %10-20 arasında boyut ve ağırlıkta azalma olduğu, daha uzun ömür sağlandığı, maliyette, gürültü ve titreşimde azalma olduğu belirtilmiştir.

Math ve Chand (2004), çalışmalarında düz dişli diş dibi geometrisini belirlemek için yaklaşım sunmuşlardır. Dişli temel dairesi üzerinde diş dibi kesilmesi de dikkate alınarak evolvent profil ve diş dibi profilinin teğetinin bulunması için denklem geliştirmişlerdir. Bu çalışmada önerilen yöntem bilgisayarda programlanabilir ve el ile de hesaplama yapılabilmektedir. Azdırma kesici takım ile bu geometriyi elde etmek için de yöntem geliştirmişlerdir.

Karpat ve ark. (2004), çalışmalarında evolvent profilli asimetric düz dişli çarkların kullanılabilirliğini sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilerek araştırmışlardır. Analizlerde diş dibi gerilmesi, kavrama oranı, kütle ve diş kuvvetleri kriterleri üzerinde durulmuştur. Ön ve arka yüzey basınç açıları farklı olan asimetric diş modelleri oluşturulup sonlu elemanlar metodu ile analizleri yapılmıştır. Sonuç olarak yük taşıma kapasitesinin, yan yüzey mukavemetinin, diş rijitliğinin, radyal yatak yükünün arttığı, rulman ömrünün, boyut ve ağırlığın azaldığı belirtilmiştir.

Fetvacı ve İmrak (2004), çalışmalarında yaygın olarak kullanılan ve model oluşturmayı kolaylaştıran sonlu elemanlar yöntemi ile model oluşturma hakkında bilgi verilmiştir. Modelleme oluşturulurken dikkat edilmesi gereken konuları belirtmişlerdir. Diş dibi gerilmesinin inceleyecekleri sonlu elemanlar modelini elde etmişlerdir ve literatürde bulunan diğer modeller ile karşılaştırmışlardır.

Geliştirdikleri model ile Tobe ve ark. (1979) kullandığı modelde etmiş oldukları sonuçlar arasında % 0.296 – 0.591 değişen, Chabert ve ark. (1974), kullandığı modelde etmiş oldukları sonuçlar arasında % 0.611 – 2.951 değişen farklar elde edildiğini belirtmişlerdir. Tobe ve arkadaşlarının, kullandığı eleman tipinden kaynaklanan farkların kabul edilebileceğini belirtmişlerdir. Ancak Chabert ve arkadaşlarının kullandığı eleman tipinin formülasyonu ve sınır şartlarının çözüm bölgesine yakınlığının belirgin farklara neden olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Tek diş modeli yerine kök bölgesinin tamamen oluşturulduğu sonlu elemanlar modelinin kullanılmasının daha doğru olacağını vurgulamışlardır.

Karpat (2005), yapmış olduğu çalışmada asimetric dişlere sahip evolvent düz dişli çarklar incelenmiştir. Yükün karşılandığı diş yüzeyindeki(ön yüzey) kavrama açısının diğerine göre daha büyük olduğu asimetric profilli dişlere sahip evolvent düz dişli çarklarda incelenmiştir. Geliştirdiği bilgisayar programı sayesinde asimetric dişlere sahip düz dişli çarklar diş dibi gerilmesi açısından simetric profilli dişlere sahip düz dişli çarklar ile karşılaştırmıştır. Asimetric dişli çarkların simetric dişli çarklara göre diş dibi gerilmeleri daha düşük olduğu ve yük taşıma kapasitesinin daha yüksek olduğunu belirtmiştir.

Karpat ve ark. (2006), çalışmalarında asimetrik diş profiline sahip evolvent profilli alın dişli çarkları incelenmiştir. Parametrik çalışma için Matlab 6.5 yazılımı kullanılarak statik ve dinamik analizler için uygun programlar geliştirmişlerdir. Farklı diş parametrelerinin diş dibi gerilmesine ve dinamik yüke etkilerini incelemişlerdir. Hem simetrik hem de asimetrik dişli çarklar için genel bir bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Asimetrik dişli ile yük taşıma kapasitesinin ve yorulma sınırının arttığı görülmüştür. Ön yüzey kavrama açısının artması ile kavrama oranı azalmış ancak tek diş çifti bölgesi arttığını belirtmişlerdir. Pinyon dişlinin diş sayısının artması ile 42° lik basınç açısına ulaşabilmektedir. Asimetrik profilli dişli çarkların dinamik yükler yönünden incelenmesi sonucunda dönme hızı kritik hıza yaklaştığında maksimum dinamik faktörün arttığını belirtmişlerdir. Kritik dönme hızından daha yüksek dönme hızlarında ise dinamik yük azalmakta ve dinamik faktör 1' in altına düştüğü, dinamik yükün genlik değerinin de kararlı bir hal aldığı belirtmişlerdir. Ön yüzey basınç açısının artması ile yüksek hızlarda dinamik faktörün artmakta olduğu ve nedeninin dişin kavrama oranı ve artan ortalama diş rijitliği olduğunu belirtmişlerdir.

Karpat ve ark. (2008), çalışmalarında asimetrik dişliler ve düz dişliler ile geleneksel düz dişlileri karşılaştırmak için dinamik analiz kullanılmıştır. Dinamik yükleri en aza indirmek için asimetrik diş tasarımı optimize edilmiştir. Bu çalışmada ön sonuçlar sunulmaktadır. MATLAB programı kullanılarak asimetrik ve düz dişlilerin için model geliştirilmiş ve anlık dinamik yükleri tahmin edilmiştir. Sonlu elemanlar metodu için iki boyutlu üç diş modeli geliştirilmiştir. Tek diş temas bölgesinde bulunan statik iletim hatası artan basınç açısıyla azaldığı vurgulanmıştır. Dişli eğilme gerilmesi ve dinamik sonuçları düşünüldüğünde simetrik dişlere göre daha yüksek performansa sahip olduğu belirtilmiştir.

Fetvacı ve Imrak (2008), çalışmalarında evolvent profilli asimetrik düz dişli çarkların bilgisayar simülasyonu için matematiksel olarak modellenmesi yapmışlardır. Asimetrik dişli çarklarda ön ve arka yüzey kavrama açıları farklı olarak dizayn edilir. Kesici takım için denklemler, koordinat dönüşüm, diferansiyel denklemler ve yuvarlanma prensipleri uygulanarak evolvent profilli asimetrik dişli çarkların matematiksel modeli verilmiştir. Vektör yaklaşımı ile matematik modelleme dişli çarkların geometri tanımlamasında yüksek hassasiyet sağlanmaktadır. Uçak, uzay ve otomotiv sektöründe yüksek performans elde etmek için tercih edilen asimetrik dişli çarkların matematiksel modellenmesi için denklemler verilmiştir. Matematik model dişli çark profilini tayin ederken, kesici takımın diş boşluğunu şekillendirmesine imkan sağlamaktadır. Yük

taşıma kapasitesine direk etki eden diş dibi geometrisi matematik modele göre incelenmiştir. Bu çalışma ile imalat simülasyonu, imalat öncesinde kesici takım tasarım parametrelerinin dişli çark geometrisi üzerindeki etkilerini kolaylıkla incelenmesini sağlamaktadır.

Kumar ve ark. (2008), çalışmalarında diş dibi gerilmesinde iyileştirme yapabilmek için asimetrik dişli çark incelenmiştir. Gerekli basınç açılarında pinyon ve dişli takımının yapılabilmesi için asimetrik kesici takım geliştirilmiştir. Bu optimizasyon çalışması için standart olmayan kesici takım, basınç açısı, diş ucu kalınlığı, profil kaydırma faktörü gibi etkenler dikkate alınarak tasarlanmıştır. Elde edilen dişli tasarımlarında dikkate alınan parametrelerin diş dibi geometrisi üzerindeki oluşan maksimum gerilmelerin sonlu elemanlar metodu ile tekrarlı analiz edilerek en uygun değerler önerilmektedir. Çalışma sonuçlarını doğrulamak için AGMA sonuçları ve simetrik dişliler için ISO standartları ile karşılaştırılmış ve başarılı sonuç elde edildiği belirtilmiştir.

Höhn ve ark. (2009), çalışmalarında dişli kutusunda verimliliğin artırılması için farklı yöntemlerden bahsedilmiştir. Düşük viskoziteli yağ kullanılırken, özellikle düşük sıcaklıklarda ve yük koşullarında kayıpların azaltılabileceği belirtilmiştir. Düşük sürtünmeli yağlar, dişli ve rulman kullanılarak kayıplar azaltılabilir. Dişli kutusunda %50' ye varan kayıplarda azalmanın teknik olarak mümkün olduğu vurgulanmıştır. Yağlayıcının yüksek verimli başka bir yağlayıcı ile değiştirilmesi ile basit bir değişiklik yapılarak %20 oranında iyileştirme elde edilebileceği belirtilmiştir. Dişli ve rulman tasarımının yanı sıra yağlayıcı tipi, viskozitesi ve içerisinde bulunan etken maddeler ile verimliliğin artırma yöntemi olarak alternatif bir yol olarak düşünülebileceği belirtilmiştir.

Mallesh ve ark. (2009a), çalışmalarında tahrik ve arka yüzey basınç açıları farklı asimetrik düz dişli diş profili oluşturarak eğilme gerilmelerini belirlemek için ANSYS yazılımı kullanılarak sonlu elemanlar yöntemi ile analiz yapılmıştır. Dişli üzerinde kritik noktalardaki eğilme gerilmelerini incelemek için simetrik ve asimetrik dişli çarklarda analiz yapılmıştır. Ulaşılan sonuçlar, basınç açısı arttığında profil diş ucuna doğru daha sivri, diş profili daha kavisli, aşınma daha az ve dişli yük taşıma kapasitesinin arttığı sonuçlarına ulaşmışlardır.

Mallesh ve ark. (2009b), çalışmalarında tahrik tarafındaki farklı basınç açılarının kritik kısımdaki eğilme gerilmesine etkisini incelenmektedir. Lewis denklemi ve sonlu elemanlar analiz yazılımı kullanılarak simetrik ve asimetrik düz dişler arasında

karşılaştırma yapılmıştır. Yapılan analizlerde, basınç açısının artışı ile birlikte kritik bölgedeki eğilme gerilmesinde %20 ile %25 arasında azaldığı sonucuna ulaşılmıştır.

Mallesh ve ark. (2009c), çalışmalarında dişlinin iki yüzeyinde de farklı basınç açıları olan asimetrik diş dişli geometrisini bilgisayar yardımı ile yapmışlardır. Geliştirilen program ile farklı basınç açıları, farklı sayıda diş ve modül için kritik bölgelerde eğilme gerilmelerini inceleyebilmek için sonlu elemanlar yöntemine göre model oluşturulmuştur. ANSYS yazılımı kullanılarak sonuçlar elde edilmiştir. Diş sayısı ve modül arttıkça eğilme gerilmesi azalırken, diğer parametreler değişmemiştir. Asimetrik dişli ile tahrik tarafındaki basınç açısının artması ile aynı şekilde eğilme gerilmesinde azalma gözlemlenmiştir.

Bommisetty (2009), çalışmalarında AGMA formülünün yük dağılım faktörünü belirlemek için sonlu elemanlar prosedürü geliştirilmiştir. Düz dişli 3-D CAD yazılımı kullanılarak modellenmiştir. 3-D modeller ANSYS yazılımı ile sonlu elemanlar yöntemi ile maksimum eğilme ve temas gerilmeleri hesaplanmıştır. Şaft dişliler montaj konumlarında analiz edilerek sonuçlar elde edilmiş ve yük dağılım faktörleri 1.03, 1.11, 1.14 olarak hesaplanmıştır.

Atanasovska ve ark. (2009), çalışmalarında diş çiftinin çalışması sırasında diş profilindeki deformasyon ve gerilmelerin eş zamanlı olarak izlenebilmesi için sonlu elemanlar modeli oluşturmuşlardır. Ayrıca evolvent profile sahip helisel dişlilerin sonlu elemanlar yöntemi ile temas koşulları da açıklanmıştır. Optimum koşullarda geometrik olarak doğru bir örgü yapısı seçilmesi için analiz gerçekleştirilmiştir. Profil ve temas geometrisinin doğru çizilmesi ve sonlu elemanlar analizi için özel algoritma geliştirilmiştir. En uygun eleman boyutu da seçilmiştir. Analiz, sonlu elemanlar modelinde dişli çifti ile temas durumunda yapılmıştır. Von mises eş değer gerilme analizi ile geliştirilen prosedür doğrulanmıştır.

Costopoulos ve Spitas (2009), çalışmalarında evolvent profilli asimetrik dişler sonlu elemanlar metodu analizi ile incelenmiştir. Çalışmada dişlinin yük taşıma kapasitesini arttırmak için evolvent profilli asimetrik dişli düşünülmüştür. Dişliler, dişli teori ve standartlarına göre modellenmiştir. Asimetrik dişli çiftlerinin tek yönde çalışan dişli mekanizması olduğu belirtilmiştir. Yapılan sonlu elemanlar analizi ile pinyon dişlide yük taşıma kapasitesindeki artışın standart 20° lik basınç açısına sahip dişe kıyasla %28'e kadar çıktığı belirtilmiştir. Asimetrik dişli çarkların avantajları olarak, arttırılmış diş dibi mukavemeti, hacim ve ağırlıkta azalma, çentik etkisi direncinin artması olarak belirtilmiştir.

Pedersen (2010), yapmış olduğu çalışmada asimetrik dişli kullanılarak dişlide eğilme gerilmesinin önemli ölçüde azaltılabileceğini göstermiştir. Asimetrik dişli çarkta diş kök kısmının kalınlaşması sonucunda gerilme değerinde azalma sağlandığı belirtilmiştir. Bu optimizasyon 17, 34, 68 farklı diş sayılarında yapılmıştır. Kesici takım geometrisi, dişlinin diş dibi geometri optimizasyonu dikkate alınarak tasarlanmıştır. Kesici takım geometrisinin direk olarak etkili olduğu vurgulanmıştır. Tahrik tarafı basınç açısı α_d , arka yüzey basınç açısı α_c olarak tanımlanmış ve dişliye kuvvet iki yönden de uygulanmıştır. Yüksek basınç açılı profilden uygulandığında eğilme gerilmesindeki azalma %40 oranında görülmüştür ve düşük basınç açısından uygulandığında bu oranın yarısı kadar olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Sankar ve ark. (2010), çalışmalarında düz dişli çarklarda bozulmayı engellemek için diş dibi geometrisinin optimize edilmesi anlatılmıştır. Dairesel diş dibi geometrisi ile optimize edilerek diş dibi eğilme gerilmelerinde azalma elde edildiği belirtilmiştir. Yapılan tasarımlar analizleri ANSYS 11.0 yazılımı ile yapılmıştır. Dairesel diş dibi geometrisi ile trokoid geometrinin karşılaştırıldığında neredeyse aynı olduğu vurgulanmıştır.

Wang ve ark. (2011), çalışmalarında kenar tabanlı yuvarlatılmış nokta enterpolasyon yöntemi(ES-PIM) ile asimetrik dişli çarkların eğilme gerilmesi analizi yapmışlardır. Sırasıyla basınç açıları $20^\circ/20^\circ$, $25^\circ/20^\circ$, $30^\circ/20^\circ$, $35^\circ/20^\circ$, $40^\circ/20^\circ$ olmak üzere beş farklı asimetrik dişli çark özel olarak tasarlanmış kesici takım ile üretilmiştir. ES-PIM yönteminin dört temel faktörü olan doğruluğu, yakınsama, yakınsama oranı ve hesaplama verimliliği beş asimetrik dişli tasarımında tahrik tarafı diş dibi eğilme gerilmeleri dikkate alınarak ayrıntılı olarak incelenmiştir. Kuvvetin uygulanması için en uygun nokta tek diş temasının en yüksek noktası(HPSTC) olarak vurgulanmıştır. Basınç açısı artışı ile eğilme gerilmesinde azalma görülmüştür ve bu yöntem ile sonlu elemanlar metodu yöntemi kullanılarak bulunan sonuçların birbirine yakın olduğu belirtilmiştir.

Alipiev (2011), yapmış olduğu çalışmada simetrik ve asimetrik dişlinin çalışma durumundaki geometrik tasarımı hakkında yöntem önermiştir. Bu yöntem az diş sayılarında ve diş sayıları eşit olduğu durumda geometrik tasarım için uygun olduğu belirtilmiştir.

Kapelevich (2011), yapmış olduğu çalışmada doğrudan dişli tasarım yöntemi kullanılarak tasarlanan düz veya simetrik ve asimetrik profilli dişli çarkların boyut kontrollerini ve parametreleri anlatılmaktadır. Hem içten dişliler hem de dıştan dişliler dikkate alınmıştır. Doğrudan dişli tasarım yönteminin yüksek performanslı dişli çiftleri

elde etmeyi sağlamaktadır. Artan yük taşıma kapasitesi, verimlilik, kullanım ömründe artış, boyut, ağırlık, gürültü, titreşim ve üretim maliyetinde azalma sağlamaktadır. Pim çapı belirleme ve pim üstü ölçüsü ile simetrik veya asimetrik dişlinin boyutsal kontrolü anlatılmıştır. Pim üzeri ölçüsü ve giriş ölçülerinin hesaplanması için bağıntılar verilmiştir.

Brown ve ark. (2011), Boeign mühendisleri ve Alexander Kapelevich tarafından yapılan çalışmada dairesel diş dibi geometrisi optimize edilmiştir ve testler ile karşılaştırılmaları yapılmıştır. Eğilme ve temas gerilmeleri tespit etmişlerdir. $25^0/25^0$ - $15^0/35^0$ basınç açılarına sahip simetrik ve asimetrik dişli çarklar üretilmiştir. Asimetrik dişli çarkların diş dibi geometrilerini doğrudan dişli tasarım(Direct Gear Design) yöntemi ile optimize etmişlerdir. Üretimi gerçekleştirilen asimetrik dişli çarkları CBN taşlama taşı ile simetrik dişli çarklara benzer şekilde taşlamışlardır. Tasarıma uygunluğunu CMM ölçüm merkezinde ölçülerek kontrol etmişlerdir. Tek diş üzerinden yük uygulanarak sonuçları değerlendirmişlerdir. Tek diş eğilme yorulma testlerini Boeign-Philadelphia' da bulunan test cihazında yapmışlardır. Tek diş eğilme yorulma yükü kapasitende %16 iyileşme, diş dibi gerilmesinde %16,4 azalma ve aşınma direncinde %25 artış olduğunu belirtmişlerdir.

Dadhaniya ve ark. (2012), çalışmalarında evolvent profilli asimetrik düz dişliler için basınç açısı etkisi anlatılmıştır. Üç boyutlu model oluşturularak sonlu elemanlar metodu ile yapılan analizde simetrik dişlilere göre daha iyi performans gösterdiği sonucuna varılmıştır. Tahrik tarafındaki basınç açısı 35 derece olduğunda, 20 derecelik basınç açısına sahip evolvent profilli simetrik dişliye göre eğilme gerilmesinin %24 oranında ve deformasyonun %20 azaldığı görülmüştür. Kavrama oranı ve diş ucu kalınlığı asimetrik dişe sahip dişliler için önemli kısıtlama olduğu belirtilmiştir.

Agrawal ve Himte (2012), çalışmalarında asimetrik bir dişlinin, daha büyük modüllü simetrik bir dişli ile aynı torku iletebileceği vurgulanmıştır ve eğilme gerilmeleri karşılaştırılarak kanıtlanmıştır. ANSYS yazılımı kullanılarak sonlu elemanlar metoduna göre yapısal analizleri yapılmıştır. Yapılan analizde üç boyutlu dişli modeli ele alınmıştır. Analiz sonucunda eğilme gerilmeleri asimetrik ve simetrik dişliler için belirtilmiş ve asimetrik dişlide eğilme gerilmesinin daha düşük olduğu vurgulanmıştır.

Sondur ve Dharashivkar (2013), çalışmalarında Evolvent profilli asimetrik dişlinin kritik kesitinde oluşan eğilme gerilmesini tespit etmek için yöntem sunulmuştur. ISO/TC-60 yöntemi kullanılarak diş dibi geometrisinde oluşan eğilme gerilmesi teorik olarak hesaplanmıştır. Kullanılan dişli takımları için diş form faktörü, gerilme konsantrasyon faktörü, kritik kesit parametreleri ve temas oranları belirlenmiştir. CATIA

V-5 R15 yazılımı kullanılarak asimetrik dişli çarklar modellenmiş ve ANSYS 12.0 yazılımı kullanılarak, teorik olarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Çalışma yüzeyindeki 20^0 lik basınç açısının 30^0 olması ile kavrama oranının 1,68' den 1,36' ya azaldığı, kritik kesitteki eğilme gerilmesinin %9 azaldığı ve maksimum eğilme gerilmesinin yerinin değişmediği belirtilmiştir.

Dhokane (2014), çalışmasında simetrik ve asimetrik düz dişlinin eğilme gerilimi analizi yapılarak, dişlerin eğilme gerilmesini iyileştirmek için dişlinin basınç açısını değiştirerek düz dişliler tasarlamıştır. Daha sonra ANSYS kullanılarak hesaplanan eğilme gerilmeleri, bu sonuçlardan simetrik ve asimetrik düz dişli arasında karşılaştırılmıştır. Asimetrik dişli tasarımı ile eğilme gerilmesine %30' a varan iyileştirmeler yapılabileceği sonucuna ulaşılmıştır.

Abdulwahhab ve Abdullah (2014), çalışmalarında evolvent profilli helisel asimetrik dişliler kullanılarak dişli çarkta eğilme gerilmesi dayanımının artırılması için alternatif yöntem sunulmuştur. Asimetrik dişli çarkların eğilme gerilmelerini bulmak için analitik olarak denklem kullanılmıştır. Analitik olarak bu denklemler belirli diş sayısında ve herhangi bir helis açısında asimetrik dişlide oluşan eğilme gerilmelerini bulmak için değiştirilmiştir. Bulunan sonuçlar Autodesk Simulation Mechanical Packad V2014 yazılımı kullanılarak elde edilen sonuçlar ile doğrulanmıştır. Helisel dişli, 3D CAD grafik yazılımı olan Autodesk Inventor Profesyonel yazılımı ile modellenmesi yapılmıştır. Basınç açısı artışı ile eğilme gerilmesi azalmıştır. Bunun için en uygun helis açısının da $22,5$ derece olduğu belirtilmiştir.

Ristic ve Kramberger (2014), çalışmalarında diş kök formu ve diş dibi yarıçapının diş dibi mukavemetine etkilerini ele almışlardır. Dişli çarkın kritik noktasının dik kökü olduğu ve kırılmanın buradan başlayacağı vurgulanmıştır. Bu nedenle en uygun diş kökü yarıçapını bulmak için hesaplamalar sunulmuştur. İki seviyeli farklı diş dibi yarıçaplarında dişli modeli oluşturulmuştur. Aynı diş dibi üzerinde iki diş dibi yarıçapı uygulanarak oluşturulan modelde çentik etkisinin ortadan kaldırıldığı belirtilmiştir. Yapılan çalışmalar sonlu elemanlar metodu ile analiz yapılarak sonuçlar elde edilmiştir. Yapılan çalışmalarda diş dibi yarıçapının artması ile çentik etkisinin azaldığı ve diş dibi gerilmesinde azalma olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Shankin ve ark. (2014), çalışmalarında asimetrik dişli çarkın helikopter şanzımanında uygulanması ve sonuçları anlatılmıştır. Ana şanzımanın en çok yüke maruz kalan son kademeleri olan 2. ve 3. kademelerinde uygulanışı temas gerilmesinde %9 ve %6 oranında azalma sağlanmış ve ana dişli boyutlarını arttırmadan dişli tahrik kısmının

kabul edilebilir mukavemete ulaşması sağlanmıştır. Asimetrik dişlere sahip dişliler kullanılarak helikopter şanzımanının tam anlamıyla yeniden tasarlanmasına ihtiyaç olmadan daha güçlü ve yakıt tasarruflu turbo şaft motorların kullanılması sağlanmıştır.

Marimuthu ve Muthuveerappan (2014), çalışmalarında dişli çiftinde yük paylaşımının dengeli ve doğrudan dişli tasarım yöntemi ile pinyon ve tahrik edilen dişli için diş dibi gerilmelerinin eşit olabilmesi için uygun profil kaydırma faktörlerinin doğru şekilde tahmin etmeye çalışılmıştır. Sonuç olarak çevrim oranı 2, kavrama oranı 2,1, $m: 1$, $x_1: -0,21$ ve $x_2: 0,21$ olarak belirlenip 10 N yükte iki dişlide maksimum diş dibi gerilmeleri 16,7 MPa olarak istenilen sonuç alınmıştır. Dişli çifti için eşit ve en uygun profil kaydırma faktörünün bulunabildiği belirtilmiştir.

Mohan ve Senthilvelan (2014), çalışmalarında basınç açıları $20^\circ/20^\circ$ simetrik dişliler ve $20^\circ/34^\circ$ asimetrik dişliler %20 can elyaf içeren polipropilen malzemeler kullanılıp enjeksiyon ile kalıplanmış ve eğilme yorulma performansları incelenmiştir. Bunun için özel olarak servo hidrolik yorulma test cihazı entegre edilmiştir ve test için verilen yük sürekli ölçülmüştür. Malzeme içerisine cam elyafın eklenmesi hem simetrik hem de asimetrik dişlinin yük taşıma kapasitesini arttırdığı belirtilmiştir. Ayrıca asimetrik dişli çarkın kök kesit bölgesi arttığı için simetrik dişliden daha üstün sonuç verdiği belirtilmiştir. Testler diş kırılması gerçekleşene kadar gerçekleştirilmiştir. Çalışma yüzeyi basınç açısının arka yüzey basınç açısından yüksek olduğu zaman eğilme gerilmesinin azaldığı da vurgulanmıştır.

Sekar ve Muthuveerappan (2015), çalışmalarında asimetrik düz dişli çarkın diş form faktörünün belirlenebilmesi incelenmiştir. Gerilme sonuçlarının doğru elde edebilmek için kuvvetin tek diş temasının en yüksek noktasından uygulanması gerektiği belirtilmiş ve bu yarıçapın hesaplama formülleri verilmiştir. Yük uygulanmış simetrik düz dişlinin diş form faktörünün belirlenebilmesi için ISO ve AGMA standartları mevcut olduğu ancak mevcut standartların asimetrik dişli için kullanılamayacağı belirtilmiştir. ISO B metodolojisi, diş form faktörünü ve asimetrik düz dişlideki gerilme düzeltme faktörünü belirlemek için uyarlanmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak çıkan sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

Mallesh ve ark. (2015), çalışmalarında asimetrik düz dişli modeli oluşturularak ANSYS yazılımı ile sonlu elemanlar metodu ile eğilme gerilmeleri hesaplanmış ve standart düz dişli ile karşılaştırılmıştır. Asimetrik dişli modeli oluşturmanın modül, diş sayısı, kavrama oranı ve profil kaydırma faktörü gibi parametreler ile sınırlandırıldığı belirtilmiştir. Basınç açısının temas durumunda etki eden gerilmede önemsiz olduğu

ancak eğilme gerilmesinin basınç açısının artmasıyla önemli ölçüde azaldığı vurgulanmıştır. Basınç açısının artması ile diş profili daha sivri ve kavisli hale gelmiştir. Aşınma, titreşim, ağırlık ve boyutta azalama sağlanmıştır. Yük taşıma kapasitesinin de arttığı sonucuna ulaşılmıştır.

Kapelevich ve Shekhtman (2015), çalışmalarında derecelendirme standartları tarafından tanımlanan simetrik dişliler ile asimetrik dişli çarklar arasında eğilme ve temas gerilmelerini kıyaslayarak, asimetrik dişli çarklar için derecelendirme yaklaşımı sunmuşlardır. Eğilme ve temas gerilmelerinin tayini için Hertz denklemi için sonlu elemanlar analizi uygulanmıştır. Simetrik dişli standartları kullanılarak asimetrik dişli çarkların eğilme, temas gerilmeleri, emniyet faktörü tanımları ve performans arttırmaya yönelik analizlerin yapılabileceği belirtilmiştir. Bu yaklaşım, AGMA ve ISO standartları tarafından asimetrik dişli için tasarım standartları geliştirilinceye kadar geçici bir çözüm olabileceği belirtilmiştir.

