



**DÖRT KADEMELİ BİR VİTES KUTUSUNUN MAKRO VE MİKRO
GEOMETRİ OPTİMİZASYONU**

Regaip MENKÜÇ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

NİSAN 2021

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Regaip MENKÜÇ

29/04/2021

DÖRT KADEMELİ BİR VİTES KUTUSUNUN MAKRO VE MİKRO GEOMETRİ OPTİMİZASYONU

(Yüksek Lisans Tezi)

Regaip MENKÜÇ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Nisan 2021

ÖZET

Dişli kutusu tasarımında temel mukavemet gereksinimlerini sağlamak ana hedef olmakla beraber verimlik, sessizlik ve hafiflik uygulanabilirlik ve rekabet açısından dikkate alınması gereken diğer önemli özelliklerdir. Eşlenik çalışan dişli çarklarda, uygulama alanına göre uygun geometrik değişkenlerin seçimi çalışma parametreleri ve mukavemet açısından büyük önem arz etmektedir. Bu çalışmada sondaj makinelerinde kullanılan dört kademeli referans dişli kutusunda, KISSsoft ticari yazılımı kullanılarak makro ve mikro geometri optimizasyonu yapılmıştır. Çalışmanın ilk bölümünde güç kaynağı olarak kullanılan hidro motordan gelen hareket ve gücü güvenli şekilde çıkış miline aktarabilecek dişli çiftleri için uygun geometrik parametrelerin seçimi için ISO 6336 standardı dikkate alınarak makro-geometri optimizasyonu yapılmıştır. İkinci bölümde dinamik şartlarda eşlenik hareketin oluşması, temas durumunun iyileşerek daha verimli ve sessiz bir çalışma sağlanabilmesi amacıyla uygun profil modifikasyonu için mikro-geometri optimizasyonu yapılmıştır. Makro ve mikro geometrik optimizasyon sonucu oluşturulan dişli çiftlerin mukavemet değerleri ve çalışma parametreleri optimizasyon öncesi değerlerle kıyaslanmıştır. ISO ve DIN standartlarına göre diş dibi ve yüzey mukavemeti ayrı ayrı hesaplatılarak makro ve mikro geometrik optimizasyonun dişli tasarımındaki etkileri gösterilmiştir. Çalışma neticesinde dişli sistemde yeterli diş dibi ve yüzey mukavemetini sağlayan; verimliliği, gürültü seviyesi iyileştirilmiş, kütlesi azaltılmış dişli setleri oluşturulmuştur.

Bilim Kodu : 91419

Anahtar Kelimeler : Makro-geometri optimizasyonu, mikro-geometri optimizasyonu, profil modifikasyonu, KISSsoft

Sayfa Adedi : 110

Danışman : Doç. Dr. Tolga TOPGÜL

MACRO AND MICRO GEOMETRY OPTIMIZATION OF FOUR-SPEED GEARBOX
(M. Sc. Thesis)

Regaip MENKUC

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

April 2021

ABSTRACT

While providing the basic strength requirements in gearbox design is the main goal, efficiency, silence, and lightness are other important features to be considered in terms of applicability and competition. In conjugate gear wheels, choosing suitable geometric variables according to the application area is of great importance in terms of operating parameters and strength. In this study, macro and micro geometry optimization was performed using KISSsoft commercial software on the four-stage reference gearbox used in the drilling machines. In the first part of the study, macro-geometry optimization was made by considering the