Marimuthu ve Muthuveerappan (2016b), çalışmalarında doğrudan dişli tasarım(Direct Gear Design) yöntemiyle tasarlanan asimetrik düz dişlilerin maksimum diş dibi ve temas gerilmeleri, sonlu elemanlar metodu kullanılarak yük paylaşım oranına göre değerlendirmişlerdir. Doğrudan dişli tasarımı için, diş sayısı, asimetri katsayısı, diş ucu kalınlığı ve tahrik tarafı kavrama oranı gibi bilinen giriş dişli parametreleri için alan diyagramları geliştirilmiştir. Yük paylaşım oranı, maksimum diş dibi ve temas gerilmelerini tespit etmek için ANSYS parametrik tasarım dil kodu geliştirilmiştir. Diş dibi gerilmesi, boyutsal olmayan gerilmeler açısından hesaplanmıştır. Tahrik ve arka taraf basınç açıları, diş ucu kalınlığı, kavrama oranı, asimetrik katsayısı, dişli oranı ve yük taşıma kapasitesi üzerindeki diş sayısı gibi dişli tahrik parametrelerinin olmayışı, boyutsal olmayan diş dibi gerilmesi ve maksimum kavrama üzerinde yoğun olarak çalışılmıştır. Gerilmeler geleneksel olarak tasarlanmış dişliler ile karşılaştırılmıştır. Parametrik çalışma sayesinde, sabit kavrama oranı ve sabit tahrik tarafı basınç açısı ile ayrı bir yük taşıma kapasitesi elde etmek için asimetrik dişli tahrik tasarımının uygun olduğu belirtilmiştir.

Marimuthu ve Muthuveerappan (2016a), çalışmalarında doğrudan dişli tasarımı(Direct Gear Design) yöntemi kullanılarak asimetrik dişli geometrisinin avantajlarından olan dişli yük taşıma kapasitesindeki artış incelenmiştir. Doğrudan dişli tasarım yönteminin geleneksel dişli tasarım yöntemlerine göre daha avantajlı olduğu vurgulanmıştır. Dişli çarkların yük taşıma kapasitesinin belirlenmesinde diş dibi ve temas gerilmelerinin belirlenmesinde sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Doğrudan dişli

tasarım yöntemi ile tasarlanan dişli çarklar, geleneksel dişli çarklar ile karşılaştırılmıştır ve dişli çifti performansında önemli iyileşme olduğu belirtilmiştir.

Kapelevich (2016), çalışmasında asimetrik dişli dişlilere doğrudan dişli tasarımı(Direct Gear Design) yönteminin bir uygulamasını sunmaktadır. Asimetrik diş ve dişli örgüsü özellikleri, asimetrik dişin sınırları, diş geometrisi optimizasyonu, simetrik ve asimetrik dişlilerdeki analitik ve deneysel karşılaştırmalar anlatılmaktadır. Asimetrik bir dişin daha yüksek diş yükünde fonksiyonel olarak simetrik dişliye göre farkları belirtilmiştir. Asimetrik dişlilerin ana avantajı tahrik kısmında temas gerilmesi azalması ve daha yüksek yük taşıma kapasitesine ulaşabildiği belirtilmiştir.

Masuyama ve Miyazaki (2016), çalışmalarında oluşturmuş oldukları dişli modellerine sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak diş dibinde oluşan gerilmeleri hesaplamışlardır. Gerilmelerdeki sınır noktalar bulunarak dişlinin moment taşıma kapasitesi değerlendirilmiştir. Oluşturulan asimetrik dişlilerde yük taşıma kapasitesini 20° ile 45° basınç açıları karşılaştırılmıştır. Tüm dişliler simetrik ve asimetrik olarak ISO standartlarına göre hesaplanarak modellenmiştir. Artan basınç açıları ile dişli çarkta eğilme gerilmesi azaldığı sonuçlar ile belirtilmiştir. Sonuç olarak 45° basınç açısına sahip asimetrik dişli çarkın en yüksek yük taşıma kapasitesine sahip olduğu belirtilmiştir.

Krantz ve Handschuh (2016), çalışmalarında uzay mekiğine ait dişli mekanizmasında bulunan dişli çarkların daha önce belirlenmiş olan ömür, verim ve yük taşıma kapasitelerine karşılık gelen emniyet faktörlerinin yeni bir yöntem kullanılarak kontrolü yapılmıştır. Dişli diş dibi bölgesinde oluşan gerilmelerin doğru şekilde tahmin edilmesi gerektiği belirtilmiştir. Diş dibinde oluşacak gerilmenin uygulanacak kuvvet ve konumu ile önemli bir şekilde etkileneceği vurgulanmıştır. Kuvvetin teorik olarak belirlenen tek diş temasının en yüksek noktasından uygulanması gerektiği belirtilmiştir. Bu noktadan uygulanacak kuvvetin, yapılacak analizlerde önemli ölçüde doğru sonuçlara götüreceği vurgulanmıştır. Sürtünmenin ve boşluk hatalarının diş dibi gerilmesinde önemsiz olduğu belirtilmiştir. NASA Mühendislik ve Güvenlik merkezinin de desteği ile yapılan çalışmada, limit torkunun 1,4 katında yük koşulu için 1,28 olarak bulunmuştur.

Phalake ve Utpat (2016), çalışmalarında dişlilerin eğilme gerilmesinde iyileştirme yapabilmek için, simetrik ve asimetrik dişli tasarımları yapılarak sonlu elemanlar yöntemi ile analizi yapılmıştır. ANSYS yazılımı kullanılarak eğilme gerilmeleri sonuçları değerlendirilmiş ve dişli tasarımında düzenleme yapılmıştır. Diş dibi kalınlığındaki artış, diş dibinde oluşan gerilme yoğunluğunu azaltmıştır. Bu sayede dişli yük taşıma kapasitesinin arttığı belirtilmiştir.

Kapelevich ve Shekhtman (2017), çalışmalarında aynı dişli veriminde fakat farklı diş sayılarında dişli çiftlerinin nominal ve efektif kavrama oranlarının analizini yapmışlardır. Eğilme ve temas gerilmeleri sapması için hesaplanan değişken çalışma yükü altında diş eğilme gerilmesi, temas gerilmesi ve iletim hatalarını dikkate alarak dişli performans parametreleri tanımlamışlardır. Geçiş temas oranlı dişliler çalışma yükü aralığında daha uygun olduğu ortaya çıkmıştır, Orta ve yüksek kavrama oranlı dişlilerin minimum iletim hatası, eğilme ve temas gerilmeleri, düşük kavrama oranlı dişlilerden düşük olduğu görülmüştür. Çalışma yükü aralığında nispeten sahip iletim hatalı olan geçiş kavrama oranlı dişliler, ilave iletim hatası azaltılması için diş yan mikro geometrisi optimizasyonu için daha iyidir. Bu analiz kavrama oranı tamsayı değerine sahip dişlilerin nominal kavrama oranlı yerine efektif kavrama oranı dikkate alındığında daha sessiz olduğu sonucunu doğruladığını belirtmişlerdir.

Mehr ve Yoders (2017), çalışmalarında asimetric dişli profillerinin taşlama yöntemi ile performans artırılmasına değinilmiştir. Dişli çarkların yük taşıma kapasitesinin ve gürültü iyileştirmelerinin yapılabilmesi için profil ve helis yapılarının taşlanması gerekmektedir. Asimetric dişli çarkların da taşlanabileceği belirtilmiştir. Dişli endüstrisinde bu modifikasyonlar iyi bilinmektedir ve asimetric dişli için Liebherr firmasının yöntem geliştirdiği belirtilmiştir.

Yılmaz ve ark. (2017), çalışmalarında gövde boşaltması yapılmış ince çerçeveseli düz dişlilerde diş dibi eğilme gerilmesini azaltmak için asimetric dişli modeli incelenmiştir. Simetric düz dişli çarklarda, çerçeve kalınlığının azalması sonucunda gerilme değeri artar ve diş kökünün altına doğru taşınır. Bunun da yorulma ömrünün kısılmasına neden olacağı belirtilmiştir. Eğilme gerilmesinin kritik noktasının yukarıya taşınması için asimetric dişli çark trokoidal geometrisi önerilmiştir. Asimetric dişli kesici takım kullanılarak oluşturulduğunda farklı uç yarıçapları vardır ve bunun büyük uç yarıçapı kullanılmasına izin vereceği belirtilmiştir. İnce çerçeveseli düz dişli çarkların üç boyutlu modeli CATIA yazılımında yapılmıştır. ANSYS yazılımı ile sonlu elemanlar analizi için tek diş temasının en yüksek noktasına (HPSTC) normal kuvvet uygulanmıştır. Çerçeve yüzeyi gerilme oluşması için sabitlenmemiştir. Analiz ile maksimum eğilme gerilmelerinin etkileri incelenmiştir. Dişli çarkın çizilmesi için matematiksel denklem oluşturulup MATLAB programı ile CATIA yazılımına aktarılıp model elde edilmiş ve analizler gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, asimetric dişli çark modeli ile maksimum eğilme gerilmelerinin azaldığı görülmüştür. Kesici uç yarıçapı 0,38 ile 0,58 arasında arttığında ise maksimum eğilme gerilmesi yaklaşık %13 azaldığı belirtilmiştir. Kritik

noktanın konumu, diş derinliği 1,3xmodül olduğu için diş tabanından uzaklaşmıştır. Çerçeve kalınlığının eğilme gerilmesi üzerindeki etkisinin 1,3xmodül' den daha az olan çerçeve kalınlığında daha önemli olduğu belirtilmiştir. Asimetrik dişli çark ile çerçeve kalınlığının 1,4xmodül ve üzerindeki değerlerde etkilerinin çerçeve kalınlığının artmasıyla ortadan kalktığı belirtilmiştir.

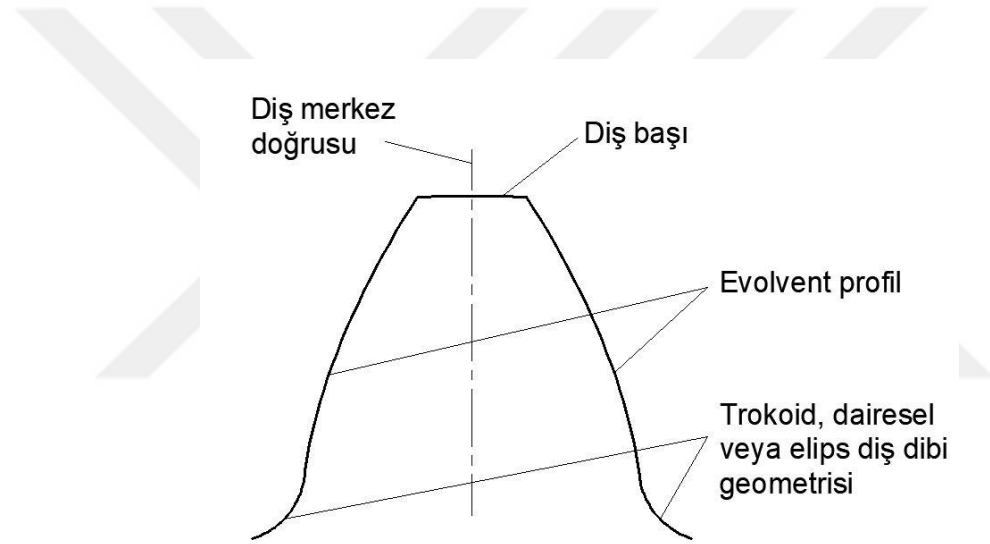
Yapmış olduğumuz çalışma, her iki yönde çalışma durumu düşünülerek asimetrik helisel dişli mekanizmasının avantaj ve dezavantajlarını ortaya koymaktadır. Uygulaması olan bir tasarım yöntemi sayın Dr. Alexander L. Kapelevich' in izni ve yapmış olduğu yardımlar ile kullanılmıştır. Farklı diş sayısı, modül, profil kaydırma faktörü ve helis açısının etkisi aynı anda incelenme fırsatı olmuştur. Yapılan hesaplamalar ve analizler sonucunda mekanizmayı oluşturan tüm asimetrik helisel dişli çarklar için $20^0/35^0$ basınç açılarının uygun olabileceği belirtilmiştir. Asimetrik profil yönünde çalışmasının uygun olacağı vurgulanmıştır.

Üretim sürecinde boyut kontrolü yapmak için kullanılacak hesaplamalar tanımlanmıştır. Asimetrik düz ve helisel dişli çarkların dişli ölçüm merkezi ile ölçülerek, boyut ve kalite kontrollerinin yapılabileceği ölçüm merkezi üretici firması referans alınarak belirtilmiştir. Asimetrik dişli çarkın üretiminde kullanılacak kesici takım tasarımı yapılmıştır. Yapılan dişli ve takım tasarımı kesici takım üretici firma ile paylaşılarak üretilbileceği bilgisi referans alınarak belirtilmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Evolvent Profilli Dişli Çarkların Geometrisi ve Özellikleri

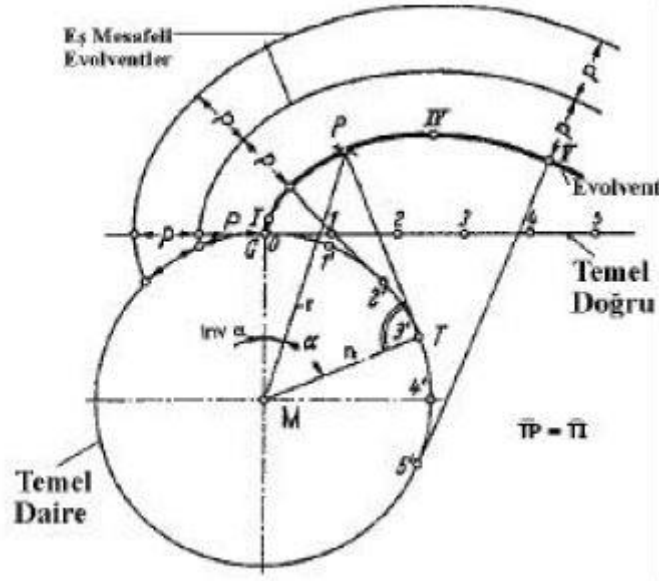
Dişli çark geometrisi iki farklı eğriden ve yaydan oluşmaktadır. Diş geometrisi, Şekil 3.1’ de görüldüğü üzere diş başı ve diş dibi dairesinin oluşturduğu yaylar, dişli yan yüzeyini oluşturan evolvent eğriler ve bu eğri ile diş dibi dairesini birbirine bağlayan diş dibi geometrisini oluşturan diş dibi geometrisinden oluşmaktadır. Standart dişli çark üretiminde kesici takım geometrisi diş profilini oluşturmaktadır. Kesici takımın iş parçasına göre izafi kesme hareketi ile diş dibi geometrisi oluşmaktadır. Standart kesici takımları ISO53 normuna göre seçilmektedir.



Şekil 3.1 Evolvent diş profili

3.1.1. Evolvent Eğrisi

Evolvent profilli dişli çarklar, üretim kolaylığı ve maliyetinin düşük olması nedeniyle yaygın olarak kullanılmaktadır. Neredeyse tüm dişli üreticileri bu profili tercih etmektedirler. Sabit yarıçaplı bir daire üzerinde, kaymadan yuvarlanan bir doğrunun herhangi bir noktasının çizdiği eğriye evolvent eğrisi denir. Buradaki daire ve doğruya da temel daire ve temel doğru denir(Şekil 3.2)(Babalık ve Çavdar, 2012). Evolvent profil çizimi temel daire üzerinden başlamaktadır. Bu daire diş sayısına göre diş dibi dairesinden küçük veya büyük olabilir.



Şekil 3.2 Evolvent eğrisinin oluşumu(Babalık ve Çavdar, 2012)

Evolvent fonksiyonu, $inv(involut)$ kısaltması ile gösterilir ve

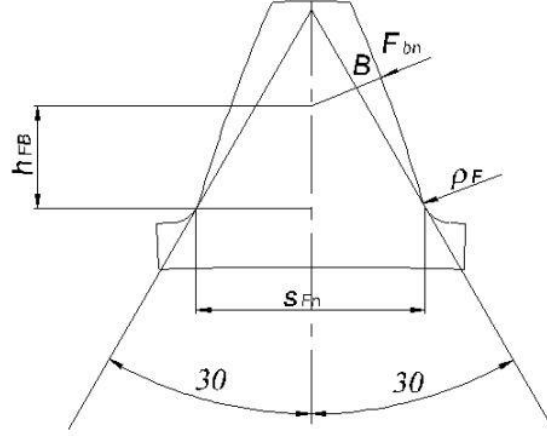
$$inv\alpha = tg\alpha - \alpha \quad (3.1)$$

$$\alpha \text{ (derece)} = (180 / \pi) \cdot \alpha \text{ (radyan)} \quad (3.2)$$

şeklinde tanımlanır(DIN3960, 1980). Evolvent fonksiyonunda geçen α literatürde referans daire için kavrama veya basınç açısı olarak ifade edilmektedir. Yaygın olarak kullanılan basınç açısı 20^0 dir. İngiliz ve Amerikan standartlarında 15^0 ve 25^0 değerleri de tercih edilmektedir.

3.1.2. Diş Dibi Geometrisi

Diş dibi geometrisi, kesici takımın iş parçasına göre izafi kesme hareketi ile oluşan geometridir. Evolvent kısım ile diş dibi çapı arasında kalan geometridir. Diş dibi gerilmesinin ve kuvvet iletiminin kritik noktasıdır. Diş dibi yarıçapının boyutunun, dişlinin gerilme yoğunluğuna, çatlak ve yorulma ömrüne etkisi vardır. En yüksek gerilme yoğunluğu diş dibi geometrisinde görülmektedir(Ristic ve Kramberger, 2014). Diş dibi yarıçapı Şekil 3.3' te gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Diş dibi geometrisi (Ristic ve Kramberger, 2014)

Diş dibi radyusunu hesaplamak için,

$$\rho_F = c_p / (1 - \sin \alpha_{c,d}) \quad (3.3)$$

$$c_p = (0,1 - 0,3) \cdot m_n \quad (3.4)$$

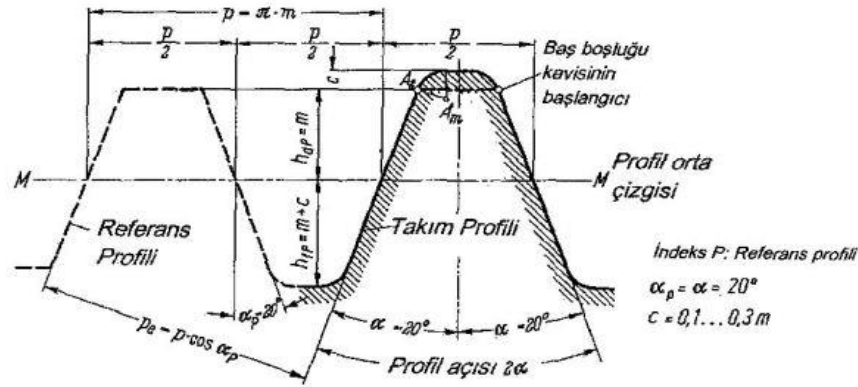
formülleri uygulanmaktadır. Minimum diş dibi radyusu için,

$$\rho_{Fmin} = 0,7 \rho + \frac{(h_t + h_{ap} - \rho)^2}{\left(\frac{d}{2 \cos^2 \beta}\right) + h_t - (h_{ap} + \rho)} \quad (3.5)$$

formülü kullanılmaktadır (Radzevich, 2012).

3.1.3. Evolvent Profilli Dişli Çarklar İçin Referans Profil

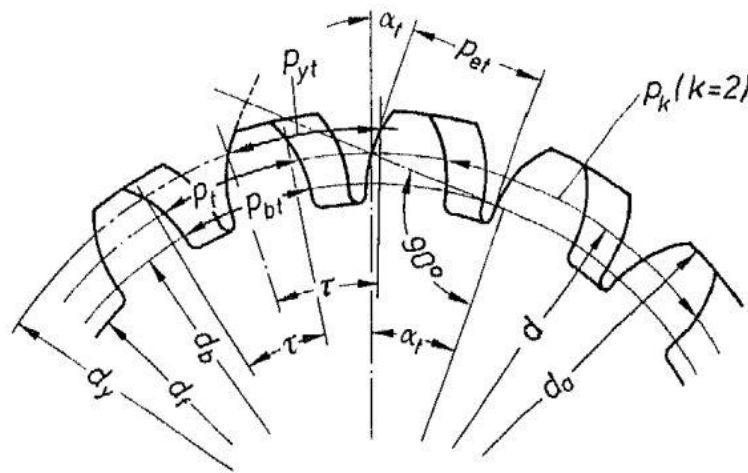
Evolvent dişlinin şekli ve boyutları DIN867 ile tespit edilen referans profilinde verilmiştir. Referans profil yan yüzeyleri birer doğru, yani temel dairesinin çapı sonsuz olan dişli şeklindedir ki bu dişli çarka kremayer dişli denir. Referans profildeki yan yüzeylerin eğim açısı (aynı zamanda kavrama açısına eşittir) 20° dir. Kavrama açısı kavrama doğrusu ile profil orta doğrusu arasındaki açıdır (Şekil 3.4) (Babalık ve Çavdar, 2012).



Şekil 3.4. DIN 867 Referans Profil (Babalık ve Çavdar, 2012)

3.1.4. Helisel Dişli Çarkların Temel Boyutları

Dişli yan yüzey geometrisi dışında, dişliyi belirleyen ana boyutlar; taksimat dairesi, taksimat, diş sayısı ve modüldür. Diğer boyutlar bunlara bağlı olarak belirlenir (Şekil 3.5). Tüm formüller ve simgeler kolay anlaşılabilmesi için DIN3960 standardından alınmıştır.



Şekil 3.5. Dişli çark boyutları (DIN3960, 1980)

Dişli çarkın belirlenebilmesi ve üretiminin yapılabilmesi için kavrama açısı ve modül değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Kavrama açısı α özel olarak belirtilmediyse 20° olarak alınır. Diğer büyüklükler ise şöyledir;

Taksimat dairesi "d" referans dairesi olarak da literatürlerde adlandırılmaktadır. Dişli boyutlandırılmasına başlanılan dairedir. Tüm boyutlar taksimat dairesi ile ilişkilidir.

Taksimat, taksimat dairesi üzerinde ölçülen, birbirini izleyen iki sağ veya iki sol yan yüzeyler arasındaki yay uzunluğudur, p ile gösterilir.

Temel daire, evolvent profilin başlangıç noktasıdır. Helisel dişli çarklar için temel boyutlandırma formülleri aşağıda verilmiştir.

Taksimat dairesi çapı,

$$d = z \cdot m_n / \cos\beta \quad (3.6)$$

Diş dibi dairesi çapı,

$$d_f = d + 2 \cdot x \cdot m_n - 2 \cdot h_{fp} \quad (3.7)$$

Diş başı dairesi çapı,

$$d_a = d + 2 \cdot x \cdot m_n + 2 \cdot h_{ap} \quad (3.8)$$

Temel daire çapı,

$$d_b = d \cdot \cos\alpha_t \quad (3.9)$$

$$\cos\alpha_t = \text{tg}\alpha / \cos\beta \quad (3.10)$$

Taksimat dairesi üzerinde diş kalınlığı,

$$S_t = p / 4 = \pi \cdot m_n / 4 \quad (3.11)$$

Profil kaydırma işlemi yapılmış dişli çarklarda taksimat dairesi üzerinde diş kalınlığı,

$$S_t = 0,5 \cdot \pi \cdot m + x \cdot m_n \cdot 2 \cdot \text{tg}\alpha \quad (3.12)$$

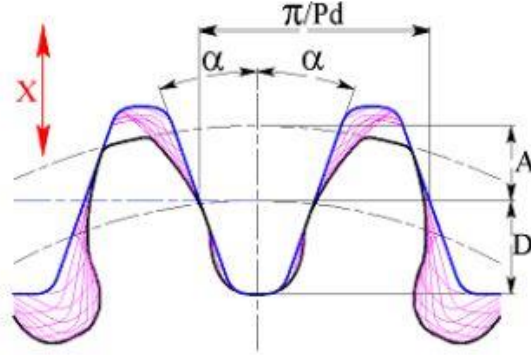
formülü ile hesaplanmaktadır (Sekar ve Muthuveerappan, 2015).

Dişli çark mekanizmalarında profil kaydırma işlemi yapılırsa referans dairelerinin yarıçapları değişmektedir. Bu daire yuvarlanma dairesi olarak da adlandırılmaktadır. Pozitif veya negatif profil kaydırma işlemine göre taksimat dairesinden büyük veya küçük daire çapında referans daire oluşmaktadır.

$$d_v = d + 2 \cdot x \cdot m_n \quad (3.13)$$

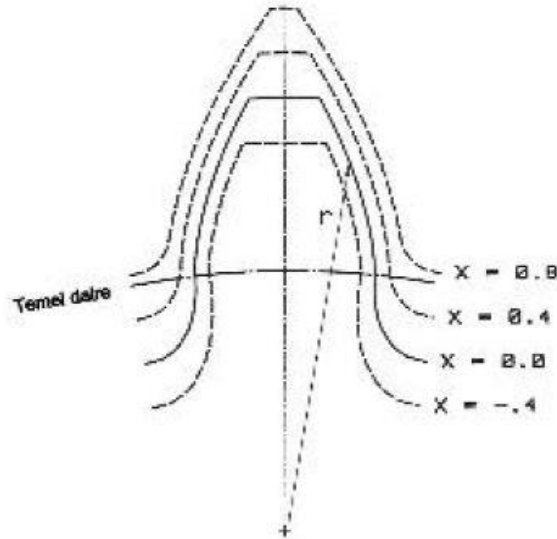
3.1.5. Dişli Çark Mekanizmalarında Profil Kaydırma İşlemi

Düz dişli çarklarda fazlaca uygulanan profil kaydırma yöntemi ile diş profilinde ve mekanizma özelliklerinde değişikli olabilmektedir. Profil kaydırma yöntemi kesici takımın modülün belirli bir katı miktarınca ileriye itilmesi veya geriye çekilmesi ile uygulanmaktadır(Şekil 3.6).



Şekil 3.6. Dişli çarklarda profil kaydırma işlemi(Kapelevich ve McNamara, 2003)

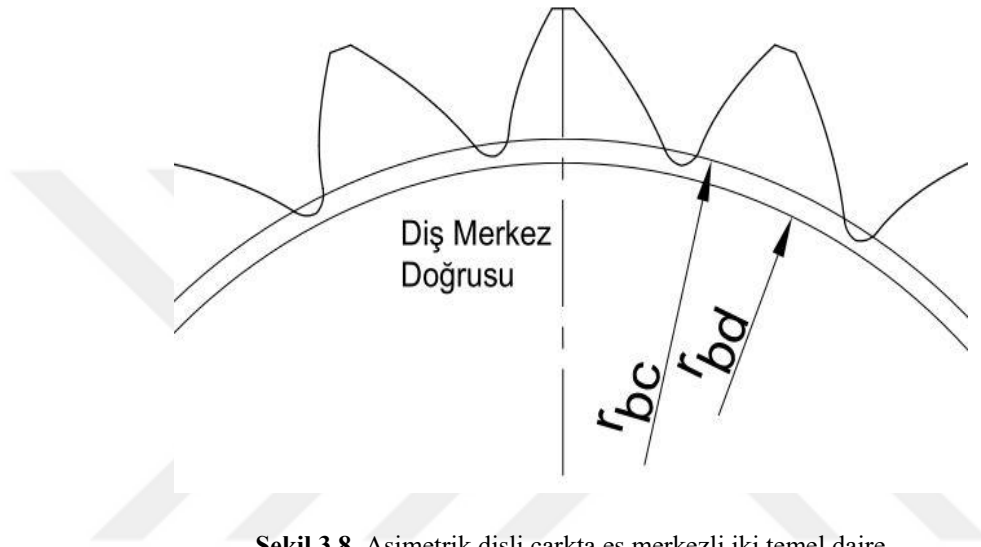
Profil kaydırma işlemi pozitif veya negatif yönde yapılarak dişli çark geometrisi optimizasyonu yapılmaktadır(Şekil 3.7).



Şekil 3.7. Dişli çarklarda profil kaydırma uygulaması(Kuang ve Yang, 1989)

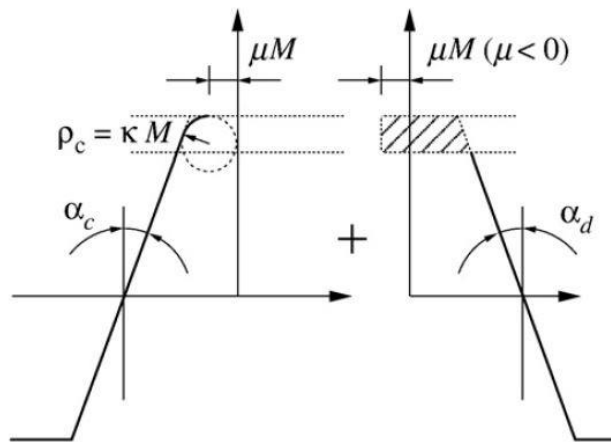
3.1.6. Simetrik ve Asimetrik Helisel Dişli Çarkların Boyutlandırılması

Evolverent profilli asimetrik dişli çarklar, farklı basınç açıları ile oluşmaktadır. Çalışma yüzeyi ön yüzey, diğer yüzey de arka yüzey olarak tanımlanmaktadır. Farklı basınç açlarına sahip olmaları nedeniyle iki profil de farklı r_{bc} ve r_{bd} temel dairelerine sahiptir(Şekil 3.8). Diğer çaplar aynı kalmaktadır.



Şekil 3.8. Asimetrik dişli çarkta eş merkezli iki temel daire

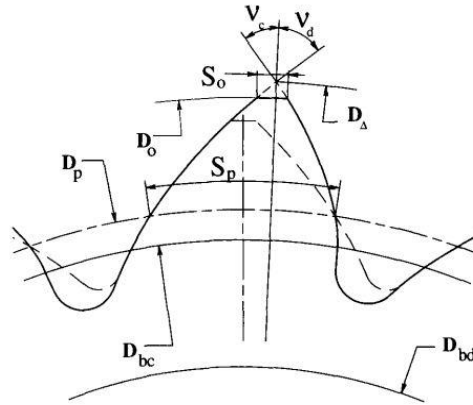
Asimetrik dişli çarklar, simetrik dişli çarklar ile aynı şekilde üretilirler. Kesici takımın formu, asimetrik diş formuna uygun şekilde yan yüzey profil açıları farklıdır(Şekil 3.9).



Şekil 3.9. Asimetrik dişli çark kesici takım profili(Pedersen, 2010)

Literatürde asimetrik dişli çark boyutlandırması ve kesici takım geometrilerinin oluşturulmasında simetrik dişli çarklar ile aynı kabul edilmektedir. AGMA ve ISO standartları asimetrik dişli tasarımı geliştirinceye kadar geçici çözüm olabilir. Yeni bir dişli sınıfı standardı oluşturmak uzun zaman almaktadır. Asimetrik dişli çarkların değerlendirilmesi için önerilen yaklaşımlar bugün için kullanılabilir(Kapelevich ve Shekhtman, 2015).

Asimetrik dişli tasarımı için doğrudan dişli tasarım yöntemi(Direct Gear Design) kullanılmıştır. AGMA yayınlarında ve uygulama alanlarında yaygın olarak kullanıldığı için bu yöntem seçilmiştir. Hesaplamalar aşağıda belirtildiği gibi yapılmaktadır. Şekil 3.10 ve 3.11’ de boyutlar verilmiştir.



Şekil 3.10 Asimetrik diş yapısı(Kapelevich, 2000)

Temel daire çapları,

$$d_{bc} = d \cdot \cos \alpha_c \quad (3.14)$$

$$d_{bd} = d \cdot \cos \alpha_d \quad (3.15)$$

Asimetrik faktör,

$$K = d_{bc} / d_{bd} \quad (3.16)$$

Arka yüzey referans alınarak temel daire üzerindeki diş kalınlığı,

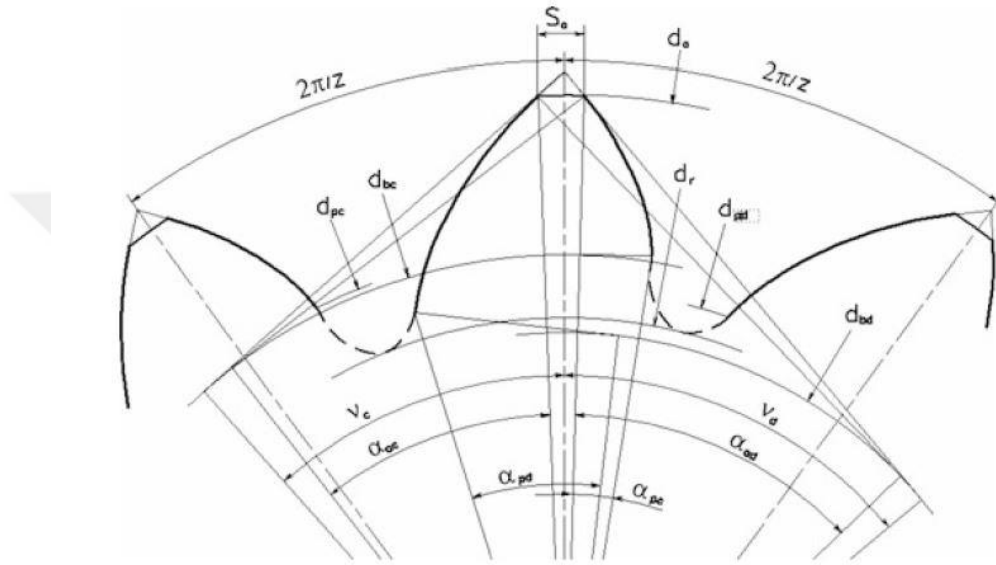
$$S_b = d_{bc}/2 \cdot (\text{inv}(v_d) + \text{inv}(v_c) - \text{inv}(\arccos(1/K))) \quad (3.17)$$

Herhangi bir d_x çapında diş kalınlığı,

$$S_x = d_x/2 \cdot (\text{inv}(v_d) + \text{inv}(v_c) - \text{inv}(\alpha_{xd}) - \text{inv}(\alpha_{xc})) \quad (3.18)$$

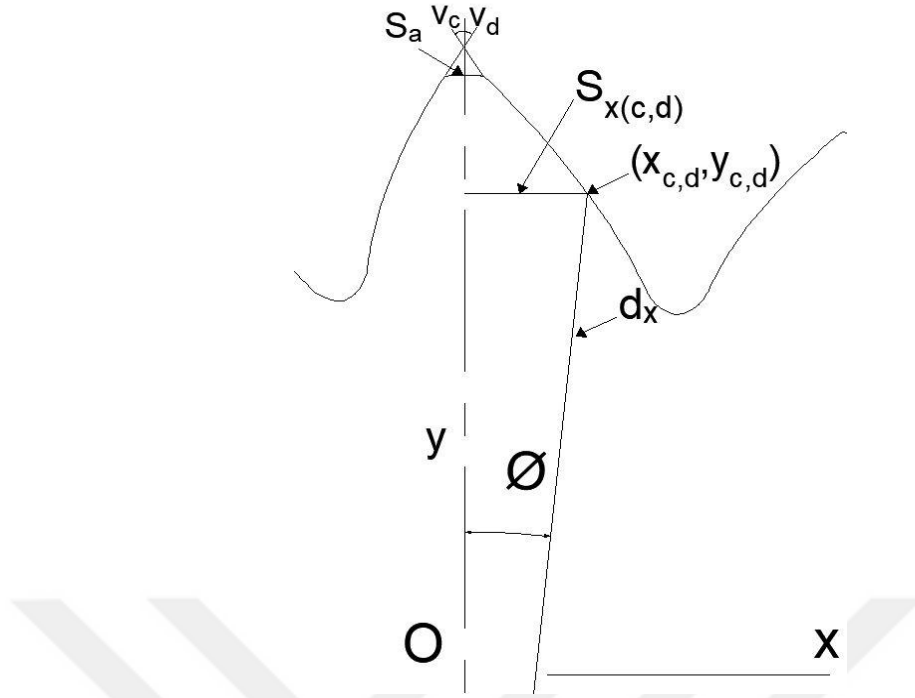
Diş ucu kalınlığı,

$$S_a = d_a/2 \cdot (\text{inv}(v_d) + \text{inv}(v_c) - \text{inv}(\alpha_{ad}) - \text{inv}(\alpha_{ac})) \quad (3.19)$$



Şekil 3.11 Asimetrik dişli çark (Kapelevich, 2016)

Asimetrik dişli çarkların iki farklı simetrik dişli çarkın birleştirilmesinden oluştuğu kabul edilebilir. Basınç açıları $20^0/35^0$ olan asimetrik dişli, 20^0 ve 35^0 simetrik dişli çarkın birleşiminden meydana gelmiştir. Dişli çark üzerinde herhangi bir x noktasının konumu Şekil 3.12' de gösterilmiştir.



Şekil 3.12. Asimetrik dişli çark üzerinde herhangi bir noktanın konumu

Dişli çark üzerinde herhangi bir noktanın koordinatları,

$$\phi = S_{x(c,d)} / d_x \quad (3.20)$$

$$x_{c,d} = S_{x(c,d)} / 2 \quad (3.21)$$

$$y_{c,d} = d_x \cdot \cos\phi \quad (3.22)$$

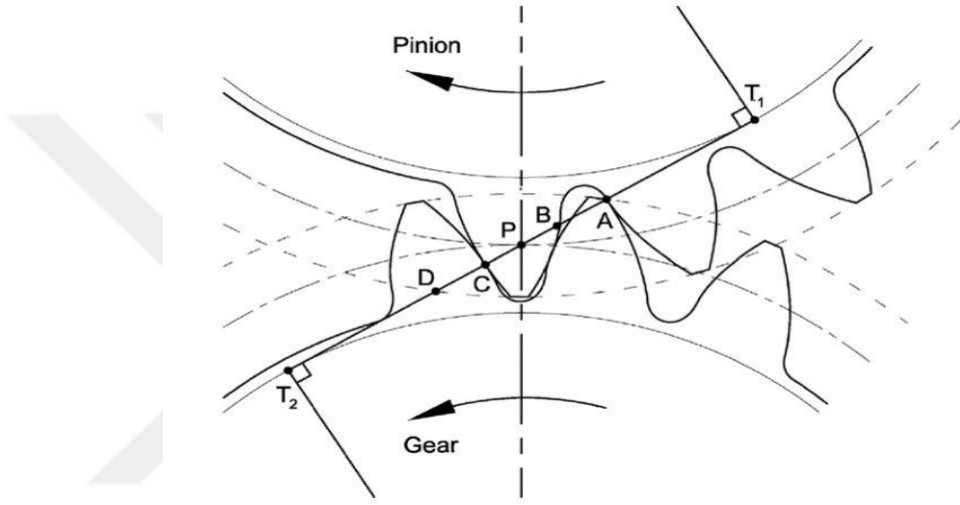
Verilen formüller dişli çarkın iki yüzeyi için de uygulanmıştır. Basınç açısına göre hesaplanan temel daire yarıçapından başlayarak, diş ucu çapına kadar formüller tekrar edilmiştir ve noktalar belirlenmiştir. Daha sonra noktalar birleştirilerek evolvent eğri elde edilmiştir. Bu tez çalışmasında asimetrik dişli çarkların modellenmesi ve asimetrik profilin diş ucu kalınlığına etkisi ayrıntılı olarak incelenmiştir.

3.1.7. Dişli Çark Mekanizmalarında Kavrama Oranı Hesaplanması

Dişli çark mekanizmalarının performansını etkileyen en önemli parametrelerden birisi de kavrama oranıdır. Yük kapasitesi, verimlilik, titreşim ve gürültü üzerinde etkisi iyi bilinmektedir (Kapelevich ve Shekhtman, 2017). Sürekli hareketin sağlanabilmesi için kavrama oranının mutlaka 1,1' den büyük olmalı, mümkünse 1,25' ten büyük olmalıdır.

Kavrama açısının 20^0 olduğu dişli çarklarda kavrama oranı 1,98' den büyük olamaz (Babalık ve Çavdar, 2012). Kavrama oranı bu aralıktaki olan dişli çark sistemlerinde temas eden dişli sayısı 1 veya 2 olmaktadır. Bu durum yük dağılımı, rijitliği ve iletim hatalarını etkilemektedir. Asimetrik dişli çarklarda kavrama durumu Şekil 3.13' te gösterilmiştir. Doğrudan dişli tasarım yöntemine göre kavrama oranı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\varepsilon_\alpha = z_1/2\pi (\text{tg}\alpha_{a1} + u \cdot \text{tg}\alpha_{a2} - (1+u) \cdot \text{tg}\alpha_w) \quad (3.23)$$



Şekil 3.13. Asimetrik dişli çark kavrama doğrusu (Marimuthu ve Muthuveerappan, 2016b)

Bu tez çalışmasında basınç açısının artmasının kavrama oranına etkisi ayrıntılı olarak incelenmiştir.

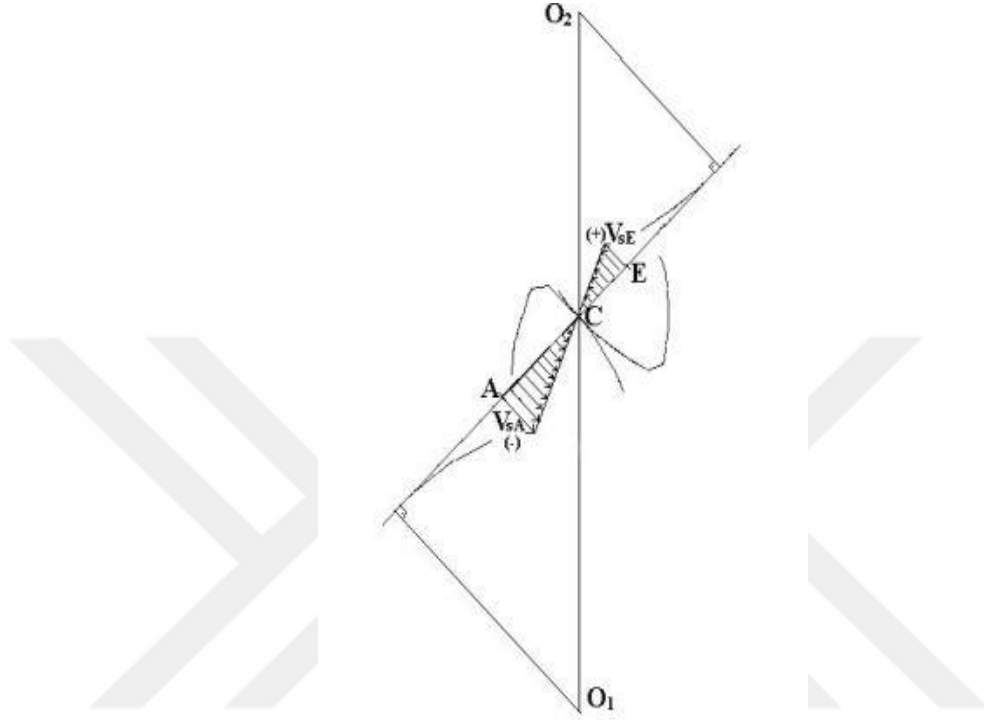
3.1.8. Dişli Çarklarda Kayma Hızı

Dişli çarkların çalışması esnasında, diş yan yüzeyleri birbiri ile kavrama uzunluğunda kayma ve yuvarlanma hareketi yaparlar. (Şekil 3.14). Sadece C noktasında yani yuvarlanma dairelerinin kesiştiği noktada kayma gerçekleşmeden, hızlarının yönü değişmektedir (Şekil 3.13).

Temas noktasında teğetsel hızlar arasındaki fark kayma hızı olarak tanımlanır;

$$V_{s1} = V_{t1} - V_{t2} \quad (3.24)$$

Kayma hızı ve özgül kayma hızı kavramının başladığı (A) ve bittiği (E) noktalarında maksimuma ulaşmaktadır(Şekil 3.14). Bu nedenle diş dibine yakın bölgelerde aşınma riski oldukça fazladır. Dişlerin daha az aşınması için özellikle özgül kayma hızının minimuma inmesi istenir(Babalık ve Çavdar, 2012).



Şekil 3.14. Asimetrik dişli çarklarda kayma hızı(Fetvacı ve İmrak, 2004)

3.1.9. Dişli Çark Mekanizmalarında Verim

Dişli çark verimliliği yüksek yüklü ve yüksek hızlı dişli çark mekanizmalarında oldukça önemlidir. Dişli kutularında verimsizlik ve mekanik kayıplar, performansına ve ömrüne etki etmektedir. Dişli çarkta olan tüm hatalar sonucunda kayıplar sıcaklık olarak ortaya çıkacak ve sistem yağlamasına kadar etki edecektir. Literatürde dişli kutularında yağ seçiminin önemli olduğu belirtilmiştir. Düşük viskoziteli yağ kullanımı kayıpları azaltacaktır. Dişli çarklar için verim;

$$E = 100. \left(1 - \left(\frac{f}{2\cos\alpha}\right) \cdot \left(\frac{H_s^2 + H_t^2}{H_s + H_t}\right)\right)\% \quad (3.25)$$

$$H_s = (1+u). \cos\alpha_w \cdot (\operatorname{tg}\alpha_{a2} - \operatorname{tg}\alpha_w) \quad (3.26)$$

$$H_t = (1+u). \cos\alpha_w \cdot (\operatorname{tg}\alpha_{a1} - \operatorname{tg}\alpha_w)/u \quad (3.27)$$

f : Sürtünme katsayısı

H_s : Kavrama başlangıcında özgül kayma hızı

H_t : Kavrama bitişinde özgül kayma hızı

formülleri kullanılarak hesaplanmaktadır(Kapelevich ve Shekhtman, 2017). Bu tez çalışmamızda modelleri oluşturulan simetrik ve asimetrik dişli çarkların verimlilik hesabı ayrıntılı olarak yapılmıştır.

3.1.10. Dişli Çark Mekanizmalarında Ön Yüzey Basınç Açılarının Artışının Yataklama Yüküne Etkisi

Kavrama doğrusu boyunca dişli çarka etki eden kuvvetler dişli kuvveti, teğetsel ve radyal kuvvetlerdir. Bunlar;

$$F_D = 2 M_d / d_1 \cdot \cos \alpha_d \quad (3.28)$$

$$F_t = F_D \cdot \cos \alpha_{c,d} \quad (3.29)$$

$$F_r = F_D \cdot \sin \alpha_{c,d} \quad (3.30)$$

şeklinde tanımlanmaktadır(Babalık ve Çavdar, 2012).

Dişli çark mekanizmasında basınç açısının artması dişli üzerine gelen teğetsel yükü azaltmakta, radyal yükü arttırmaktadır. Bu sonuç asimetrik dişli çarklar için dezavantaj oluşturmaktadır. Aynı yükte, aynı özelliklerde ve yataklama sisteminde simetrik dişli çarklara göre yatak ömrünün azaldığı görülmektedir. Çalışmamızda belirlediğimiz dişli kutusunda sabit bilyalı rulman kullanılmıştır ve ömürleri hesaplanmıştır. Sabit bilyalı rulmanlar için yatak ömrü hesaplaması saat cinsinden aşağıda verilmiştir(Babalık ve Çavdar, 2012).

$$L_h = \left(\frac{C}{F_D}\right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n}\right) \quad (3.31)$$

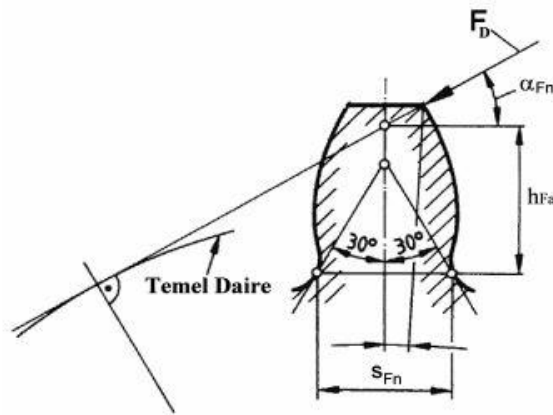
3.2. Dişli Çark Mekanizmalarının Mukavemetinin Hesaplanması

3.2.1. Diş Dibi Gerilmesinin Teorik Olarak Hesabı

Dişli çark mekanizmalarında en çok araştırılan ve çalışmalar yapılan konu dişli mukavemetini arttırmaya yönelik olmuştur. Gelişen teknoloji ile yüksek hız ve yüklerde çalışabilen dişli çark talebi oluşmuştur. Her makine elemanında olduğu gibi tasarımcı, emniyetli bir tasarım için dişlide meydana gelecek gerilmeleri belirlemesi gerekmektedir. Dişlide oluşacak hasarlar ekonomik yük getirecektir. Sadece dişli çark olarak değil, kullanılan sistemde aksamalara veya vereceği zararlardan dolayı önemli ölçüde ekonomik kayıplar getirebilir.

Sertleştirilmiş dişli çarklarda en çok görülen hasar türü diş dibi kesilmesidir. Diş dibi gerilmesini, diş büyüklüğü, diş yüksekliği, diş sayısı ve diş dibi geometrisi etkilemektedir(Bibel ve ark., 1994).

Diş dibi gerilmesini teorik olarak hesaplamak için bir çok yöntem geliştirilmiştir. En çok kullanılan yöntem DIN3990 standardında belirlenmiş yöntemdir. Bu yöntemde, teğetsel kuvvet, diş genişliği, normal modül ve dişli çarklar için deneysel olarak belirlenen faktörler ile hesaplanmaktadır. Standart olmayan dişli çarklar için bu yöntemin kullanılması uygun olmayacaktır. DIN3990 standardında belirtilen C metodu hesaplamalar için dikkate alınmaktadır. Bu metot, diş dibinde oluşacak en büyük gerilmenin diş ucundan uygulanan, dişli temel dairesine teğet kuvvet ile oluşacağını belirtmiştir(Şekil 3.15).



Şekil 3.15. DIN3990 Metot C diş modeli(DIN3990, 1987)

Diş dibi gerilmesini belirleme için formül,

$$\sigma_F = \left(\frac{F_t}{b m_n}\right) Y_{Fa} \cdot Y_s \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \quad (3.32)$$

olarak verilmiştir.

Form faktörü:

$$Y_{Fa} = \frac{6 \left(\frac{h_{Fa}}{m_n}\right) \cos \alpha_{Fa}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cos \alpha_{Fn}} \quad (3.33)$$

Gerilme düzeltme faktörü:

$$Y_s = \left(1,2 + 1,3 \frac{S_{Fn}}{h_{Fa}}\right) \left(\frac{S_{Fn}}{2 \cdot \rho_F}\right)^{\frac{1}{1,2 + 1,3 \frac{h_{Fa}}{S_{Fn}}}} \quad (3.34)$$

Kavrama faktörü:

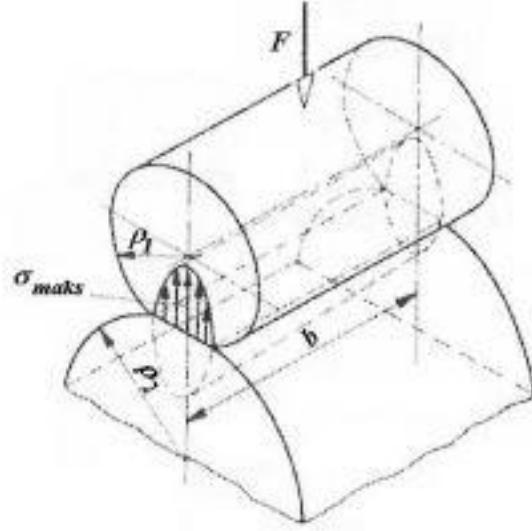
$$Y_\varepsilon = 0,25 + 0,75/\varepsilon_a \quad (3.35)$$

Helis faktörü:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot (\beta / 120^0) \quad (3.36)$$

3.2.2. Yan Yüzey Basıncının Hesaplanması

Dişli çarkın mukavemeti açısından dikkatle incelenmesi gereken ikinci konu, yan yüzeylerde oluşan basınçtır. Birbirine temas ettikleri noktalarda dişler diş kuvveti F_D ' nin etkisi altında bir miktar deforme olurlar, dolayısıyla temas çizgi teması değil yüzey temasıdır. Hertz Teorisine (Şekil 3.16) göre hesaplanan yüzey basıncı izin verilen değeri aşınca yüzeyde özellikle yuvarlanma dairesi civarında pitting denilen küçük çukurcuklar oluşur ve yüzey bozulmaya başlar (Babalık ve Çavdar, 2012).



Şekil 3.16. İki silindirin temas noktasında oluşan basınç(Hertz Basıncı)(Babalık ve Çavdar, 2012)

Şekil 3.16' de görülen, birbirine F kuvveti ile bastırılan, b genişliğindeki iki silindirin temas alanlarında oluşan maksimum basınç Hertz' e göre:

$$\sigma_{Hmaks} = \sqrt{\frac{1}{2\pi} + \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}\right)\left(\frac{F}{b}\right)\left(\frac{1}{1-\nu^2}\right)\left(\frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}\right)} \quad (3.37)$$

şeklinde hesaplanır.

F: Silindirleri birbirine bastırın kuvvet (N)

ρ_1, ρ_2 : Silindirlerin yarıçapları (mm)

ν_1, ν_2 : Silindir malzemeler için poisson oranı

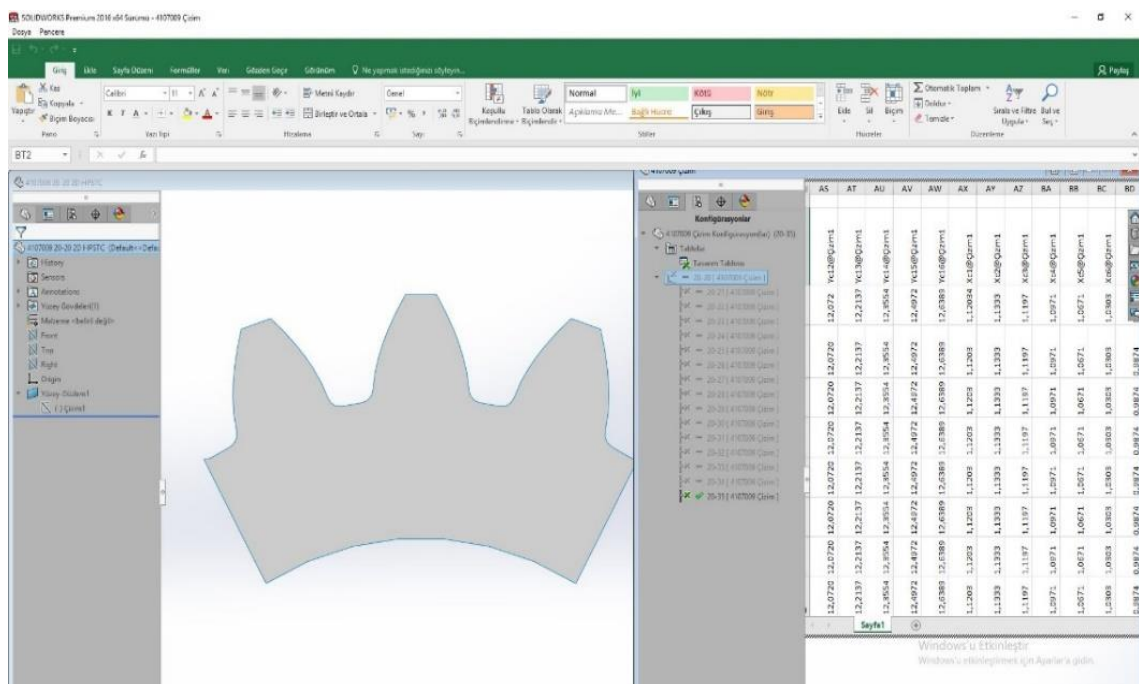
E_1, E_2 : Silindir malzemeler için elastisite modülü(N/mm²)

3.2.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Belirlenmesi

Asimetrik dişli çarkların sonlu elemanlar analizi simetrik dişli çarklar ile aynı şekilde yapılmaktadır. Yapılan çalışmalarda üç diş veya tek diş modeli yaygın olarak kullanılmıştır. Oluşturulan diş modeli üç diş olarak tasarlanmıştır. Üç diş modelinde diğer

dişlide oluşabilecek gerilmeler de görülebilmektedir. Analiz süresinin azaltılması için iki boyutlu diş çark modeli oluşturulmuştur.

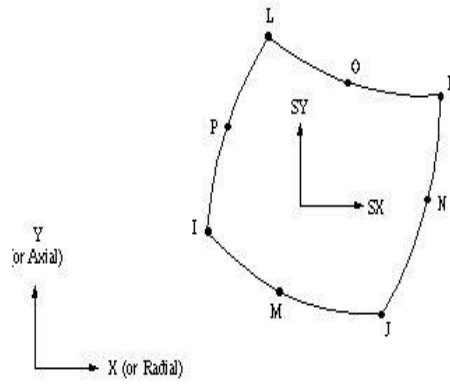
Diş modelinin oluşturulmasında bölüm 3.1’ de verilen bağıntılar kullanılmıştır. Formüller Excel programına tanıtılarak tüm hesaplamalar yapılmıştır. Koordinatları hesaplanan noktalar Solidworks2016 yazılımında bulunan tasarım tablosu ile tanıtılmıştır(Şekil 3.17). Çalışmada kullanılan dört farklı asimetrik dişli, arka yüzey basınç açıları 20^0 olarak sabit tutularak, ön yüzey basınç açısı 20^0 ’ den 35^0 ’ ye kadar tüm basınç açılarında tasarım tablosu özelliği ile çizdirilmiştir. Tasarımı tamamlanan dişli çarklar ANSYS 16.1 yazılımına aktarılmıştır.



Şekil 3.17. Solidworks 2016 Tasarım tablosu ile diş modeli

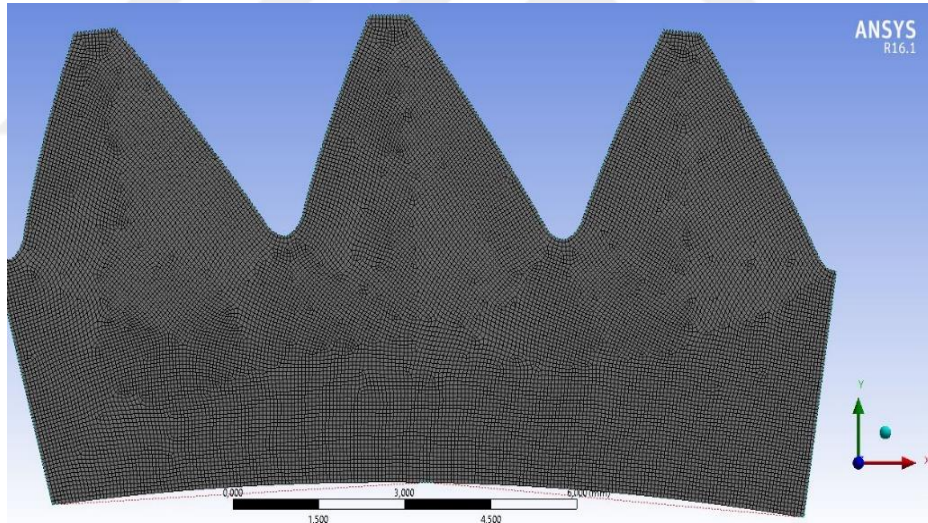
Oluşturulan modelin malzeme özellikleri 840^0C ’ de sementasyon işlemi yapılmış ve normalize edilmiş AISI 8620 ısıtıl işlem çeliğinin sayısal verileri ANSYS 16.1 yazılımına tanıtılmıştır(Harvey, 1982; ASM, 1990; Bauccio, 1993).

Analiz yapılmadan önce eleman yapısı ve sayısı doğru seçilmelidir. Kritik bölgelerdeki eleman boyutları çözümün doğruluğunu arttırmak için daha küçük seçilebilir. Analiz her eleman boyutu için farklı sonuçlar verebilmektedir. Dişli şeklinin yüzey kısımlarının karmaşık olabilmesi nedeniyle eleman olarak sınır şartlarına en uyumlu olacak Plane 82 elemanı seçilmiştir. Plane82 elemanı, dört köşe ve sekiz noktadan oluşmaktadır(Şekil 3.18).



Şekil 3.18. Plane82 elemanı

Dişli tasarımları sonlu elemanlar metoduna uygun ve homojen dağılım sağlanarak elemanlarına ayrılmıştır(Şekil 3.19). Kuvvetin etkisi ile analiz sırasında hareket etmemesi için X ve Y eksenlerinde sabitlenmiştir. Kuvvet, yapılan hesaplamalara uygun etki noktasında ve açıda uygulanmıştır.

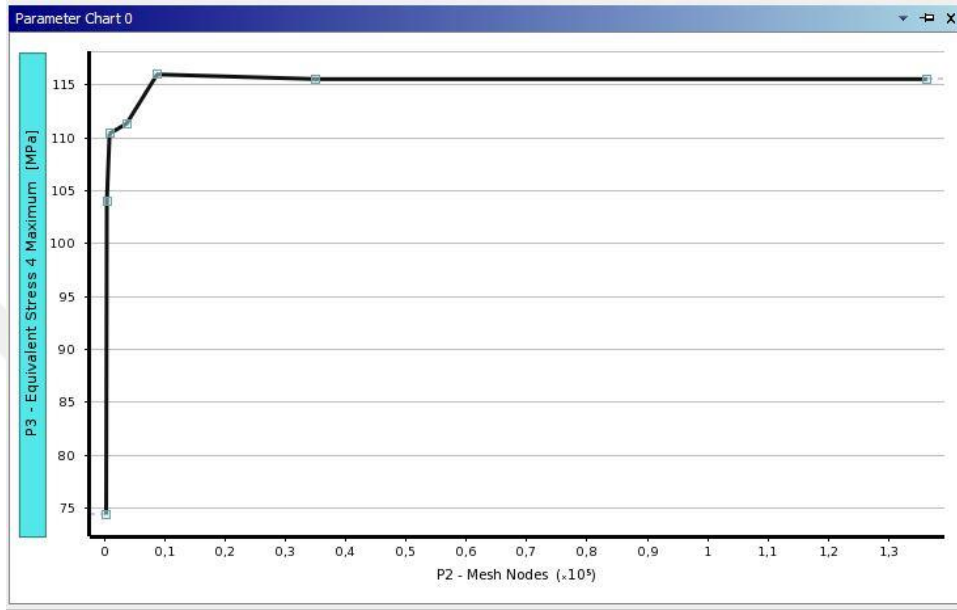


Şekil 3.19. Dişli modelinin eleman yapısı

3.2.3.1 Sonlu Elemanlar Analizi İçin Eleman Boyutunun Belirlenmesi

Doğru eleman boyutunu veya sayısını belirlemek analiz için en önemli konudur. Eleman boyutu analiz sonucunun doğruluğuna direk etki etmektedir. Büyük elemanlı analizler kısa sürmekte ancak yanlış sonuç verebilmektedir. Küçük eleman boyutu sonucun doğruluğuna yaklaşırsa da optimum boyuttan daha küçük eleman boyutları analiz süresini arttırabilir. Doğru eleman boyutu belirlemek için gerilme değerleri ve

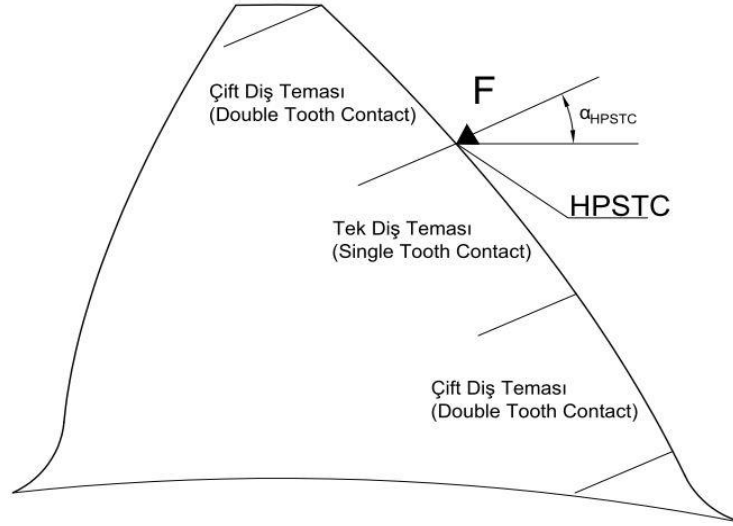
eleman sayıları parametre olarak belirlenerek yakınsama yöntemi uygulanmıştır. Sonlu elemanlar yönteminde yaygın olarak kullanılmaktadır. Gerilme değerleri eleman boyutu büyük olduğunda daha düşük çıkarken, eleman boyutu küçüldükçe doğru değerine yaklaşmakta ve bir noktadan sonra en küçük eleman boyutuna kadar neredeyse aynı kalmaktadır(Şekil 3.20).



Şekil 3.20. Eleman boyutu için yakınsama yöntemi

3.2.3.2. Sonlu Elemanlar Analizi İçin Uygulanacak Kuvvet Noktasının ve Uygulama Açısının Belirlenmesi

Dişli çark analizlerinde kuvvet uygulanarak diş dibi gerilmesi belirlenebilmesi için, diş dibi gerilmesinin maksimum değerinin doğru değerlendirme yapılarak modellenmesi gerekir. Maksimum eğilme gerilmesi, diş dibi kesilmesinde en önemli etkidir. Teorik olarak standartlarda verilen, diş ucundan kuvvet uygulama yaklaşımı sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan farklı dişli çarkların analizinde oransal olarak kıyaslama yapmayı sağlayabilir ancak oluşan maksimum gerilmelerin doğru değerini vermez. Çünkü kavrama durumunda birden fazla dişlinin birbirine temas etme durumu net olarak bilinmemektedir. Diğer dişliler temas etmeksizin kuvvet iletiminin en yüksek noktası, tek diş temasının en yüksek noktası(HPSTC) olarak tanımlanır(ISO-TC-60, 1987; Krantz ve Handschuh, 2016). Şekil 3.21’ de dişli temas noktaları verilmiştir.



Şekil 3.21. Sonlu elemanlar analizi için tek diş temasının en yüksek noktası

Kuvvetin uygulanacağı yarıçap;

$$r_{HPSTC} = \sqrt{(r_{bd}^2)_p + (a_d \cdot \sin \alpha_d - \sqrt{r_{ag}^2 - (r_{bd}^2)_g + 2\pi(r_{bd})_p/z_p})^2} \quad (3.38)$$

Kuvvet açısı değeri;

$$\alpha_{nL} = \cos^{-1}(r_{bd}/r_{HPSTC}) \quad (3.39)$$

$$\varphi = \frac{s_t}{d} + \text{inv}\alpha_d - \text{inv}\alpha_{nL} \quad (3.40)$$

$$\alpha_{HPSTC} = \alpha_{nL} - \varphi \quad (3.41)$$

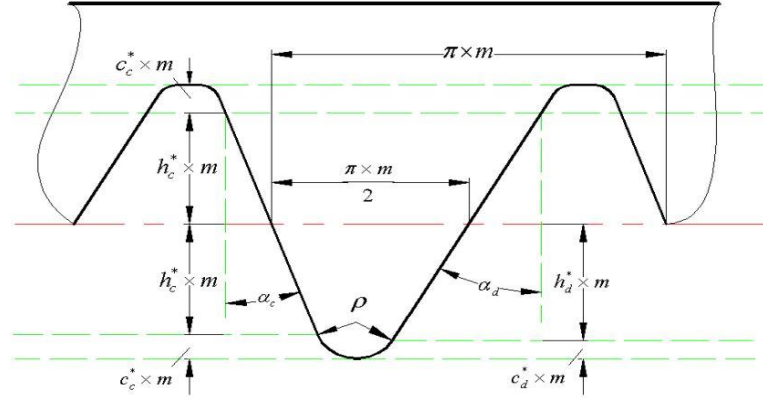
bağıntıları ile hesaplanır(Kumar ve ark., 2008).

Bu tez çalışması içerisinde tüm dişliler için kuvvet konumları ve açıları hesaplanmıştır.

3.3. Simetrik ve Asimetrik Dişli Çarklar İçin Kesici Takım Geometrisi

Dişli çark imalatında kesici takım geometrisi, dişli geometrisini belirlemektedir. Kesici takım ile iş parçasının izafi hareketi sonucu dişli açma işlemi gerçekleşir. Dişli imalatında yuvarlanma metodu dikkate alınarak kesici takım kullanılmaktadır. Genel

kesici takım geometrisi kremayer tip olarak üretilmektedir. Geleneksel dişli açma yönteminde kesici takım geometrileri de standarttır. Asimetrik dişli çarklar için standart kesici takım geometrisi yoktur(Şekil 3.22).



Şekil 3.22. Asimetrik dişli çark için kesici takım geometrisi(Wang ve ark., 2011)

Kesici takım geometrisini belirlemek için diş ucu radyusu,

$$\rho = \frac{0,5.m.\pi + h_c^*.m.(tg\alpha_c + tg\alpha_d)}{\cos\alpha_c - \sec\alpha_d - \sin\alpha_c + tg\alpha_d} \quad (3.42)$$

Simetrik yanak yükseklik katsayısı,

$$h_c^* = 1 \quad (3.43)$$

Asimetrik yanak yükseklik katsayısı,

$$h_d^* = h_c^* + c_c^* + c_d^* \quad (3.44)$$

Simetrik yanak boşluk katsayısı,

$$c_c^* = \frac{\rho.(1 - \sin\alpha_c)}{m_n} \quad (3.45)$$

Asimetrik yanak boşluk katsayısı,

$$c_d^* = \frac{\rho.(1 - \sin\alpha_d)}{m_n} \quad (3.46)$$

formülleri kullanılmıştır(Wang ve ark., 2011).

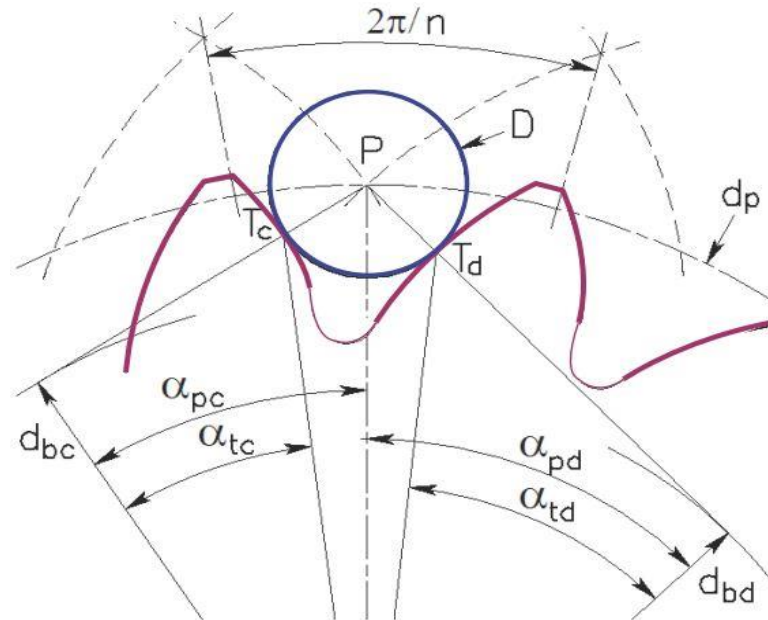
3.4. Simetrik ve Asimetrik Helisel Dişli Çarkların Ölçüm Kontrolü

Tüm dişli çarkların imalat sırasında dişli ölçülerinin yapılması gerekir. Bu yöntemler giriş ölçüsüne, iki pim üzerinden çap ölçüsüne veya master dişli ile uygunluğuna bakılmasıdır. Daha teknolojik olarak neredeyse tüm dişli üretici firmasında bulunan dişli ölçüm merkezleri ile tüm ölçü kontrolleri yapılmaktadır. Bu makineler ile hem dişli çarklar hem de dişli çarkı üretecek kesici takım ölçümü yapılarak tüm etkenler kontrol altına alınabilmektedir.

Yapmış olduğumuz çalışmada üretimi yapılan simetrik ve asimetrik helisel dişli çarkların, pim ile dış çap ölçüsü ve giriş ölçüsü incelenmiştir. Ayrıca tasarımı yapılan simetrik dişli çarkların dişli ölçüm merkezi ile ölçümünün, asimetrik dişli çarklar için de uygulanabilirliği incelenmiştir.

3.4.1. Pim Üzerinden Çap Ölçüsünün Belirlenmesi

Üretim sırasında başlangıç ve ara kontrolü belirleyecek olan pim üzeri ölçümü için doğrudan dişli tasarım yönteminde belirtilen formüller ve gösterimi aşağıda verilmiştir(Şekil 3.23).



Şekil 3.23. Dış dişli çark pim ölçüsü(Kapelevich, 2011)

Helisel simetrik ve asimetric dişli çarklar için pim konumu çapı,

$$d_p = \frac{d_{bd}}{\cos\alpha_{pd}} = \frac{d_{bc}}{\cos\alpha_{pc}} \quad (3.47)$$

Pim yerleşim açıları α_{pd} ve α_{pc} ,

$$\text{inv}(\alpha_{pd}) + \text{inv}(\alpha_{pc}) = \text{inv}(\nu_d) + \text{inv}(\nu_c) + \frac{D}{d_{bd}\cos\beta_{bd}} + \frac{D}{d_{bc}\cos\beta_{bc}} - \frac{2\pi}{Z} \quad (3.48)$$

Ön ve arka profil temel daire helis açıları,

$$\beta_{bd} = \arctan(\tan\beta \times \cos\alpha_d) \quad (3.49)$$

$$\beta_{bc} = \arctan(\tan\beta \times \cos\alpha_c) \quad (3.50)$$

Çift diş sayısında pim üzerinden çap ölçüsü,

$$M = d_p + D \quad (3.51)$$

Tek diş sayısında geçiş mesafesi,

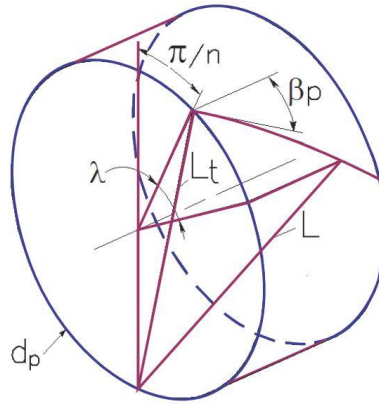
$$L = \frac{d_p}{2 \times \tan\beta_p} \sqrt{\lambda^2 + 4 \times (\tan\beta_p \times \cos\left(\frac{2\pi}{Z} + \frac{\lambda}{Z}\right))^2} \quad (3.52)$$

Pim merkez helis açısı,

$$\beta_p = \arctan\left(\frac{d_p}{d} \times \tan\beta\right) \quad (3.53)$$

λ Açısı(Şekil 3.24),

$$\frac{\lambda}{\tan\beta_p} - \sin\left(\frac{\pi}{Z} + \lambda\right) = 0 \quad (3.54)$$



Şekil 3.24. λ Açısının gösterimi (Kapelevich, 2011)

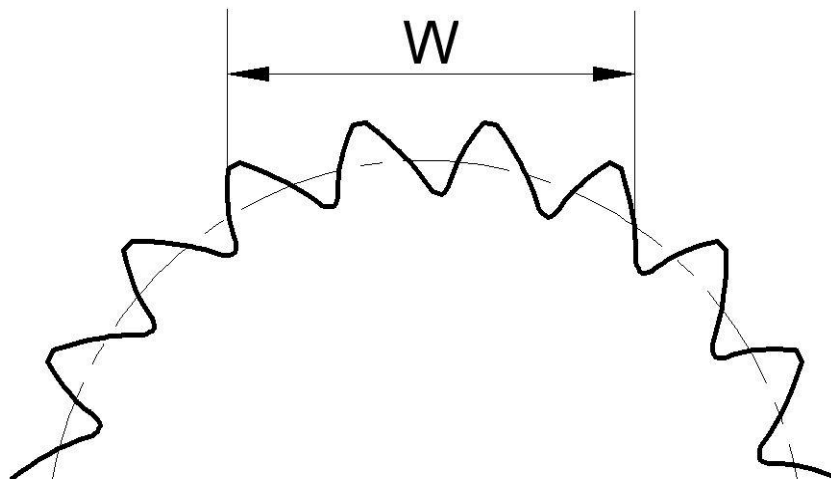
Tek diş sayısına sahip helisel dişli çarklar için pim üzeri ölçüsü,

$$M = L + d_p \quad (3.55)$$

Formülleri tüm simetrik ve simetrik dişli çarklar için kullanılmıştır (Kapelevich, 2011).

3.4.2. Kiriş Ölçüsünün Belirlenmesi

Dişli çarklar için kullanılan bir ölçü şekli de kiriş ölçüsünün bulunmasıdır. Diş sayısı az olan dişli çarklar için uygun bir ölçüm şeklidir (Şekil 3.25). Simetrik ve asimetric dişli çarklar için kiriş ölçüsünün hesaplanmasında gerekli formüller, DIN3960 standardında bulunan formüllerin asimetric dişli çarklar için uyarlanmıştır.



Şekil 3.25. Helisel dişli çarklar için kiriş ölçüsü

Kiriş ölçüsü,

$$W = \frac{m_n}{2} (\cos\alpha_c + \cos\alpha_d)(\pi \cdot (k-0,5) + \frac{z}{2}(\text{inv}\alpha_{tc} + \text{inv}\alpha_{td})) + x \cdot m_n \cdot (\sin\alpha_c + \sin\alpha_d) \quad (3.56)$$

Ölçüm yapılacak diş sayısı,

$$k = 0,5 + \left(\frac{0,57 \cdot z}{\pi}\right) \quad (3.57)$$

formülleri kullanılarak tüm simetrik ve asimetric dişli çarklar için hesaplamalar yapılmıştır.

3.4.3. Dişli Çark Mekanizmalarında Dönme Boşluğu

Evolvent profilli dişli çarklar eksen arası mesafe değişimine duyarlı değildir. Bu nedenle eksenler arasında dar toleransa gerek yoktur. Hem toleranslardan doğacak farklılıkları hem de ısı genleşmeleri dengeleyebilmek için eş çalışan yüzeylerin ardındaki yüzeyler arasında bir boşluk bulunmalıdır. Bu boşluk; dönme boşluğu j_t ve normal boşluk j_n ' den oluşur(Babalık ve Çavdar, 2012). Dönme boşluğu için Çizelge 3.1' de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Modüle bağlı olarak yan yüzeyler arası boşluk(Babalık ve Çavdar, 2012)

Modül(mm)	0,8 – 1,75	2 – 3	3,25 - 5	6 - 10	12 - 25
$J_t (\mu)$	50 – 100	80 – 130	100 – 230	180 – 400	250 - 1000

Normal boşluk,

$$j_n = j_t \cdot \cos\alpha \cdot \cos\beta \quad (3.58)$$

olarak verilmiştir(DIN3960, 1980).

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

4.1. Simetrik ve Asimetrik Helisel Dişli Çarkların Boyutlandırılması

Asimetrik helisel dişli çark mekanizmasını oluşturan dişli çarkların boyutlandırılmasında, uluslararası standartlara uygun eksen aralarında üretimi yapılan dişli kutusu verileri kullanılmıştır(Çizelge 4.1). Yurt içi ve yurt dışında kullanılan ürün üzerinde asimetrik dişli çark uygulaması yapılarak simetrik dişli çark mekanizması ile arasında karşılaştırılma yapılmıştır. Mekanizma tasarımında üretimi gerçekleştirilebilmesi göz önünde bulundurulmuştur. Tüm hesaplamalar önceki bölümlerde de belirtilen DIN3990 standardına uygun olarak yapılmıştır. Simetrik ve asimetrik helisel dişli çark mekanizmalarının hesaplama sonuçları temel daire çapları haricinde farklılık göstermemektedir.

Çizelge 4.1. Dişli mekanizma verileri

	1.Dişli	2.Dişli	3.Dişli	4.Dişli
Diş Sayısı (z)	20	61	12	69
Normal Modül (m_n)	1	1	1,25	1,25
Helis Açısı (β)	28,5	28,5	18	18
Kavrama Açısı (α)	20	20	20	20
Profil Kaydırma Faktörü (x)	0,26	-0,344	0,3	0,35

Dişli çark mekanizması iki dişli kademesinden oluşmaktadır. Farklı diş sayısında, modülde, helis açısı ve profil kaydırma faktörlerine sahip dişli çarkların hesaplamaları tekrarlanarak, doğrulukları kontrol edilmiştir. Hesaplamalarda basınç açısının değişimi ile bölüm dairesi çapı, diş dibi ve diş üstü çaplarında değişme görülmezken, dişli çark mekanizmasının eksen arası mesafelerinde de değişiklik olmadığı görülmüştür. Bu durum simetrik helisel dişli çark mekanizmaları ile aynı boyut ve eksen aralarına sahip asimetrik helisel dişli çark mekanizması oluşturulacağı görülmüştür. Örnek hesaplama sonuçları $20^0/20^0$ simetrik helisel dişli çarklar ve $20^0/35^0$ asimetrik helisel dişli çarklar için verilmiştir(Çizelge 4.2, 4.3, 4.4 ve 4.5).

Çizelge 4.2. Birinci dişli çark boyutları

Basınç Açıları (α)	Temel Daire Çapı(mm) (d_{bc})	Temel Daire Çapı(mm) (d_{bd})	Diş Dibi Çapı(mm) (d_f)	Yuvarlanma Dairesi Çapı(mm) (d_v)	Diş Üstü Çapı(mm) (d_a)
20/20	21,02592815	21,02592815	20,77786362	23,27786362	25,2778636
20/35	21,02592815	17,79899019	20,77786362	23,27786362	25,2778636

Çizelge 4.3. İkinci dişli çark boyutları

Basınç Açıları (α)	Temel Daire Çapı(mm) (d_{bc})	Temel Daire Çapı(mm) (d_{bd})	Diş Dibi Çapı(mm) (d_f)	Yuvarlanma Dairesi Çapı(mm) (d_v)	Diş Üstü Çapı(mm) (d_a)
20/20	64,12908085	64,12908085	66,22348405	68,72348405	70,72348405
20/35	64,12908085	54,28692008	66,22348405	68,72348405	70,72348405

Çizelge 4.4. Üçüncü dişli çark boyutları

Basınç Açıları (α)	Temel Daire Çapı(mm) (d_{bc})	Temel Daire Çapı(mm) (d_{bd})	Diş Dibi Çapı(mm) (d_f)	Yuvarlanma Dairesi Çapı(mm) (d_v)	Diş Üstü Çapı(mm) (d_a)
20/20	14,73009258	14,73009258	13,39693336	16,52193336	19,02193336
20/35	14,73009258	17,79899019	13,39693336	16,52193336	19,02193336

Çizelge 4.5. Dördüncü dişli çark boyutları

Basınç Açıları (α)	Temel Daire Çapı(mm) (d_{bc})	Temel Daire Çapı(mm) (d_{bd})	Diş Dibi Çapı(mm) (d_f)	Yuvarlanma Dairesi Çapı(mm) (d_v)	Diş Üstü Çapı(mm) (d_a)
20/20	84,69803236	84,69803236	88,43861684	92,25111684	94,06361684
20/35	84,69803236	73,03033209	88,43861684	92,25111684	94,06361684

Hesaplama sonuçlarında da görüldüğü gibi asimetric helisel dişli çark mekanizması ile boyut ve ağırlık optimizasyonunun yapılabileceği görülmüştür.

4.2. Simetrik ve Asimetrik Dişli Mekanizmalarında Kavrama Oranı

Dişli çark mekanizmalarının performansını etkileyen en önemli parametrelerden biridir. Yük iletimi, gürültü ve titreşim üzerinde önemli etkisi olduğu bilinmektedir. Asimetrik dişli çark mekanizmasında kavrama açısının artması sonucunda kavrama oranında azalma meydana gelmektedir. Standartlarda önerilen 1,25 kavrama oranı sınır şart olarak kabul edilerek hesaplamalar yapılmıştır. Sonuçlar Çizelge 4.6 ve 4.7' de verilmiştir.

Çizelge 4.6. İlk kademe kavrama oranları

Basınç Açıları (α)	Çevrim Oranı (u)	Kavrama Oranı (ϵ_a)
20-20	3,05	1,67
20-25	3,05	1,48
20-30	3,05	1,35
20-35	3,05	1,28

Çizelge 4.7. İkinci kademe kavrama oranları

Basınç Açıları (α)	Çevrim Oranı (u)	Kavrama Oranı (ϵ_a)
20-20	5,75	1,61
20-25	5,75	1,44
20-30	5,75	1,32
20-35	5,75	1,25

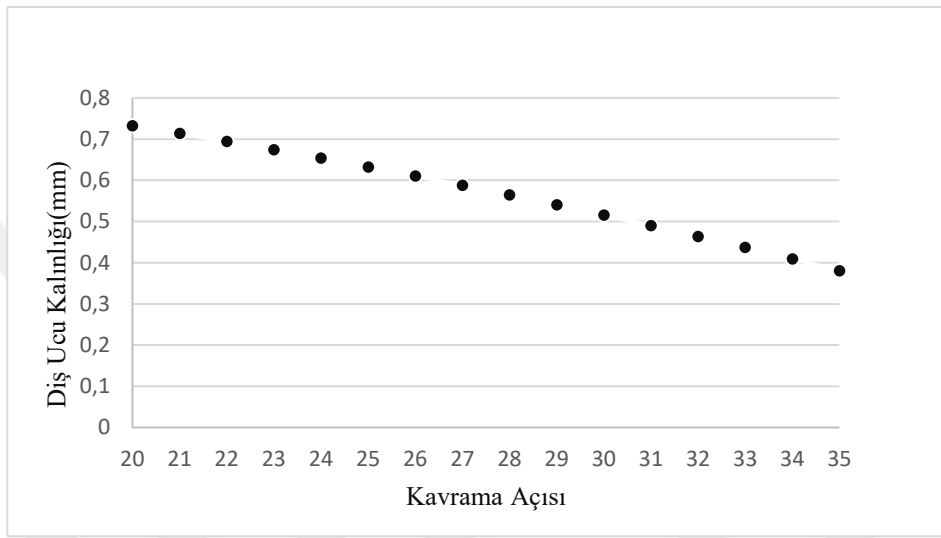
Hesaplama sonuçlarına göre iki kademede bulunan dişli çarklar için de en uygun basınçları $20^0/35^0$ olduğu görülmüştür.

4.3. Simetrik ve Asimetrik Helisel Dişli Çarkların Diş Ucu Kalınlığı Kontrolü

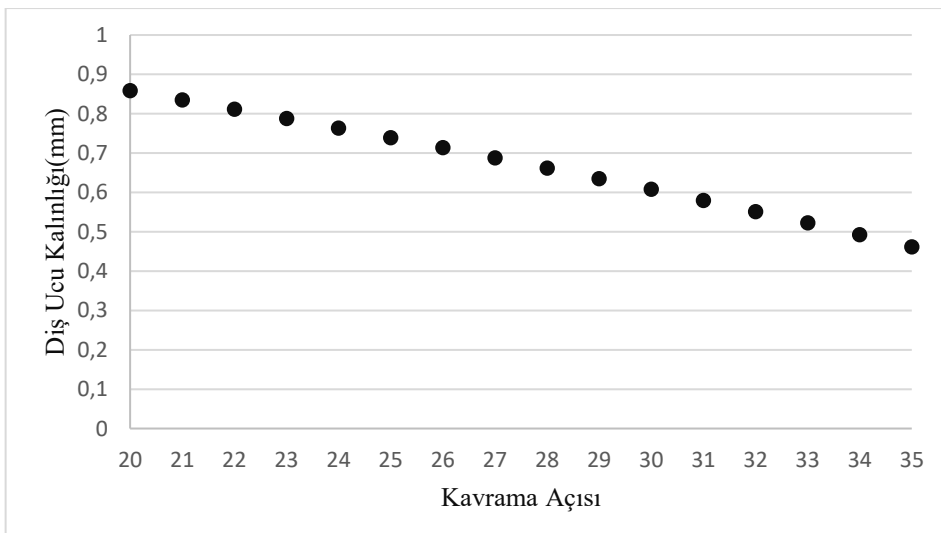
Dişli çark mekanizmalarının tasarım kısıtlarından biri de diş ucu kalınlığıdır. Basınç açısının artması dişli çarklarda diş ucu sivrileşmesine neden olmaktadır. Bu da dişli çark mekanizmasını oluşturan dişlilerde diş ucu kırılmasına neden olabilmektedir. Literatürde düz dişli çarklar için minimum diş ucu kalınlığının $0,2.m_n$ olması gerektiği belirtilmiştir. Helisel dişli çarklar için $0,2.m_n/\cos\beta$ olmalıdır. Simetrik ve asimetrik dişli çark tasarımları, minimum diş ucu kalınlığı dikkate alınarak yapılmıştır. Diş ucu kalınlıkları Çizelge 4.8' de verilmiştir. Tüm dişli çarkların diş ucu kalınlığındaki değişme miktarı Şekil 4.1, 4.2, 4.3 ve 4.4' de verilmiştir.

Çizelge 4.8. Diş ucu kalınlıkları

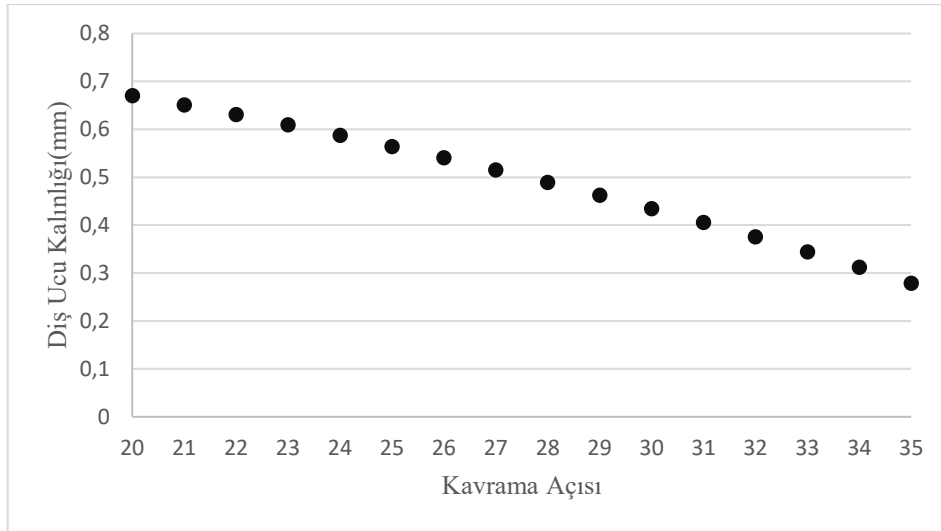
Basınç Açılı(α)	1.Dişli Sa(mm)	2.Dişli Sa(mm)	3.Dişli Sa(mm)	4.Dişli Sa(mm)
20-20	0,73228	0,85858	0,66992	1,01411
20-25	0,63243	0,73888	0,56416	0,89231
20-30	0,51569	0,60784	0,43442	0,75468
20-35	0,38023	0,4621	0,27864	0,59862



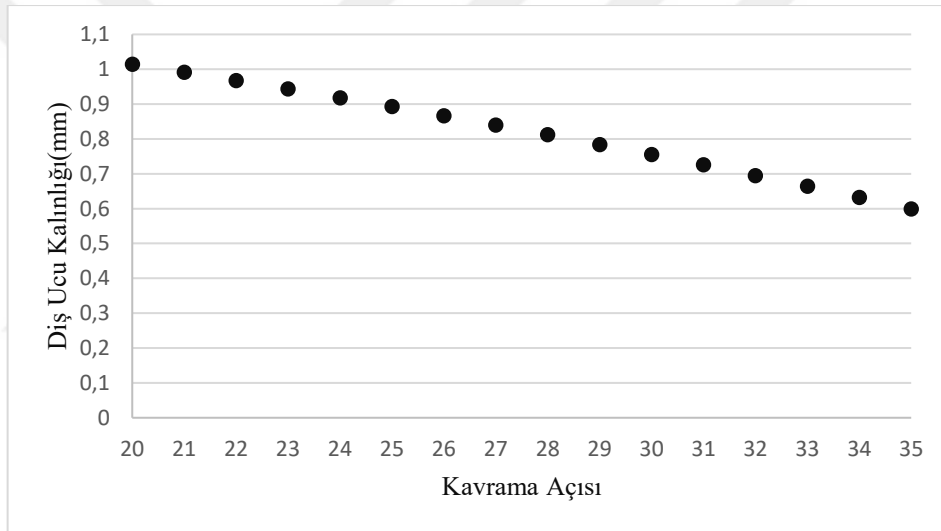
Şekil 4.1. Birinci dişli diş ucu kalınlığı değişimi



Şekil 4.2. İkinci dişli diş ucu kalınlığı değişimi



Şekil 4.3. Üçüncü dişli diş ucu kalınlığı değişimi



Şekil 4.4. Dördüncü dişli diş ucu kalınlığı değişimi

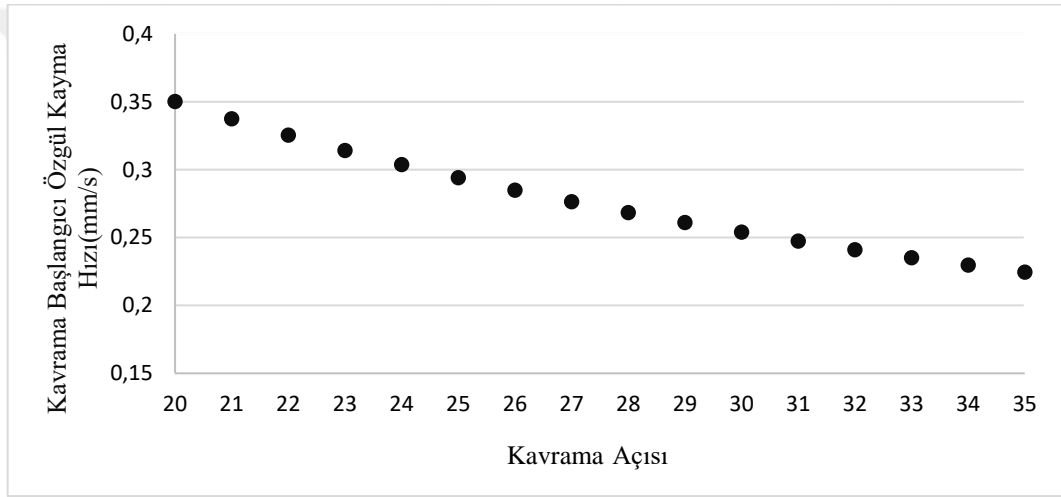
Tüm dişli çarkların diş ucu Tasarım kısıtı olarak belirlenen diş ucu kalınlıkları, $20^0/35^0$ basınç açılarına sahip asimetric dişli çarklar için uygun olduğu görülmüştür.

4.4. Simetrik ve Asimetrik Helisel Dişli Mekanizmalarında Verim

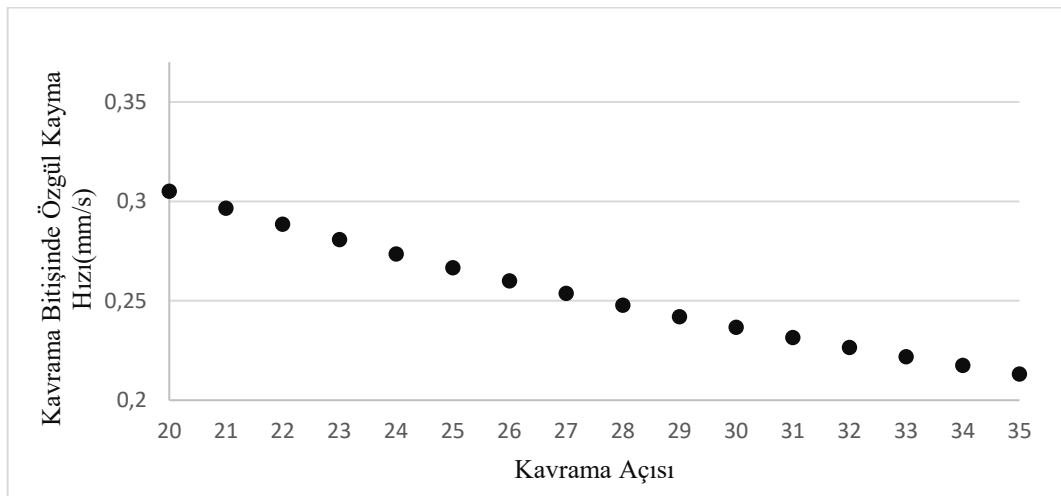
Gelişen teknoloji ile birlikte son yıllarda dişli verimliliğinin imalat sanayinde önemi oldukça arttırmıştır. Tüm sistemin verimliliğinin hesaplanması testler yapılmadan neredeyse mümkün olmasa da dişli verimliliğinin hesaplanması tasarım aşamasında dişli çark mekanizmasının veriminin tahmini hakkında önemli ölçüde katkı sağlayacaktır. Tüm

sistemin hesaplanmasında standartlarda belirtilen hesaplamaların yanında test verilerine ihtiyaç olacaktır.

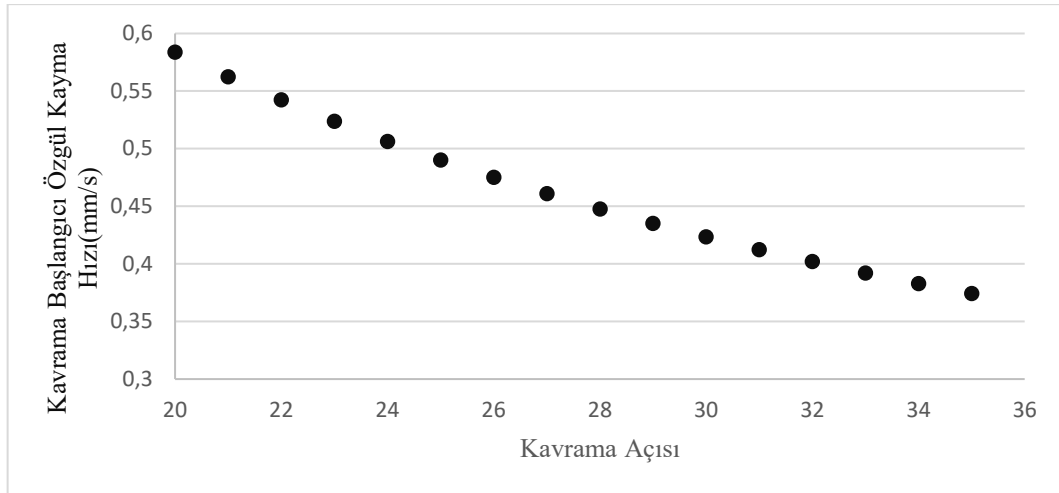
Asimetrik dişli çark mekanizmalarında basınç açısının artması ile özgül kayma hızları azalmakta ve dişli çark verimliliğine olumlu yönde katkı sağlamaktadır. Özgül kayma hızlarındaki değişim her iki kademe için de kavrama başlangıcı ve bitişi için Şekil 4.5, 4.6, 4.7, 4.8’ de verilmiştir. Maksimum dişli çark verimi kavrama başlangıcı ve bitişindeki özgül kayma hızları eşit olduğunda elde edilebilmektedir. Verimin artması sonucunda iletim hataları ve mekanik kayıplar azalarak dişli mekanizmasının performansının ve ömrünün artmasında katkı sağlamaktadır. Simetrik ve asimetrik helisel dişli çark mekanizmaları için verimlilik hesaplama sonuçları Çizelge 4.9’ da verilmiştir.



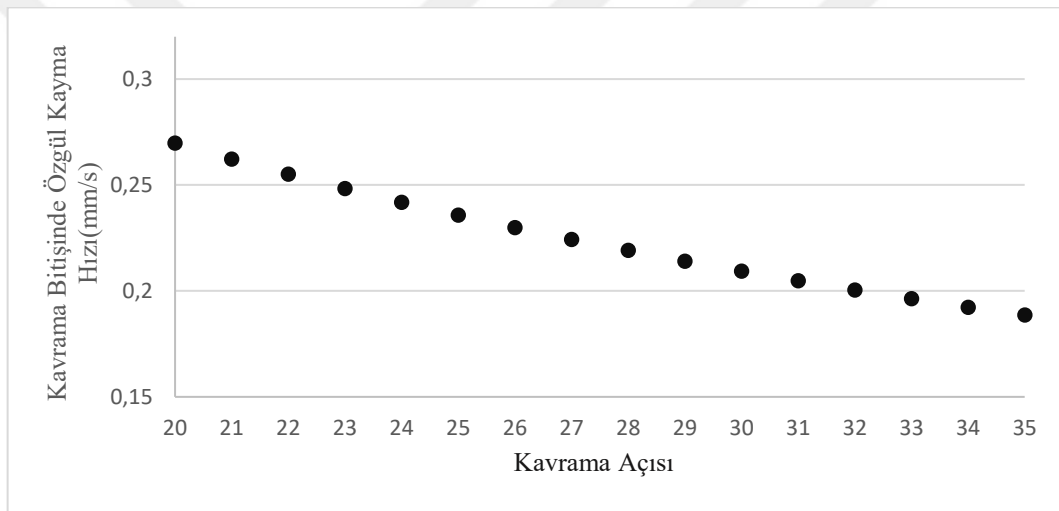
Şekil 4.5. İlk kademe kavrama başlangıcı özgül kayma hızı



Şekil 4.6. İlk kademe kavrama bitişi özgül kayma hızı



Şekil 4.7. İkinci kademe kavrama başlangıcı özgül kayma hızı



Şekil 4.8. İkinci kademe kavrama bitişi özgül kayma hızı

Kavrama başlangıcında ve bitişinde özgül kayma hızı maksimum değere ulaşmaktadır. Basınç açısının artması ile özgül kayma hızları azalmakta ve diş dibi aşınmasının önüne geçerek olumlu yönde katkı yapmaktadır.

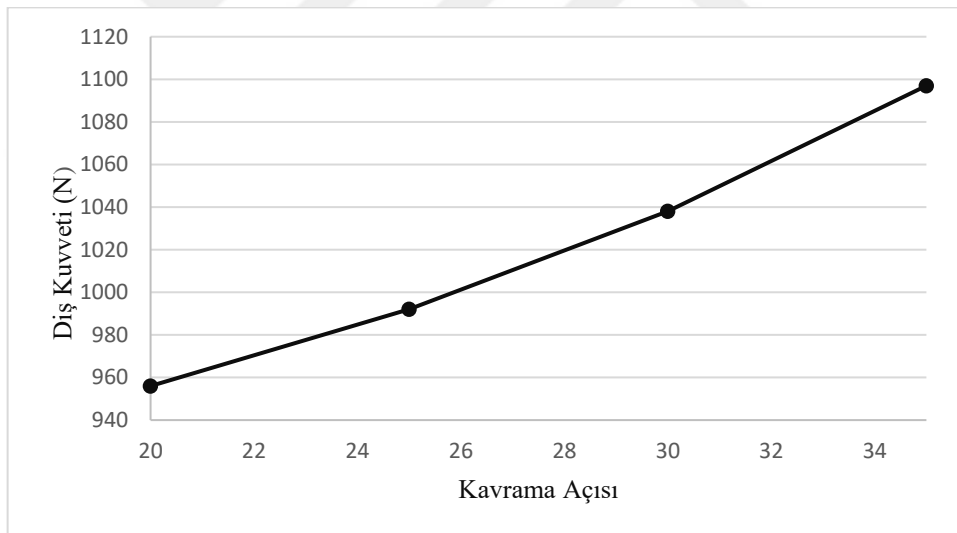
Çizelge 4.9. Dişli verimliliği

Basınç Açıları(α)	İlk Kademe	İkinci Kademe
20-20	0,9876	0,9892
20-25	0,9888	0,9904
20-30	0,9896	0,9913
20-35	0,9901	0,9918

Verim artışı az olarak görülse de mekanizma performans ve ömrü artırıcı yönde etki edecektir.

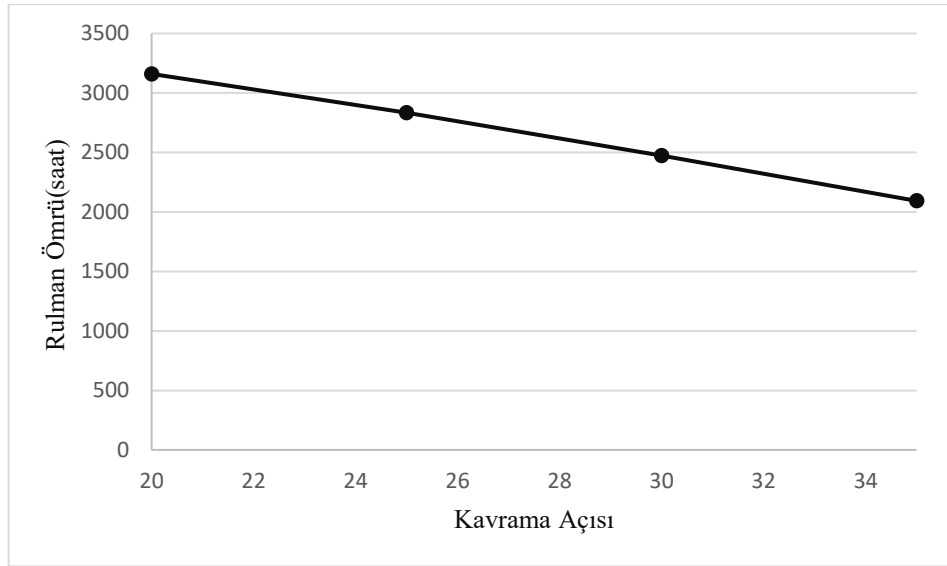
4.5. Asimetrik Dişli Çark Mekanizmalarında Ön Yüzey Basınç Açılarının Artışının Yataklama Yüküne Etkisi

Dişli mekanizmalarında kuvvet bileşenlerinin hesaplama formülleri incelendiğinde, diş kuvvetinin basınç açısına bağlı olduğu görülmektedir. Helisel dişli çark mekanizmalarında dişli kuvvet bileşenlerinden teğetsel ve eksenel kuvvet basınç açısına bağlı olarak değişmezken, radyal kuvvetin değiştiği görülmektedir. Diş kuvvetinin artması yataklama elemanlarının ömrüne olumsuz yönde etki etmektedir. Tasarımı yapılan simetrik ve asimetrik helisel dişli mekanizmalarında sabit bilyalı yataklama elemanlarına göre hesaplamalar yapılarak karşılaştırma yapılmıştır. Şekil 4.9' de diş kuvvetlerindeki artış miktarları gösterilmiştir.



Şekil 4.9. Kavrama açısının diş kuvvetine etkisi

Basınç açısının artması ile diş kuvvetindeki artış oranı kadar yataklama ömründe de azalma meydana gelmektedir. Tüm sistemde aynı basınç açısına sahip asimetrik dişli kademeleri kullanıldığından tüm yataklama elemanlarının ömrü %33,75 oranı da azalmıştır. Şekil 4.10' da azalma oranı gösterilmiştir.



Şekil 4.10. Kavrama açısına bağlı olarak sabit bilyalı rulman ömründeki değişim

Bu durum asimetrik helisel dişli mekanizmaları için dezavantaj olarak görülse de, dinamik yük katsayısı yüksek rulman kullanılarak ortadan kaldırılabilir.

4.6. Simetrik ve Asimetrik Dişli Çarkların Sonlu Elemanlar Analizi

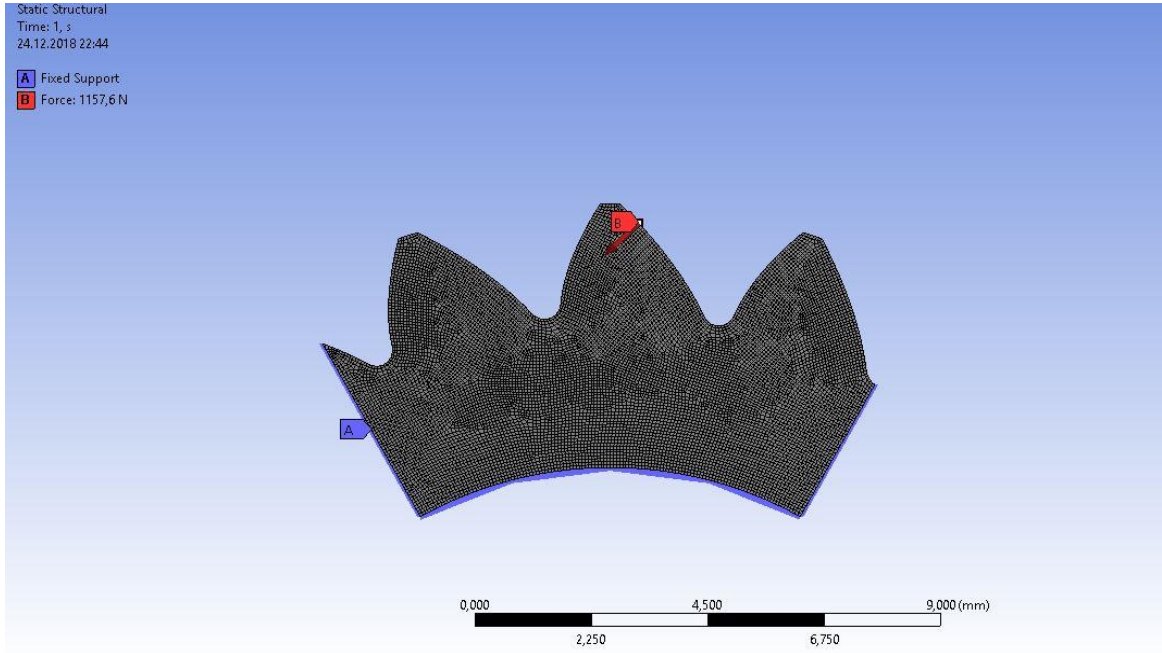
4.6.1. Simetrik ve Asimetrik Dişli Çarkların Sonlu Elemanlar Analizi İçin Modellerinin Oluşturulması

Gelişen teknoloji ile birlikte tasarımlar, sonlu elemanlar yöntemi ile analiz yapan bilgisayar yazılımlarının kullanımı ile gerilme ve deformasyon miktarları gerçeğe yakın değerlerde tahmin edilerek geliştirilebilmektedir. Tasarım aşamasında öngörülen olumsuzluklar üretim öncesi düzeltilerek, üretim maliyetlerini düşürmekte ve hızlanmasını sağlamaktadır.

Asimetrik dişli çark, iki farklı simetrik dişli çarkın birleşiminden oluşmaktadır. Örneğin, basınç açıları $20^0/35^0$ olan asimetrik dişli, 20^0 ve 35^0 basınç açısına sahip simetrik dişli çarkların birleşiminden meydana gelmektedir.

Simetrik ve asimetrik dişli çark geometrileri bölüm 3.5' de belirtildiği gibi Solidworks 2016 yazılımının tasarım tablosu özelliği kullanılarak, arka yüzey basınç açıları 20^0 olarak sabit tutularak, ön yüzey basınç açısı 20^0 ' den 35^0 ' ye kadar tüm basınç açılarında iki boyutlu oluşturulmuştur. Çalışmalarda da yaygın olarak kullanılan üç diş modeli kullanılmıştır. Oluşturulan diş modeli ANSYS 16.1 yazılımına aktararak iki

boyutlu olarak tanımlanmıştır(Şekil 4.11). Üç noktadan model sabitlenmiş ve tek diş temasının en yüksek noktasından hesaplanan dişli kuvveti uygulanmıştır.



Şekil 4.11. Analiz modeli

Burada A ile gösterilen yüzeyler sabitlenen noktaları göstermektedir. Literatürlere uygun yöntem kullanılmıştır. B ile gösterilen noktadan ok yönünde kuvvet uygulanmaktadır. Tüm analiz modelleri için bu yöntem uygulanmıştır.

Sonlu elemanlar analizinin doğru sonuca ulaşabilmesi için tüm yazılımlarda kullanılan malzemenin doğru tanımlanması gerekmektedir. Testlerin yapılmasından önce malzemenin analiz ortamına doğru tanıtılması tasarım için referans oluşturacaktır. Üretici firmaların ve akademik çalışma yapanların sıklıkla kullandıkları referanslardan malzeme tanımı yapılmıştır. ANSYS yazılımı malzeme özellikleri için temel malzemeleri seçerek tanımlamıştır. Özel malzemelerin mekanik özellikleri yazılım içerisinde bulunmamaktadır. Malzemenin tanıtılması ve mekanik özellikleri Şekil 4.12’ de gösterilmiştir.

Outline of Schematic A2, B2, C2, D2: Engineering Data				
	A	B	D	
1	Contents of Engineering Data		Description	
2	Material			
3	AISI 8620			
4	Structural Steel		Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1	
*	Click here to add a new material			

Properties of Outline Row 3: AISI 8620					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	7850	kg m ⁻³		
3	Isotropic Elasticity				
4	Derive from	Young's Modulus and...			
5	Young's Modulus	2,05E+05	MPa		
6	Poisson's Ratio	0,29			
7	Bulk Modulus	1,627E+11	Pa		
8	Shear Modulus	7,9457E+10	Pa		
9	Field Variables				
10	Temperature	Yes			
11	Shear Angle	No			
12	Degradation Factor	No			
13	Tensile Yield Strength	910	MPa		
14	Compressive Yield Strength	590	MPa		
15	Tensile Ultimate Strength	1,095	MPa		

Şekil 4.12. ANSYS yazılımı malzeme özelliklerinin tanıtılması

4.6.2. Sonlu Elemanlar Analizi İçin Uygulanacak Kuvvet Noktasının ve Uygulama Açısının Belirlenmesi

Diş dibi gerilmesi sonuçlarının doğruluğunu arttırabilmek için kuvvetin uygulama noktasının ve açısının doğru tespit edilmesi gerekmektedir. Simetrik ve asimetrik helisel dişli modellerinin analizleri için bölüm 3.5.2' de verilen formüller kullanılarak her basınç açısında kuvvet etki noktaları ve uygulama açıları belirlenerek radyal ve teğetsel bileşenler olarak analizde uygulanmıştır. Basınç açısının artması ile tek diş temasının en yüksek noktasının konumunun değiştiği ve kuvvetin de arttığı görülmektedir. Tüm dişli tasarımları için hesaplanan kuvvet, uygulama yarıçapı ve açısı Çizelge 4.10, 4.11, 4.12 ve 4.13' de verilmiştir.

Çizelge 4.10. Birinci dişli analiz parametreleri

Basınç Açılı(α)	r_{HPSTC}(mm)	α_{HPSTC}	F_x(N)	F_y(N)
20-20	11,908	22,95	918,96	487,75
20-25	12,086	33,69	884,21	589,63
20-30	12,209	38,82	857,81	690,25
20-35	12,277	43,55	839,02	797,61

Çizelge 4.11. İkinci dişli analiz parametreleri

Basınç Açılı(α)	r_{HPSTC}(mm)	α_{HPSTC}	F_x(N)	F_y(N)
20-20	34,786	22,80	1001,37	420,97
20-25	34,898	28,53	986,26	536,31
20-30	34,984	33,99	971,62	655,35
20-35	35,032	39,23	958,37	782,64

Çizelge 4.12. Üçüncü dişli analiz parametreleri

Basınç Açılı(α)	r_{HPSTC}(mm)	α_{HPSTC}	F_x(N)	F_y(N)
20-20	8,302	27,36	3735	1933,1
20-25	8,448	32,94	3595,92	2330,72
20-30	8,627	38,53	3435,2	2735,59
20-35	8,838	44,02	3258,57	3149,22

Çizelge 4.13 Dördüncü dişli parametreleri

Basınç Açılı(α)	r_{HPSTC}(mm)	α_{HPSTC}	F_x(N)	F_y(N)
20-20	46,123	23,3219	4144,22	1786,66
20-25	46,184	28,157	4119,94	2205,13
20-30	46,294	33,139	4085,17	2667,08
20-35	46,449	38,177	4041,03	3177,43

Tek diş temasının en yüksek noktasından uygulanan kuvvetler ile yapılan analizler tasarım aşamasında doğru diş dibi gerilmelerinin belirlenmesinde önemli rol oynamaktadır. Basınç açısı ile kuvvet noktasının da diş ucuna doğru yaklaşması, simetrik ve asimetrik dişli çarkların analiz sonuçlarının karşılaştırılmasında daha doğru sonuç

vermiştir. Diş kuvvetinin artması ve diş dibi geometrisinden uzaklaşmasına rağmen asimetrik dişli çark geometrisi ile diş dibi gerilme değerinin önemli ölçüde azaldığı görülmüştür.

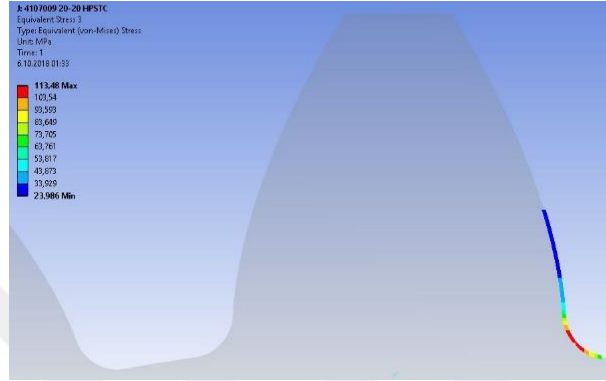
4.6.3. Simetrik ve Asimetrik Dişli Çarkların Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Diş Dibi Gerilmelerinin Belirlenmesi

Önceki bölümlerde de belirtildiği gibi bu tez çalışmasında sırası ile $20^0/20^0$, $20^0/25^0$, $20^0/30^0$ ve $20^0/35^0$ simetrik ve asimetrik helisel dişli çarkların analizleri gerçekleştirilmiştir. Dişli mekanizması her iki yönde çalışma durumuna göre incelenmiştir. Dişli çark mekanizmaları genellikle tek yönde yüksek yüke maruz kalırlar. Yük taşıma yönünde simetrik profil, kapasite artırılması için asimetrik profil ile optimize edilebilmektedir. Yapılan tasarımlarda, kavrama oranı ve diş ucu kalınlığına göre en yüksek basınç belirlenmiştir.

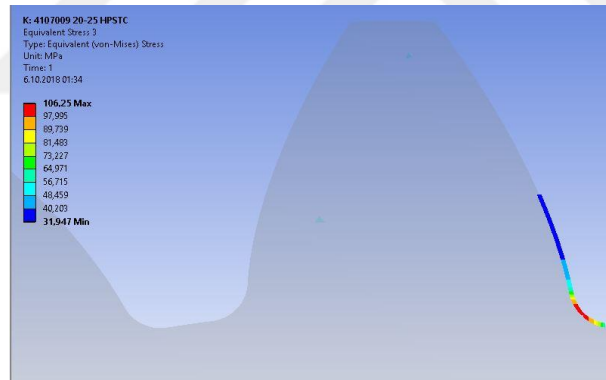
Asimetrik dişli çark mekanizmaları bazı uygulamalarda iki yönde de yük taşıma kapasitesinin artmasını sağlamaktadır. Örneğin bir yük kaldırma sisteminde yukarı yönde yük hareket ettirilirken dişli mekanizması daha fazla yüke maruz kalmaktadır. Aşağı yönde hareketinde daha az yüke maruz kalacaktır.

Analizler Von Mises gerilme kriterine göre yapılmıştır. Isıl işlem yapılarak sertleştirilmiş dişli çarklarda görülen en önemli hasar diş dibi kırılmasıdır. ISO standartlarına uygun eksen arasında üretilen simetrik dişli mekanizmasını oluşturan dişli çarklar sertleştirilmiş olduğu için analiz modelinde malzemenin mekanik özellikleri sementasyon işlemi ve gerilim giderme işlemi yapılmış AISI 8620 malzemesinin mekanik özellikleri olarak tanıtılmıştır. En yüksek gerilme değerleri diş dibi geometrisinde oluşacağı için tüm çözümler diş dibi bölgesi için yapılmıştır. Uygulanacak kuvvet, kuvvet noktası ve açısı önceki bölümlerde belirtildiği gibi hesaplanarak analiz modeline tanıtılmıştır. Son yıllarda yapılan çalışmalarda kuvvet temas yüzeyinde tek diş temasının en yüksek noktasından uygulanmıştır. Bu yaklaşım ile gerçeği yansıtan değerler elde edilebilmektedir. Asimetrik profilde kuvvet noktası ve değerinin değiştiği görülürken, simetrik profilde aynı kalmaktadır. Analizin doğruluğunu ve çözüm süresini optimize etmek için önceki bölümlerde anlatılan mesh yakınsama yöntemi kullanılmıştır. Bu sayede optimum sürede gerçeğe yakın değerlerde sonuçlara ulaşılmıştır.

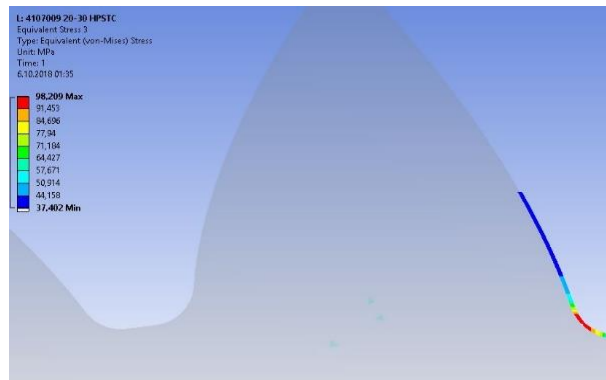
Dişli çarkların simetrik yapısı iki boyutlu modeller oluşturularak analiz yapmayı mümkün kılmaktadır. Dişli mekanizmasının ilk kademesini oluşturan tahrik dişlisi olan birinci dişli çark için sırası ile seçilen basınç açılarında asimetrik kısımdan kuvvet uygulanarak yapılan analiz sonuçları Şekil 4.13, 4.14, 4.15 ve 4.16’ da verilmiştir. Değerlendirme için öncelikle asimetrik kısımdan çalışma durumu incelenmiştir. Diş dibi gerilme değerlerinde önemli ölçüde azalma olduğu görülmüştür.



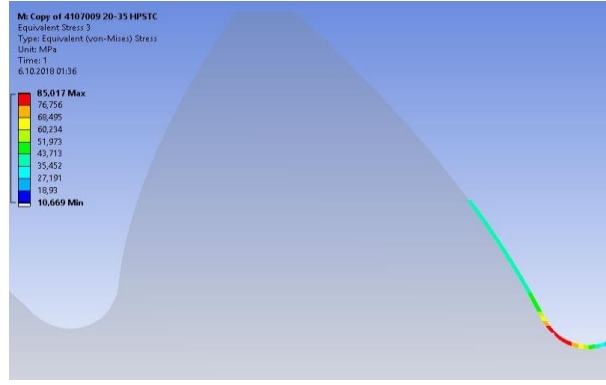
Şekil 4.13. $20^0/20^0$ Birinci simetrik dişli diş dibi gerilmesi



Şekil 4.14. $20^0/25^0$ Birinci asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

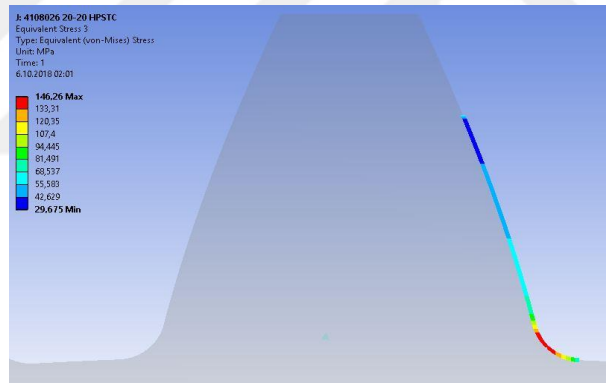


Şekil 4.15. $20^0/30^0$ Birinci asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

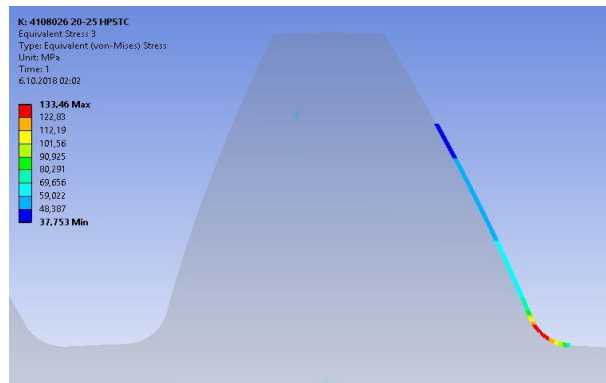


Şekil 4.16. $20^0/35^0$ Birinci asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

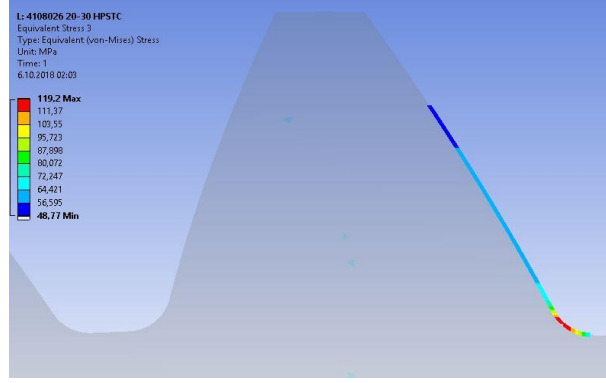
İlk kademeyi oluşturan vasat dişlisi olan ikinci dişli çark için sırası ile seçilen basınç açılarında asimetrik kısımdan kuvvet uygulanarak yapılan analiz sonuçları Şekil 4.17, 4.18, 4.19 ve 4.20' de verilmiştir. Diş sayısının artması asimetrik formda diş dibi gerilmesinin daha fazla azalmasına katkı sağlamaktadır. Kullanılan simetrik dişli mekanizmasındaki veriler diş sayısının etkisini de göstermektedir.



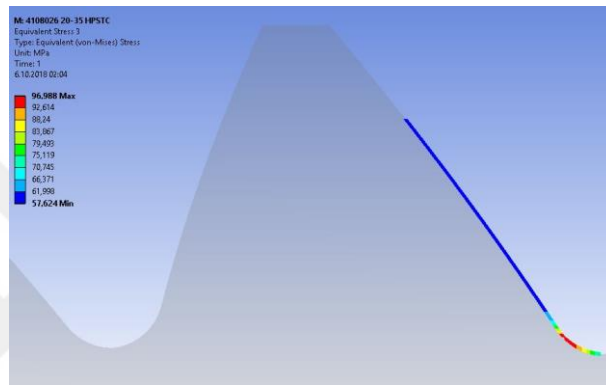
Şekil 4.17. $20^0/20^0$ İkinci simetrik dişli diş dibi gerilmesi



Şekil 4.18. $20^0/25^0$ İkinci asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

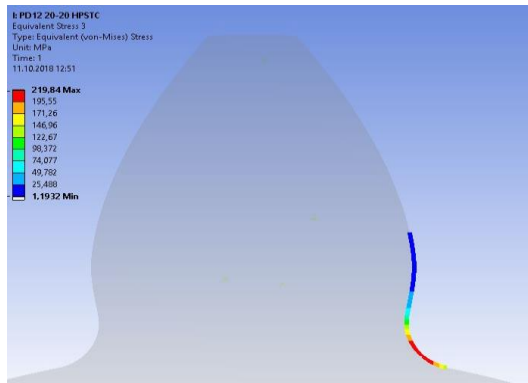


Şekil 4.19. $20^0/30^0$ İkinci asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

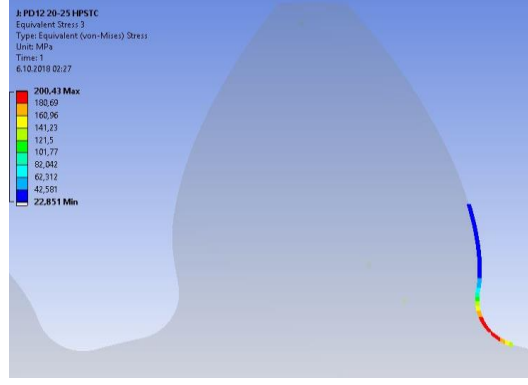


Şekil 4.20. $20^0/35^0$ İkinci asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

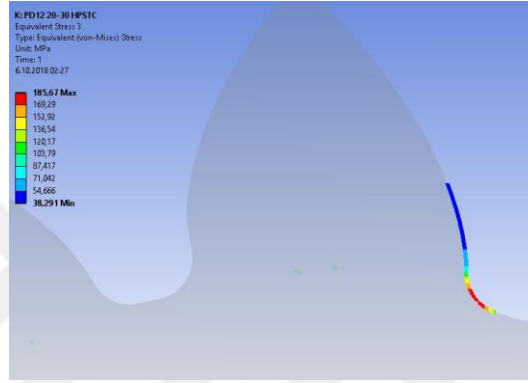
İkinci kademeyi oluşturan tahrik dişlisi olan üçüncü dişli çark için sırası ile seçilen basınç açılarında asimetrik kısımdan kuvvet uygulanarak yapılan analiz sonuçları Şekil 4.21, 4.22, 4.23 ve 4.24' de verilmiştir.



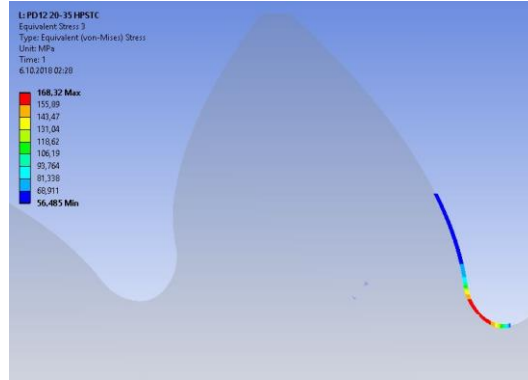
Şekil 4.21. $20^0/20^0$ Üçüncü simetrik dişli diş dibi gerilmesi



Şekil 4.22. $20^{\circ}/25^{\circ}$ Üçüncü asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

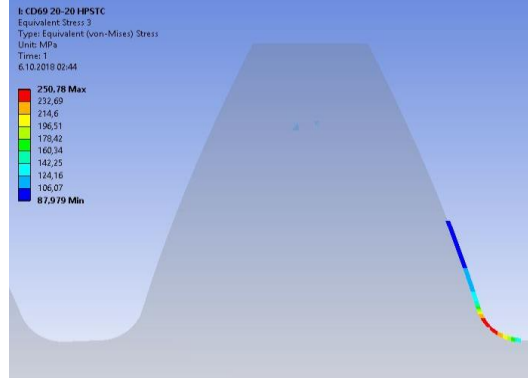


Şekil 4.23. $20^{\circ}/30^{\circ}$ Üçüncü asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

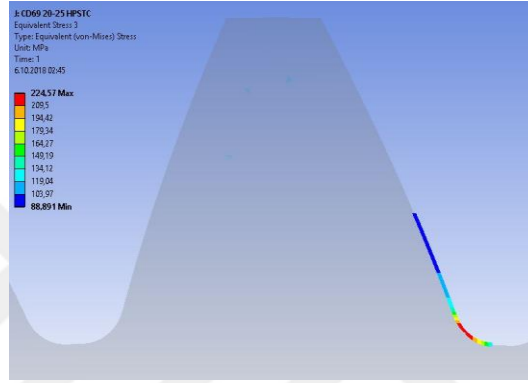


Şekil 4.24. $20^{\circ}/35^{\circ}$ Üçüncü asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

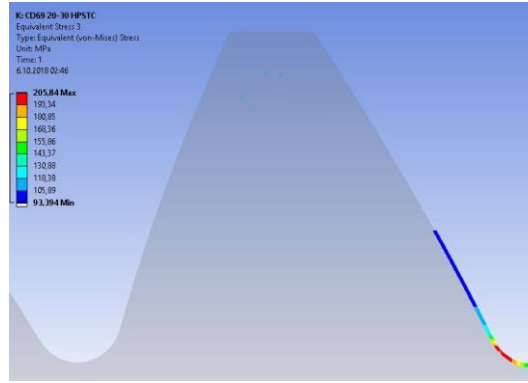
İkinci kademeyi oluşturan vasat dişlisi olan dördüncü dişli çark için sırası ile seçilen basınç açılarında asimetrik kısımdan kuvvet uygulanarak yapılan analiz sonuçları Şekil 4.25, 4.26, 4.27 ve 4.28' de verilmiştir.



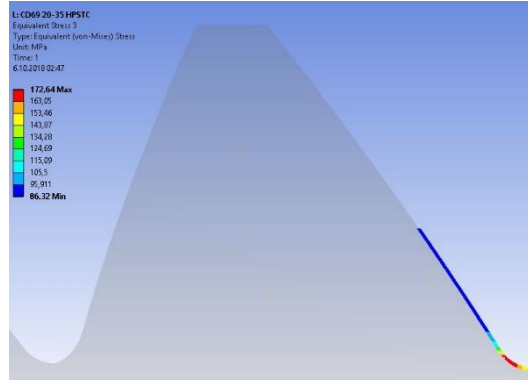
Şekil 4.25. $20^0/20^0$ Dördüncü simetrik dişli diş dibi gerilmesi



Şekil 4.26. $20^0/25^0$ Dördüncü asimetrik dişli diş dibi gerilmesi



Şekil 4.27. $20^0/30^0$ Dördüncü asimetrik dişli diş dibi gerilmesi



Şekil 4.28. 20°/35° Dördüncü asimetrik dişli diş dibi gerilmesi

Tüm dişli çarkların maksimum eğilme gerilmenin görüleceği diş dibi bölgesinde analizleri gerçekleştirilmiştir. Diş sayıları, modülleri, profil kaydırma faktörleri ve helis açıları farklı dişli çarklar arasında farklar görülmüştür. Gerilme değerlerindeki azalma Çizelge 4.14’ de verilmiştir.

Çizelge 4.14. Diş dibi gerilmeleri

Basınç Açılı(α)	1.Dişli σ(MPa)	2.Dişli σ(MPa)	3.Dişli σ(MPa)	4.Dişli σ(MPa)
20-20	113,48	146,26	219,84	250,78
20-25	106,25	133,46	200,43	224,57
20-30	98,209	119,2	185,67	205,84
20-35	85,017	96,988	168,32	172,64

İlk kademeyi oluşturan asimetrik helisel dişli mekanizmasında birinci asimetrik dişli çarkta dişli dibi gerilmesinde %25,08, ikinci asimetrik helisel dişli çarkta ise %33,68 oranında azalma görülmektedir.

İkinci kademeyi oluşturan asimetrik helisel dişli mekanizmasında birinci asimetrik dişli çarkta dişli dibi eğilme gerilmesinde %23,43, ikinci asimetrik helisel dişli çarkta ise %31,16 oranında azalma görülmektedir. Her iki helisel dişli kademesi için de diş sayısının artması ile simetrik ile asimetrik dişli çark arasında diş dibinde oluşan gerilme değerinin azalma oranının arttığı görülmüştür.

Dişli mekanizmasının asimetrik profil yönünde çalıştığı düşünülerek yapılan tüm hesaplamalar ve analizler sonucunda diş dibinde oluşan gerilme değerlerinde %23,43 ile %33,68 oranında azalma elde edilmiştir. Maksimum diş dibi gerilmelerinin oluştuğu

koordinatlar tüm simetrik ve asimetrik helisel dişli çarkları için Çizelge 4.15, 4.16, 4.17 ve 4.18' de verilmiştir.

Çizelge 4.15. Birinci dişli ön yüzey maksimum gerilmenin oluştuğu koordinatlar

Basınç Açılı(α)	X	Y
20-20	1,193	10,473
20-25	1,400	10,427
20-30	1,607	10,402
20-35	1,891	10,338

Çizelge 4.16. İkinci dişli ön yüzey maksimum gerilmenin oluştuğu koordinatlar

Basınç Açılı(α)	X	Y
20-20	1,204	33,208
20-25	1,429	33,166
20-30	1,659	33,139
20-35	1,896	33,122

Çizelge 4.17. Üçüncü dişli ön yüzey maksimum gerilmenin oluştuğu koordinatlar

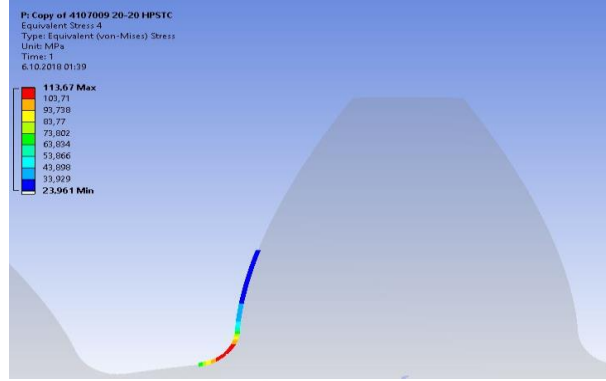
Basınç Açılı(α)	X	Y
20-20	1,259	6,760
20-25	1,460	6,717
20-30	1,725	6,628
20-35	2,012	6,561

Çizelge 4.18. Dördüncü dişli ön yüzey maksimum gerilmenin oluştuğu koordinatlar

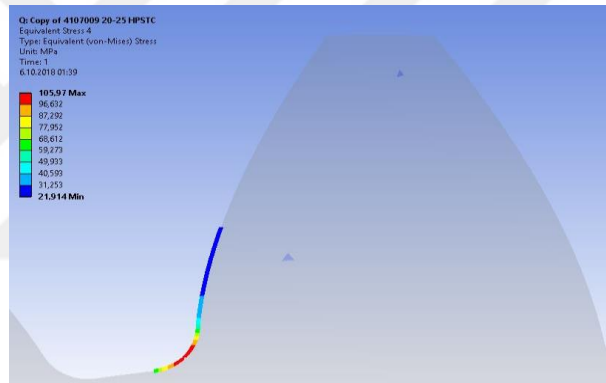
Basınç Açılı(α)	X	Y
20-20	1,566	44,324
20-25	1,811	44,281
20-30	2,040	44,279
20-35	2,192	44,256

Helisel dişli çark mekanizmalarında ön yüzey kavrama açılarının artması ile diş dibinde oluşan maksimum gerilmenin daha mukavemetli diş tabanına doğru indiği görülmektedir. Bu durum asimetrik dişli çarklar için yorulma dayanımı açısından olumlu sonuç oluşturmaktadır.

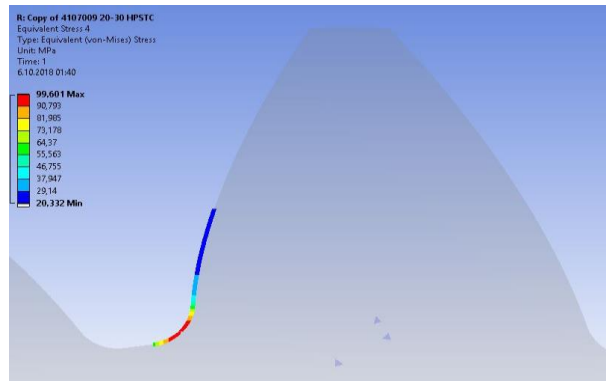
Dişli mekanizmasının ilk kademesini oluşturan tahrik dişlisi olan birinci dişli çark için sırası ile seçilen basınç açılarındaki simetrik kısımdan kuvvet uygulanarak yapılan analiz sonuçları Şekil 4.29, 4.30, 4.31 ve 4.32’de verilmiştir.



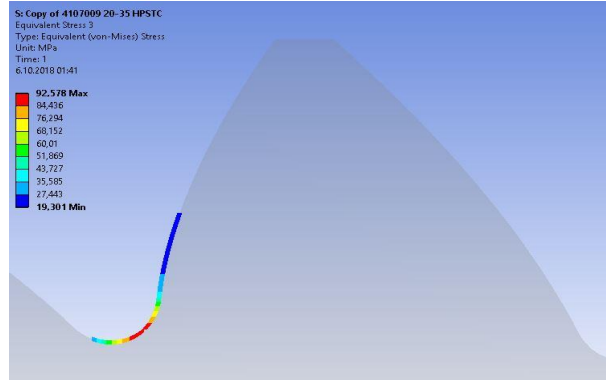
Şekil 4.29. $20^0/20^0$ Birinci simetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi



Şekil 4.30. $20^0/25^0$ Birinci asimetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

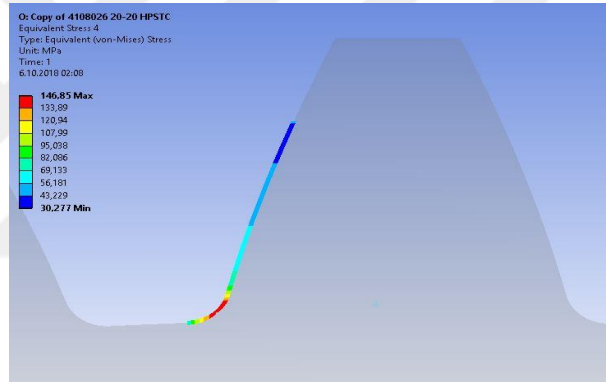


Şekil 4.31. $20^0/30^0$ Birinci asimetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

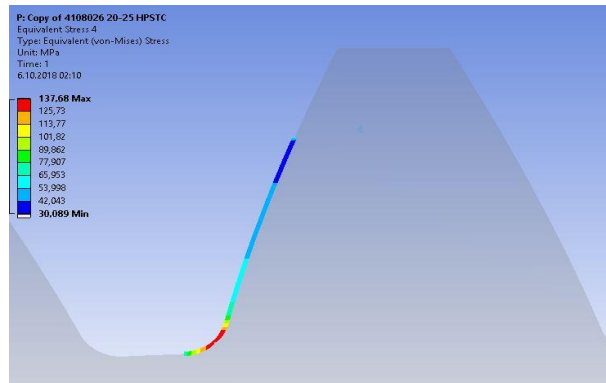


Şekil 4.32. $20^0/35^0$ Birinci asimetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

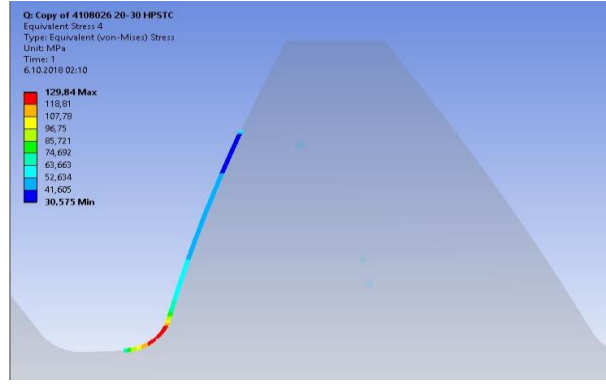
İlk kademeyi oluşturan vasat dişlisi olan ikinci dişli çark için sırası ile seçilen basınç açılarındaki simetrik kısımdan kuvvet uygulanarak yapılan analiz sonuçları Şekil 4.33, 4.34, 4.35 ve 4.36’ da verilmiştir.



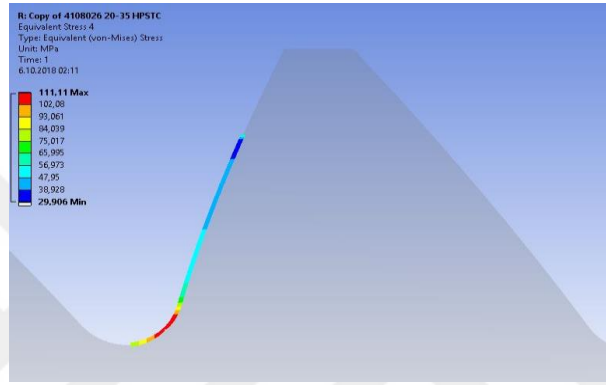
Şekil 4.33. $20^0/20^0$ İkinci simetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi



Şekil 4.34. $20^0/25^0$ İkinci asimetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

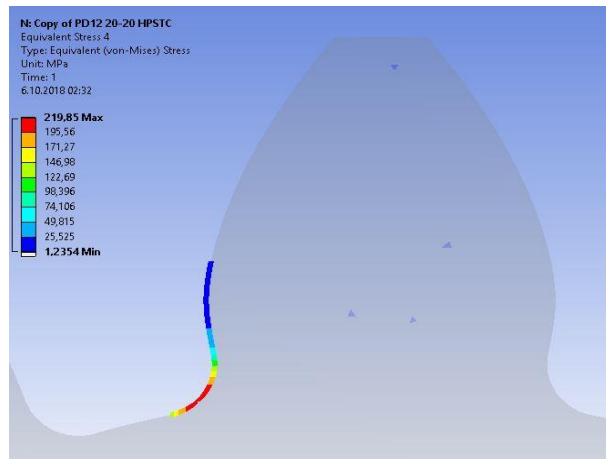


Şekil 4.35. $20^{\circ}/30^{\circ}$ İkinci asimetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

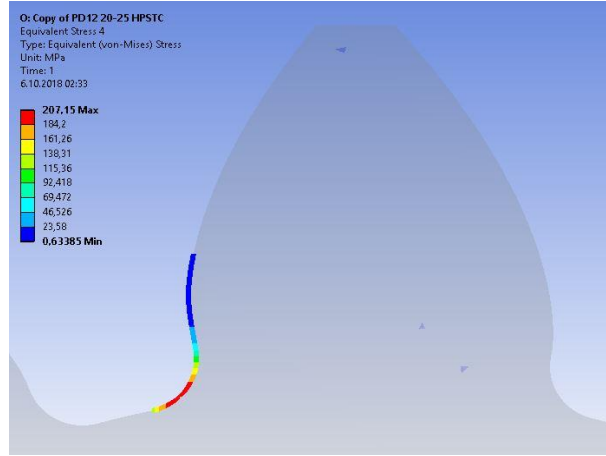


Şekil 4.36. $20^{\circ}/35^{\circ}$ İkinci asimetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

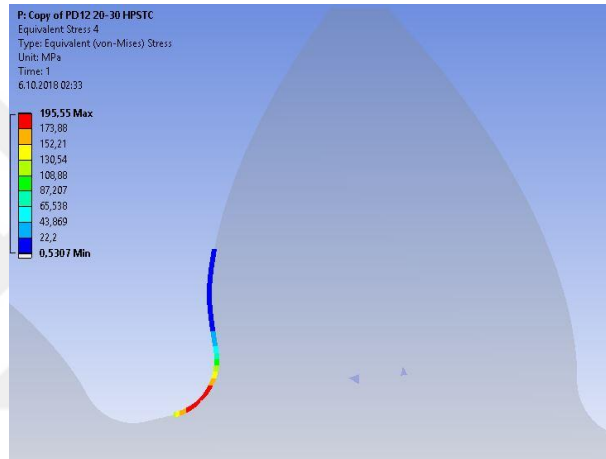
İkinci kademeyi oluşturan tahrik dişlisi olan üçüncü dişli çark için sırası ile seçilen basınç açılarında simetrik kısımdan kuvvet uygulanarak yapılan analiz sonuçları Şekil 4.37, 4.38, 4.39 ve 4.40' da verilmiştir.



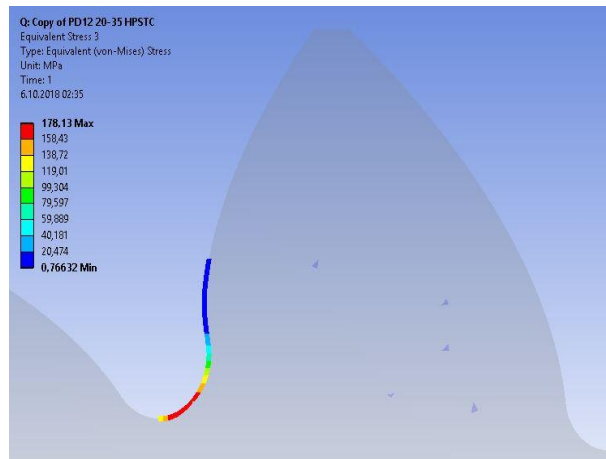
Şekil 4.37. $20^{\circ}/20^{\circ}$ Üçüncü simetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi



Şekil 4.38. $20^0/25^0$ Üçüncü asimetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

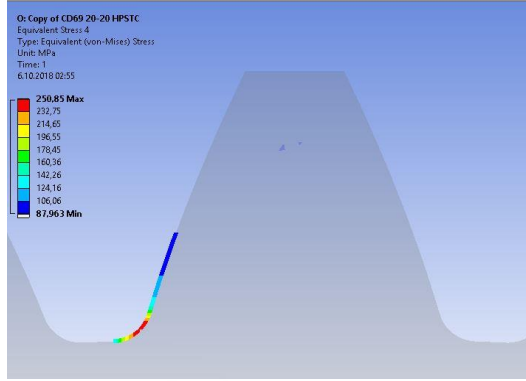


Şekil 4.39. $20^0/30^0$ Üçüncü asimetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

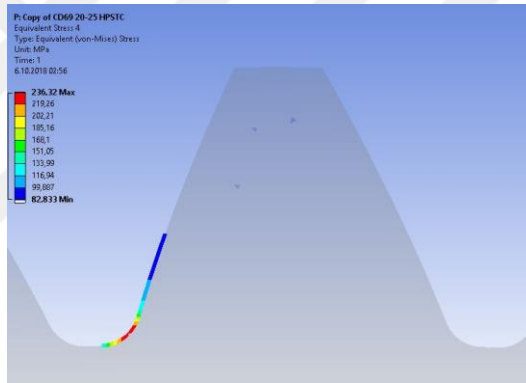


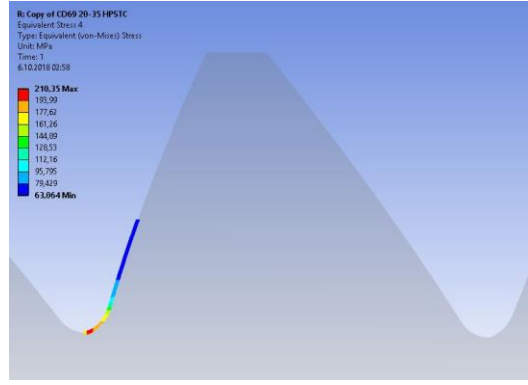
Şekil 4.40. $20^0/35^0$ Üçüncü asimetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

İkinci kademeyi oluşturan vasat dişlisi olan dördüncü dişli çark için sırası ile seçilen basınç açılarındaki simetrik kısımdan kuvvet uygulanarak yapılan analiz sonuçları Şekil 4.41, 4.42, 4.43 ve 4.44’ de verilmiştir.



Şekil 4.41. 20⁰/20⁰ Dördüncü simetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi





Şekil 4.44. 20⁰/35⁰ Dördüncü asimetrik dişli arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu diş dibi gerilmesi

Tüm dişli çarklar için arka yüzeyinden uygulanan kuvvetler sonucu oluşan maksimum eğilme gerilmenin görüleceği diş dibi bölgesinde analizleri gerçekleştirilmiştir. Kuvvet arka yüzeyden uygulandığı için uygulama noktası, değeri ve açısı simetrik ve asimetrik dişli çarklar için aynıdır. Diş sayıları, modülleri, profil kaydırma faktörleri ve helis açıları farklı dişli çarklar arasında farklar görülmüştür. Gerilme değerlerindeki azalma Çizelge 4.19’ da verilmiştir.

Çizelge 4.19. Diş dibi gerilmeleri

Basınç Açılı(α)	1.Dişli σ(MPa)	2.Dişli σ(MPa)	3.Dişli σ(MPa)	4.Dişli σ(MPa)
20-20	113,48	146,26	219,84	250,78
20-25	105,97	137,68	207,15	236,32
20-30	99,601	129,84	195,55	221,51
20-35	92,578	111,11	178,13	210,35

İlk kademeyi oluşturan asimetrik helisel dişli mekanizmasında birinci asimetrik dişli çarkta arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucunda oluşan dişli dibi eğilme gerilmesinde %18,42, ikinci asimetrik helisel dişli çarkta ise %24,03 oranında azalma görülmektedir.

İkinci kademeyi oluşturan asimetrik helisel dişli mekanizmasında birinci asimetrik dişli çarkta arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucunda oluşan dişli dibi eğilme gerilmesinde %18,97, ikinci asimetrik helisel dişli çarkta ise %16,12 oranında azalma görülmektedir. Asimetrik profil yönünde çalışma durumuna göre tüm dişli çarklarda daha az oranda diş dibi gerilmesinde azalma görülmüştür. İki yönde de azalmanın görülmesi asimetrik dişli mekanizmaları için olumlu bir sonuçtur.

Arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucu maksimum diş dibi gerilmelerinin oluştuğu koordinatlar tüm simetrik ve asimetric helisel dişli çarkları için Çizelge 4.20, 4.21, 4.22 ve 4.23' de verilmiştir.

Çizelge 4.20. Birinci dişli arka yüzey maksimum gerilmenin oluştuğu koordinatlar

Basınç Açılı(α)	X	Y
20-20	-1,193	10,473
20-25	-1,132	10,478
20-30	-1,062	10,482
20-35	-1,051	10,497

Çizelge 4.21. İkinci dişli arka yüzey maksimum gerilmenin oluştuğu koordinatlar

Basınç Açılı(α)	X	Y
20-20	-1,204	33,208
20-25	-1,143	33,211
20-30	-1,077	33,213
20-35	-1,021	33,227

Çizelge 4.22. Üçüncü dişli arka yüzey maksimum gerilmenin oluştuğu koordinatlar

Basınç Açılı(α)	X	Y
20-20	-1,296	6,718
20-25	-1,246	6,729
20-30	-1,185	6,740
20-35	-1,115	6,751

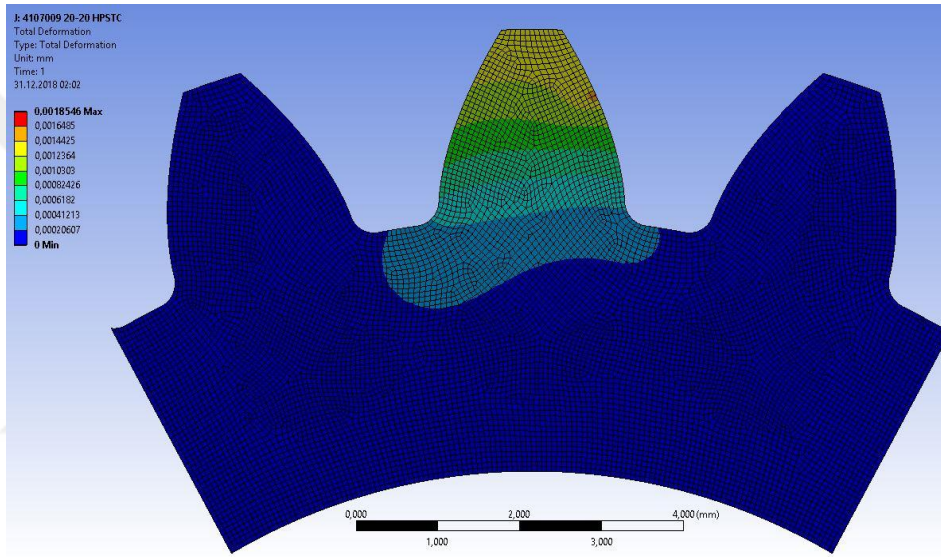
Çizelge 4.23. Dördüncü dişli arka yüzey maksimum gerilmenin oluştuğu koordinatlar

Basınç Açılı(α)	X	Y
20-20	-1,566	44,324
20-25	-1,505	44,426
20-30	-1,471	44,330
20-35	-1,456	44,337

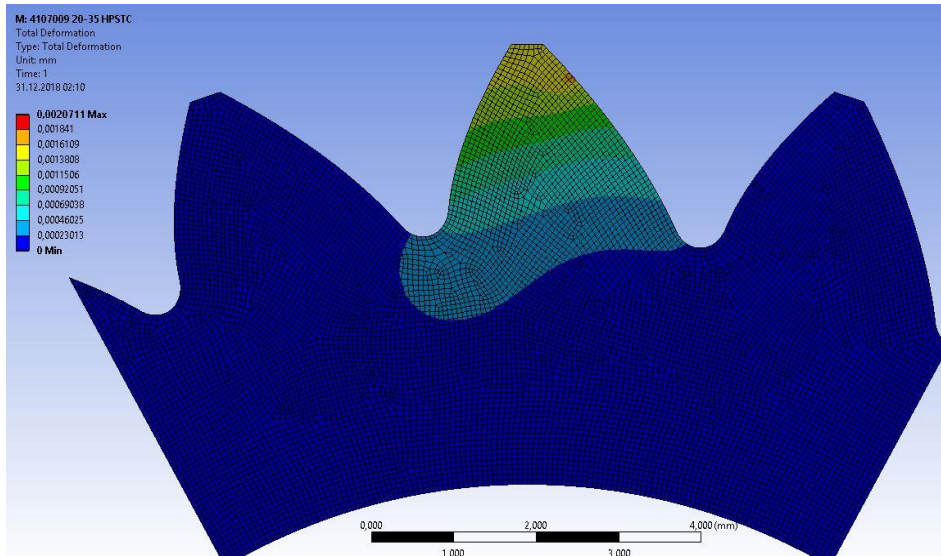
Helisel dişli çark mekanizmasında arka yüzey yönünde çalışma durumunda maksimum gerilmenin diş tabanından evolvent profile doğru ilerlediği görülmektedir. Bu durum asimetric helisel dişli mekanizması ters yönde çalıştırıldığında, yorulma

kırılmaları açısından dezavantaj oluşturacaktır. Bu sonuçlara göre asimetrik helisel dişli mekanizması tek yönde çalışmaya çok uygundur. Dişli mekanizmasının kullanıldığı sisteme göre her iki yönde çalıştırılması da düşünülebilir.

Dişli çark tasarımı için önemli bir konu da yer değiştirme miktarıdır. Diş rijitliğini belirlemek için yer değiştirme miktarının bilinmesi gerekir. Kuvvetin uygulandığı nokta dikkate alınarak sonuçlar incelenmelidir. Yapmış olduğumuz çalışmada, aynı diş modelini kullanarak sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilmiştir. Örnek olarak simetrik ve asimetrik dişli çarklarda toplam deformasyon analiz sonucu Şekil 4.45 ve Şekil 4.46' da verilmiştir.



Şekil 4.45. Simetrik dişli toplam deformasyon analizi



Şekil 4.46. Asimetrik dişli toplam deformasyon analizi

Analiz sonuçlarında toplam deformasyon miktarının asimetrik dişli çarklarda, ön yüzeyden kuvvet uygulama durumunda az da olsa arttığı görülmüştür. Asimetrik profilden uygulanan kuvvet diş ucuna yaklaşmakta ve basınç açısının artması ile kuvvet de artmaktadır. Diş ucuna doğru dişli çarkın daha zayıf olması ve kuvvetin artması nedeni ile bu artış görülebilir. İmalat açısından kabul edilebilir sonuçlar alınmıştır. Literatürde bulunan sonuçlara göre düşük değerler elde edilmiştir. Bunda malzeme seçimi ve doğru tanıtılmasının da etkisi vardır. Arka yüzeyden uygulanan kuvvet ile toplam deformasyon miktarında azalma olduğu görülmüştür. Simetrik profilden uygulanan kuvvet, basınç açısının değişmemesi nedeni ile aynı noktada kalmakta ve değeri değişmemektedir.

Ön ve arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucunda, simetrik ve asimetrik dişli çarklarda oluşan toplam deformasyon miktarı Çizelge 4.24 ve Çizelge 4.25' de verilmiştir.

Çizelge 4.24. Ön yüzeyden uygulanan kuvvet sonucunda toplam deformasyon

Basınç Açılı(α)	1.Dişli (mm)	2.Dişli (mm)	3.Dişli (mm)	4.Dişli (mm)
20-20	0,0018546	0,0023355	0,0044613	0,0050477
20-25	0,0019383	0,0023746	0,0044238	0,0050431
20-30	0,002021	0,0024237	0,0044747	0,005101
20-35	0,002071	0,0024768	0,0047864	0,005631

Çizelge 4.25. Arka yüzeyden uygulanan kuvvet sonucunda toplam deformasyon

Basınç Açılı(α)	1.Dişli (mm)	2.Dişli (mm)	3.Dişli (mm)	4.Dişli (mm)
20-20	0,0018546	0,0023355	0,0044613	0,0050477
20-25	0,0017822	0,0022321	0,0043004	0,0049443
20-30	0,0017145	0,0021603	0,0041449	0,0047212
20-35	0,0016468	0,0020668	0,0039792	0,0046753

Yapmış olduğumuz çalışmada, mevcut simetrik helisel dişli mekanizması verileri kullanılarak asimetrik helisel dişli mekanizması tasarımı yapıldı ve yük taşıma kapasitesinde önemli ölçüde artış elde edilmiştir. Dişli mekanizmasını asimetrik dişli çarklar ile optimize edilerek giriş gücünün ne kadar artırılabilirliğini belirlemek için daha yüksek giriş gücünde kuvvet uygulama noktası ve değerleri hesaplanarak tasarımı yapılan

dört farklı asimetric dişli çarkta sonlu elemanlar yöntemi ile analiz yapılmıştır. Kıyaslama yapmak için mevcut simetric dişli çarkların diş dibi gerilmeleri dikkate alınmıştır. Analiz sonuçları Çizelge 4.26’ da verilmiştir.

Çizelge 4.26. Giriş gücünün artırılması ile oluşan diş dibi gerilmesi

	Basınç Açıları (α)	Diş Sayısı (z)	Giriş Gücü (kW)	Diş Dibi Gerilmesi (MPa)
1. Dişli	20-35	20	2	113,28
2. Dişli	20-35	61	2,2	142,25
3. Dişli	20-35	12	2	224,39
4. Dişli	20-35	69	2,2	253,21

Elde edilen sonuçların sınır değerleri simetric dişli çarklarda oluşan diş dibi gerilme değerleridir. Bu sonuçlara göre diş sayısı az olan asimetric dişli çarklarda kayıplar ihmal edilirse çıkış gücü 2 kW’ ta, daha fazla olan asimetric dişli çarklarda 2,2 kW’ ta artırılabilir. Tüm sistem dikkate alındığında mevcut 1,5 kW çıkış gücüne sahip simetric helisel dişli çark mekanizmasını aynı boyut, ağırlık ve dişli mukavemetinde, asimetric helisel dişli çark mekanizması ile 2 kW çıkış gücüne ulaşılabilir.

4.7. Simetric ve Asimetric Dişli Çarklar İçin Kesici Takım Geometrisi

Kesici takım geometrisi dişli çark geometrisini belirler. Bu nedenle kesici takım geometrisini doğru belirlemek önemlidir. Asimetric dişli çarkların standart olmaması nedeni ile kesici takımların maliyeti standart kesici takımlara göre fazladır. Asimetric dişli çarkın standart olmaması nedeni ile kesici takım temin edilmek istendiğinde tasarımı yapılan dişli çarkın resimlerinin detaylı olarak üretici firmaya verilmesi gerekmektedir. Yapmış olduğumuz çalışma ile asimetric dişli çark üretilebilirliği desteklenmiştir. Kullanılan yöntem ile taşlama paylı kesici takım tasarımı ve üretimi de mümkün olmaktadır.

Bölüm 3.3’ de verilen bağıntılara göre Excel programı kullanılarak tüm hesaplamalar yapılmıştır. Solidworks 2016 yazılımı tasarım tablosuna tüm hesaplamalar tanıtılmıştır ve kesici takım modellerinin tüm asimetric dişli çarklar için hızlı bir şekilde

oluşturulması sağlanmıştır. Kesici takım için hesaplanan parametre değerleri Çizelge 4.27 ve 4.28’ de verilmiştir.

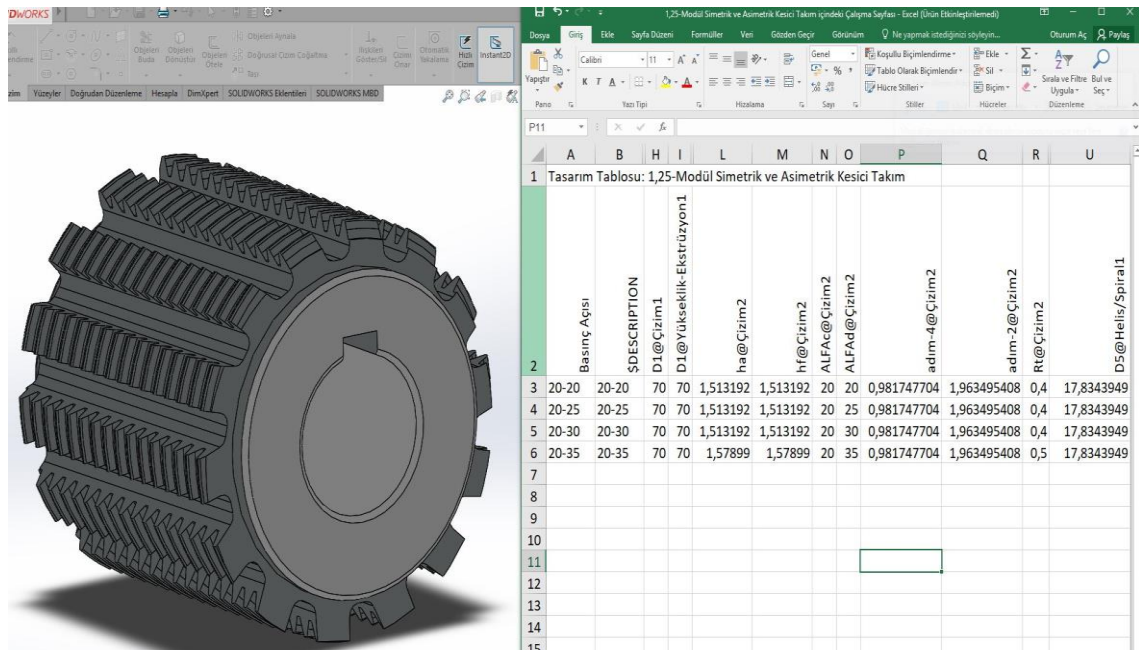
Çizelge 4.27. 1 Modül kesici takım geometri parametreleri

Basınç Açılı(α)	ρ(mm)	c _c [*] (mm)	c _d [*] (mm)	h _d [*] (mm)
20-20	0,3	0,19739	0,19739	1
20-25	0,3	0,19739	0,17321	1,02418
20-30	0,3	0,19739	0,15	1,04739
20-35	0,4	0,26319	0,17057	1,09262

Çizelge 4.28. 1,25 Modül kesici takım geometri parametreleri

Basınç Açılı(α)	ρ(mm)	c _c [*] (mm)	c _d [*] (mm)	h _d [*] (mm)
20-20	0,4	0,21055	0,21055	1
20-25	0,4	0,21055	0,18476	1,02579
20-30	0,4	0,21055	0,16	1,05055
20-35	0,5	0,26319	0,17057	1,09262

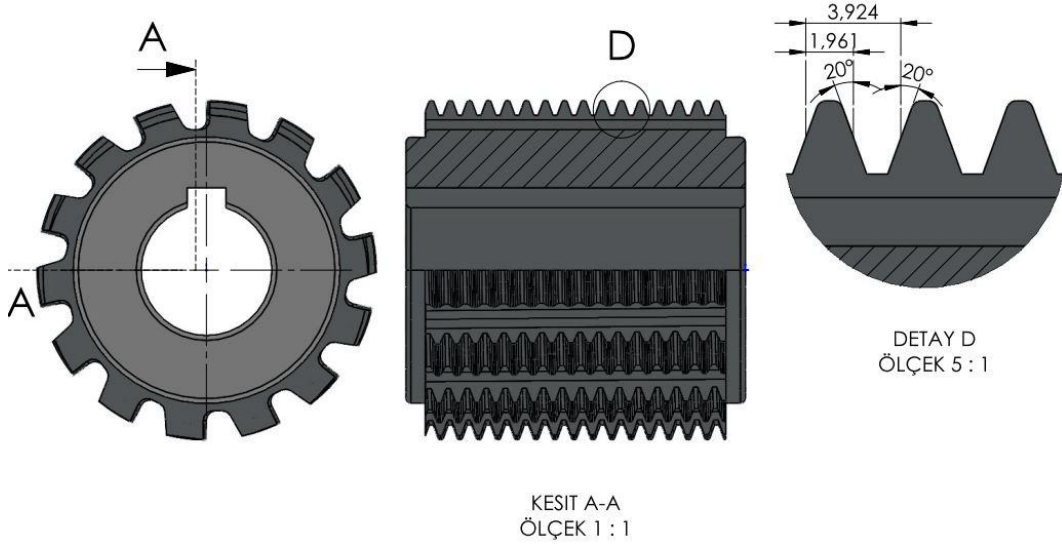
Yapılan tüm hesaplamalara göre oluşturulan Solidworks 2016 tasarım tablosu Şekil 4.47’ de verilmiştir. Simetrik ve asimetrik kesici takımlar ile ilgili resimler Şekil 4.48 ve 4.49’ da verilmiştir.



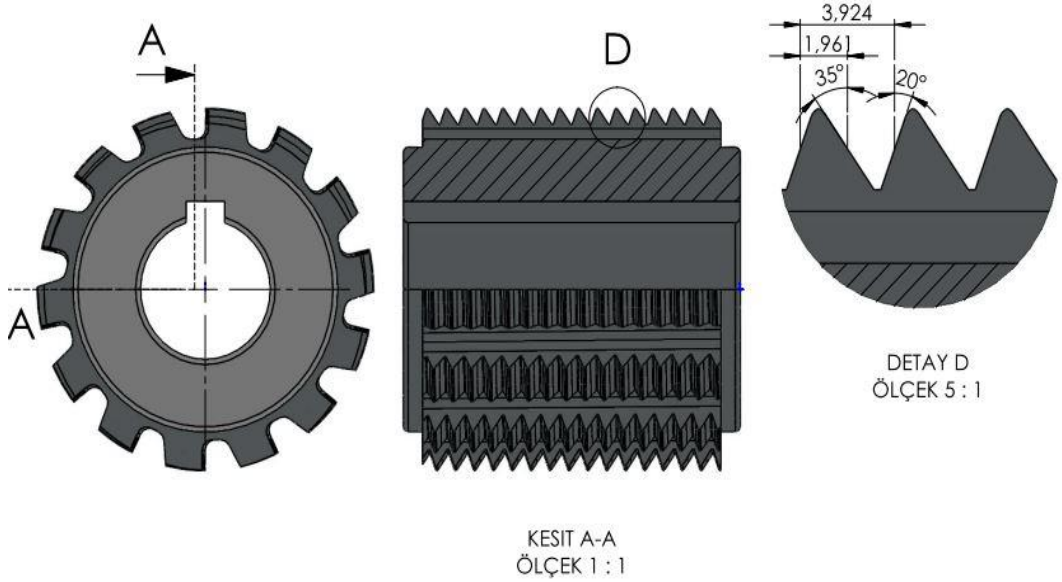
The image shows a 3D model of a gear cutter assembly on the left and a SolidWorks design table on the right. The design table is titled "1 Tasarım Tablosu: 1,25-Modül Simetrik ve Asimetrik Kesici Takım" and contains the following data:

Basınç Açısı	DESCRIPTION	D1@Çizim1	D1@Yükseklik-Ekstrüzyon1	hf@Çizim2	hf@Çizim2	ALFAC@Çizim2	ALFAD@Çizim2	adim-4@Çizim2	adim-2@Çizim2	Rt@Çizim2	D5@Helis/Spiral1
20-20	20-20	70	70	1,513192	1,513192	20	20	0,981747704	1,963495408	0,4	17,8343949
20-25	20-25	70	70	1,513192	1,513192	20	25	0,981747704	1,963495408	0,4	17,8343949
20-30	20-30	70	70	1,513192	1,513192	20	30	0,981747704	1,963495408	0,4	17,8343949
20-35	20-35	70	70	1,57899	1,57899	20	35	0,981747704	1,963495408	0,5	17,8343949

Şekil 4.47. Kesici takım 3 boyutlu model tasarımı



Şekil 4.48. 1,25 Modül $20^{\circ}/20^{\circ}$ basınç açısına sahip kesici takım



Şekil 4.49. 1,25 Modül $20^{\circ}/35^{\circ}$ basınç açısına sahip kesici takım

Yapmış olduğumuz çalışmada, kesici takım geometrisi istenilen basınç açısı ve modül için kolayca tasarlanabilmektedir. Asimetrik dişli çarklar için uluslararası bir standart oluşturuluncaya kadar kullanılabilir bir yöntem uygulanmıştır. Güney Kore’ de kesici takım üretimi yapan DTR Corporation firması ile görüşülüp, gerekli bilgiler paylaşılarak $20^{\circ}/35^{\circ}$ basınç açlarına sahip istenilen kesici takımın üretilebilecekleri bilgisi alınmıştır.

4.8. Simetrik ve Asimetrik Helisel Dişli Çarkların Ölçüm Kontrolü

Dişli çark imalatında istenilen boyutlara ulaşıldığını belirlemek için belirli ölçüm yöntemleri vardır. İmalat süreçleri ISO ve DIN standartlarına uygun olarak gerçekleştirilmelidir. Dişli çarkların boyut kontrolü, pim üzeri ölçümü, kiriş ölçümü, master ile kontrolü veya en uygun olarak dişli ölçüm merkezi ile yapılmalıdır. Yapmış olduğumuz çalışmada tasarımı yapılan asimetrik helisel dişli çarkların pim üzerinden çap ölçümü ve kiriş ölçüleri belirlenmiştir. İmalat sırasında bu ölçümlerin yapılması ara kontrollerin sıklığını arttırmakta ve periyodik ölçüm kontrolleri ile teyit edilerek tüm dişli çarkların aynı boyutlarda üretilebilmesi sağlayacaktır. Helisel simetrik ve asimetrik dişli çarkların ölçüm hesaplama sonuçları Çizelge 4.27, 4.28, 4.29 ve 4.30' da verilmiştir.

Çizelge 4.29. Birinci dişli çark pim üzerinden çap ölçüleri ve kiriş ölçüleri

Basınç Açılı(α)	Diş Sayısı (z)	Pim Ölçüsü (mm)	Pim Üzeri Ölçüsü (mm)	Ölçülecek Diş Sayısı	Kiriş Ölçüsü(mm)
20-20	20	1,74	25,653	4	10,91
20-25	20	1,74	25,703	4	10,94
20-30	20	1,74	25,758	4	11,02
20-35	20	1,74	25,82	4	11,18

Çizelge 4.30. İkinci dişli çark pim üzerinden çap ölçüleri ve kiriş ölçüleri

Basınç Açılı(α)	Diş Sayısı (z)	Pim Ölçüsü (mm)	Pim Üzeri Ölçüsü (mm)	Ölçülecek Diş Sayısı	Kiriş Ölçüsü(mm)
20-20	61	1,74	71,205	10	29,04
20-25	61	1,74	71,211	10	29,09
20-30	61	1,74	71,245	10	29,33
20-35	61	1,74	71,291	10	29,83

Çizelge 4.31. Üçüncü dişli çark pim üzerinden çap ölçüleri ve kiriş ölçüleri

Basınç Açılı(α)	Diş Sayısı (z)	Pim Ölçüsü (mm)	Pim Üzeri Ölçüsü (mm)	Ölçülecek Diş Sayısı	Kiriş Ölçüsü(mm)
20-20	12	2,21	19,45	2	6,03
20-25	12	2,21	19,52	2	6,08
20-30	12	2,21	19,57	2	6,16
20-35	12	2,21	19,66	2	6,30

Çizelge 4.32. Dördüncü dişli çark pim üzerinden çap ölçüleri ve kiriş ölçüleri

Basınç Açılı(α)	Diş Sayısı (z)	Pim Ölçüsü (mm)	Pim Üzeri Ölçüsü (mm)	Ölçülecek Diş Sayısı	Kiriş Ölçüsü(mm)
20-20	69	2,21	94,73	10	36,74
20-25	69	2,21	94,74	10	36,82
20-30	69	2,21	94,77	10	37,11
20-35	69	2,21	94,82	10	37,71

Dişli çarkların hassas olarak üretilmesi ve kalitelerinin belirlenebilmeleri için dişli ölçüm merkezi gereklidir. Özellikle son işlem olan dişli taşlama işlemi için oldukça önemlidir. Mekanik veya dijital ölçme aletleri ile sadece büyük toleranslarda boyut ölçümleri yapılabilir ancak dişli ölçüm merkezi ile istenilen kalitede ve dar toleranslarda dişli imalatı mümkündür.

Alman KLINGELNBERG firmasının üretmekte olduğu dişli ölçüm merkezlerinde asimetrik dişli çarkın ölçülebileceği bilgisi alınmıştır. Evolvent profile sahip olduğu sürece, geliştirmiş oldukları özel uygulama sayesinde asimetrik dişli çarkların ölçüm bilgileri ve kaliteleri belirlenebilmektedir. Program oluşturma aşamasında basınç açısının değiştirilebildiği Şekil 4.50' de gösterilmiştir.

	left	right
Identification lead	---	---
Modul	3.18000	mm
No. of teeth	16	
Helix angle	24.00000	24.00000 *
Lead direction	right	right
Pressure angle	21.00000	21.00000 *
Gear face width	36.50000	mm
Profile modification factor	0.54000	Calculate
Tip diameter	66.15000	mm
Root diameter	48.20000	mm
Backed gear	<input type="checkbox"/>	

Return Continue Ok Cancel Apply

Şekil 4.50. KLINGELNBERG Dişli ölçüm programı

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada, simetrik helisel dişli çark mekanizmasının ağırlığı ve boyutu aynı kalacak şekilde daha yüksek yük taşıma kapasitesi elde etmek için asimetrik helisel dişli çarklar ile optimize edilerek tasarımı, analizi ve imal edilebilirliği incelenmiştir. Dişli çark boyutlandırmasında temel daire çapı hariç diğer hesaplamalarda basınç açısının etkisi yoktur. Bu nedenle aynı yuvarlanma, bölüm, diş dibi, diş başı dairesine ve eksen mesafesine sahip simetrik ve asimetrik helisel dişli çark mekanizmaları tasarlanmıştır.

Tasarım kısıtları olarak kavrama oranı ve diş ucu kalınlığı dikkate alınmıştır. Basınç açısının artması ile kavrama oranı ve diş ucu kalınlığında azalma olmaktadır. Sınır değerler dikkate alınarak $20^0/35^0$ basınç açılarında sahip asimetrik helisel dişli çarkların uygun olduğu görülmüştür. Basınç açıları daha çok artırılabilir ancak kavrama oranı ve diş ucu kalınlığı sınır değerlerin altına inmektedir. Asimetrik helisel dişli çark tasarımı ile özgül kayma hızı azalmaktadır ve dişli verimliliği artmaktadır. İletim hataları, gürültü ve mekanik kayıplar azalmakta, dişli ömrünün artması sağlanmaktadır. Çalışan yüzeylerin basınç açısının artması sonucunda tüm rulmanlı yatakların ömrünün %33,75 azaldığı görülmüştür. Dinamik yük katsayısı daha yüksek rulmanlı yataklar kullanılarak bu olumsuzluk ortadan kaldırılabılır.

Ön yüzeyden çalışma durumunda sonlu elemanlar yöntemine göre yapılan analizler sonucunda simetrik helisel dişli çarklara göre diş dibi gerilmelerinde %23,43 ile %33,68 oranında azalma elde edilmiştir. Ayrıca basınç açısının artması ile maksimum diş dibi gerilmesinin olduğu noktanın koordinatlarının diş tabanına doğru inmektedir. Bu durum dişli çarklarda yorulma dayanımını arttırmaktadır. Arka yüzeyden çalışma durumunda yapılan analizlerde diş dibi gerilmelerinde simetrik helisel dişli çarklara göre %16,12 ile %24,03 arasında azalma elde edilmiştir. Maksimum diş dibi gerilmesinin olduğu noktanın koordinatlarının evolvent profile doğru ilerlemektedir. Ters yönde çalışma durumunda yorulma dayanımı için dezavantaj oluşturmaktadır. Bu sonuçlara göre asimetrik helisel dişli çark mekanizmalarının tek yönlü çalışmaya çok uygun olduğu görülmektedir. Diş sayısının artması, diş dibi gerilmesinin daha fazla oranda azalmasını sağlamaktadır.

Yapmış olduğumuz çalışmada simetrik ve asimetrik dişli çarkların üretim sırasında boyut kontrollerinin yapılabilmesi için pim üzerinden çap ölçüleri ve giriş

ölçülerinin hesaplanması için formüller verilmiştir. Tasarımı yapılan tüm dişli çarkların basınç açılarının artması ile pim üzerinden çap ölçülerinin ve kiriş ölçülerinin arttığı görülmüştür. Ayrıca dişli kaliteleri simetrik dişli çarklar ile aynı hesaplamalar ile belirlenmektedir. Asimetrik dişli çarkların imalatı için kesici takım geometrisi tasarımı yapılarak imal edilebilirliği desteklenmiştir.

Mevcut simetrik helisel dişli çark mekanizmasının ağırlık ve boyutu aynı kalacak şekilde, asimetrik helisel dişli çark mekanizması tasarımı ile yük taşıma kapasitesi, verimliliği ve ömrü arttırılmıştır. Simetrik helisel dişli çarklarda oluşan diş dibi gerilmesi dikkate alınarak asimetrik helisel dişli çarklar ile çıkış torku 179,43 Nm' den 239,24 Nm' ye arttırılması sağlanmıştır. Asimetrik helisel dişli çark mekanizması ile mevcut 1,5 kW giriş gücünde elektrik motoru yerine aynı şartlarda 2,2 kW giriş gücüne sahip elektrik motoru kullanılabilmesi sağlanmıştır.

5.2 Öneriler

Asimetrik profil ile dişli çarkların diş dibi gerilmelerinde önemli ölçüde azalma olmaktadır. Oluşturulan asimetrik dişli çarkın diş dibi geometrisini diş dibi gerilme dağılımına göre optimize edilerek diş dibi gerilmesinde daha fazla azalma elde edilebilir.

KAYNAKLAR

- Abdulwahhab, O. S. ve Abdullah, M. Q., 2014, Enhancement of Bending Strength of Helical Gears by Using Asymmetric Involute Teeth Profiles, *Innovative Systems Design and Engineering*, 5, 8-21.
- Agrawal, S. ve Himte, R. L., 2012, Evaluation of Bending Stress at Fillet Region of an Asymmetric Gear with a Hole as Stress Relieving Feature using a FEA Software ANSYS, *International Journal of Computer Applications*, 51, 28-33.
- Alipiev, O., 2011, Geometric design of involute spur gear drives with symmetric and asymmetric teeth using the Realized Potential Method, *Mechanism and Machine Theory*, 46 (1), 10-32.
- Andrews, J. D., 1991, A Finite-Element Analysis of Bending Stresses Induced in External and Internal Involute Spur Gears, *Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, 26 (3), 153-163.
- ASM, 1990, Properties and Selection Irons Steels and High Performance Alloys, 1.
- Atanasovska, I., Stanojlovic, N., Dimitrijevic, D. ve Momcilovic, D., 2009, Finite Element Model for Stress Analysis and Nonlinear Contact Analysis of Helical Gears *Scientific Technical Review*, 56, 61-69.
- Babalık, F. C. ve Çavdar, K., 2012, Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, 5, 697-773.
- Bauccio, M., 1993, ASM Metals Reference Book, *ASM International*, 3.
- Bibel, G. D., Reddy, S. K., Savage, M. ve Handschuh, R. F., 1994, Effects of Rim Thickness on Spur Gear Bending Stress, *Journal of Mechanical Design*, 116 (4), 1157-1162.
- Bommisetty, K., 2009, Finite Element Analysis of Spur Gear Set *Thesis*, 1.
- Brown, F. W., Davidson, S. R., Hanes, D. B., Weires, D. J. ve Kapelevich, A., 2011, Analysis and Testing of Gears with Asymmetric Involute Tooth Form and Optimized Fillet Form for Potential Application in Helicopter Main Drives, *GEAR TECHNOLOGY*, 46-55.
- Chabert, G., Tran, T. D. ve Mathis, R., 1974, An Evaluation of Stresses and Deflection of Spur Gear Teeth Under Strain, *ASME J. of Eng. for Ind.*, 96, 85-93.
- Chang, S. H., Huston, R. L. ve Coy, J. J., 1983, A Finite-Element Stress-Analysis of Spur Gears Including Fillet Radii and Rim Thickness Effects, *Mechanical Engineering*, 105 (2), 102-102.
- Costopoulos, T. ve Spitas, V., 2009, Reduction of gear fillet stresses by using one-sided involute asymmetric teeth, *Mechanism and Machine Theory*, 44 (8), 1524-1534.
- Dadhaniya, K. D., Hirpar, K. P. ve Vyas, K. M., 2012, Effect of Pressure Angle on Bending Stress and Deformation of Asymmetric Spur Gear Using FEA *IOSR Journal of Engineering*, 2, 616-620.
- Dhokane, A. P., 2014, Analysis of Symmetric and Asymmetric Spur Gear to Improve Bending Load Carrying Capacity *IJLTEMAS*, 3 (8), 49-52.
- Dilfrancesco, G. ve Marini, S., 1997, Structural Analysis of Teeth With Asymmetrical Profiles, *GEAR TECHNOLOGY*, 16-22.
- DIN3960, 1980, Concepts and parameters associated with cylindrical gears and cylindrical gear pairs with involute teeth, *DEUTSCHE NORM*, 2-48.
- DIN3990, 1987, Calculation of load capacity of cylindrical gears; introduction and general influence factors, *DEUTSCHE NORM*.
- Fetvaci, C. ve İmrak, E., 2004, Dişdibi Gerilmelerinin Analizi İçin Düz Dişli Çarkların Sonlu Eleman Modellenmesi *J. Fac. Eng. Arch. Gazi Univ.*, 19, 199-203

- Fetvacı, C. ve Imrak, E., 2008, Mathematical Modelin and Cutting Simulation of İnvolute Spur Gears With Asymmetric Teeth *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 36 (1), 34-46.
- Harvey, P. D., 1982, Engineering Properties of Steel, *American Society for Metals*.
- Hefeng, B., Savage, M. ve Knorr, R. J., 1985, Computer Modeling of Rack-Generated Spur Gears, *Mechanism and Machine Theory*, 20 (4), 351-360.
- Höhn, R., Michaelis, K. ve Hinterstößer, M., 2009, Optimization of Gearbox Efficiency, 48, 462-480.
- ISO-TC-60, 1987, The Iso-Tc-60/Wg2 Research-Team Meeting on the Accuracy of Gears, November 12-14, 1986, in Delft, *Ptb-Mitteilungen*, 97 (2), 139-139.
- Kapelevich, A., 2000, Geometry and design of involute spur gears with asymmetric teeth, *Mechanism and Machine Theory*, 35 (1), 117-130.
- Kapelevich, A. ve Kleiss, N. J., 2001, New Opportunities with Molded Gears, *American Gear Manufacturers Association*, 1-9.
- Kapelevich, A. ve McNamara, T., 2003, Direct Gear Design for Optimal Gear Performance, *AGMA GEAR EXPO 2003*.
- Kapelevich, A., 2011, Measurement of Directly Designed Gears with Symmetric and Asymmetric Teeth, *2010 VDI International Conference on Gears*, 60-65.
- Kapelevich, A. ve Shekhtman, Y. V., 2015, Rating of Asymmetric Tooth Gears, *AGMA Technical Paper*, 1-14.
- Kapelevich, A., 2016, Direct Gear Design for Asymmetric Tooth Gears, *Theory and Practice of Gearing and Transmissions: In Honor of Professor Faydor L. Litvin*, 34, 117-143.
- Kapelevich, A. ve Shekhtman, Y. V., 2017, Analysis and Optimization of Contact Ratio of Asymmetric Gears, *International Conference on Power Transmissions 2016 (ICPT 2016)*, 437-441.
- Karpat, F., Kadir, C. ve Babalik, F. C., 2004, Asimetrik Evolvent Düz Dişlilerin Bilgisayar Destekli Analizi *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 9, 123-131.
- Karpat, F., 2005, Asimetrik Evolvent Dişe Sahip Düz Dişli Çarkların Analizi *Doktora Tezi*.
- Karpat, F., Kadir, C. ve Babalik, F. C., 2006, Asimetrik Evolvent Dişe Sahip Düz Dişli Çarkların Bilgisayar Destekli Parametrik Analizi, *TİMAK-Tasarım İmalat Analiz Kongresi*, 65-76.
- Karpat, F., Ekworo-Osire, S., Cavdar, K. ve Babalik, F. C., 2008, Dynamic analysis of involute spur gears with asymmetric teeth, *International Journal of Mechanical Sciences*, 50 (12), 1598-1610.
- Krantz, T. L. ve Handschuh, R. F., 2016, Gear Tooth Root Stresses of a Very Heavily Loaded Gear Pair - Case Study: Orbiter Body Flap Actuator Pinion and Ring Gear, *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 2015, Vol 10*.
- Kuang, J. H. ve Yang, Y. T., 1989, A Reconsideration of the Geometry Factor for the Standard and Profile Shifted Teeth, *Journal of Mechanisms Transmissions and Automation in Design-Transactions of the Asme*, 111 (3), 402-413.
- Kumar, V. S., Muni, D. V. ve Muthuveerappan, G., 2008, Optimization of asymmetric spur gear drives to improve the bending load capacity, *Mechanism and Machine Theory*, 43 (7), 829-858.
- Litvin, F. L., Lian, Q. ve Kapelevich, A. L., 2000, Asymmetric modified spur gear drives: reduction of noise, localization of contact, simulation of meshing and stress

- analysis, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 188 (1), 363-390.
- Mallesh, G., Math, V. B., Ashwiji, Dutt R, P. S. ve Shanbhag, R., 2009a, Effect of Tooth Profile Modification In Asymmetric Spur Gear Tooth Bending Stress By Finite Element Analysis *14 th National Conference on Machines and Mechanisms*, 62-67.
- Mallesh, G., Math, V. B., Gajanan, Uttesh ve Sridhar, 2009b, Estimation of Critical Section and Bending Stress Analysis for Asymmetric Spur Gear Tooth *14 th National Conference on Machines and Mechanisms*, 107-112.
- Mallesh, G., Math, V. B., Venkatesh, Shankarmurthy, Prasad, S. ve Aravinda, 2009c, Parametric analysis of Asymmetric Spur Gear Tooth, *14 th National Conference on Machines and Mechanisms*, 398-403.
- Mallesh, G., Avinash, P., Kumar, M., Sacchin, G. ve Khan, Z., 2015, Finite Element Modeling and Bending Stress Analysis of Non Standard Spur Gear *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 4 (07), 231-237.
- Marimuthu, P. ve Muthuveerappan, G., 2014, Optimum Profile Shift Estimation on Direct Design Asymmetric Normal and High Contact Ratio Spur Gears Based on Load Sharing, *Structural Integrity*, 86, 709-717.
- Marimuthu, P. ve Muthuveerappan, G., 2016a, Investigation of load carrying capacity of asymmetric high contact ratio spur gear based on load sharing using direct gear design approach, *Mechanism and Machine Theory*, 96, 52-74.
- Marimuthu, P. ve Muthuveerappan, G., 2016b, Design of asymmetric normal contact ratio spur gear drive through direct design to enhance the load carrying capacity, *Mechanism and Machine Theory*, 95, 22-34.
- Masuyama, T. ve Miyazaki, N., 2016, Evaluation of load capacity of gears with an asymmetric tooth profile, *International Journal of Mechanical and Materials Engineering*, 11.
- Math, V. B. ve Chand, S., 2004, An approach to the determination of spur gear tooth root fillet, *Journal of Mechanical Design*, 126 (2), 336-340.
- Mehr, A. E. ve Yoders, S., 2017, Efficient Hard Finishing of Asymmetric Tooth Profiles and Topological Modifications by Generating Grinding, *GEAR TECHNOLOGY*, 76-83.
- Mohan, N. A. ve Senthilvelan, S., 2014, Preliminary bending fatigue performance evaluation of asymmetric composite gears, *Mechanism and Machine Theory*, 78, 92-104.
- Pedersen, N. L., 2010, Improving bending stress in spur gears using asymmetric gears and shape optimization, *Mechanism and Machine Theory*, 45 (11), 1707-1720.
- Phalake, A. ve Utpat, A., 2016, Optimization of Tooth Fillet Profile of Spur Gear with Asymmetric Tooth to Analyse the Bending Stress Concentration at Root of Tooth, *International Journal of Engineering Trends and Technology*, 36, 151-154.
- Radzevich, S. P., 2012, *Dudleys Handbook of Practical Gear Design and Manufacture*, 2.
- Ristic, D. ve Kramberger, J., 2014, Gear tooth root stress and fillet radii dependence, *FME Transaction*, 42 (4), 323-328.
- Sankar, S., Raj, M. S. ve Nataraj, M., 2010, Profile Modification for Increasing the Tooth Strength in Spur Gear Using CAD, *Engineering*, 02 (09), 740-749.
- Sekar, R. P. ve Muthuveerappan, G., 2015, Estimation of tooth form factor for normal contact ratio asymmetric spur gear tooth, *Mechanism and Machine Theory*, 90, 187-218.
- Shankin, S. I., Stupakov, A. A., Glikson, I. L., Ananiev, V. M. ve Kapelevich, A. L., 2014, Modernization of Main Helicopter Gearbox With Asymmetric Gear Tooth

- Gears *Proceedings of the Asme International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 2013, Vol 5.*
- Sondur, V. B. ve Dharashivkar, N. S., 2013, Theoretical and Finite Element Analysis of Load Carrying Capacity of Asymmetric Involute Spur Gears, *INTERNATIONAL JOURNAL OF RESEARCH IN AERONAUTICAL AND MECHANICAL ENGINEERING*, 1 (3), 67-73.
- Tobe, T., Kato, M. ve Inoue, K., 1979, True Stress and Stiffness of Spur Gear Teeth, *ASME Proc. of the 5th World Cong. on Theory of Machines & Mechanisms*, 1105-1108.
- Von Eiff, H., Hirschmann, K. H. ve Lechner, G., 1990, Influence of Gear Tooth Geometry on Tooth Stress of External and Internal Gears, *Journal of Mechanical Design*, 112 (4), 575-583.
- Wang, S., Liu, G. R., Zhang, G. Y. ve Chen, L., 2011, Accurate Bending Strength Analysis of Asymmetric Gears using the Novel ES-PIM with Triangular Mesh *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering (IJAME)*, 4, 373-397
- Yılmaz, T. G., Dogan, O. ve Karpat, F., 2017, Stress Analysis of Thin Rimmed Spur Gear with Asymmetric Trochoid. *Proceedings of the 3rd World Congress on Mechanical, Chemical, and Material Engineering.*

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Ali KEÇİCİ
Uyruğu : T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi : ERZURUM / 16.10.1991
Telefon : +90 554 202 43 60
Faks :
e-mail : ali.kcci@gmail.com

EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: Konya Anadolu Lisesi Meram/KONYA	2009
Üniversite	: Selçuk Üniversitesi Selçuklu/KONYA	2014
Yüksek Lisans	: Konya Teknik Üniversitesi Selçuklu/KONYA	-
Doktora	: -	-

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2014 -	Bizcanlı Redüktör San. Tic. A.Ş.	Üretim Koordinatörü

UZMANLIK ALANI: Makina Mühendisliği

YABANCI DİLLER: İngilizce

YAYINLAR: Simetrik ve Asimetrik Helisel Dişli Çark Mekanizmalarının Tasarımı ve Analizi, 3'rd International Symposium on Industrial Design & Engineering (Yüksek Lisans tezinden yapılmıştır)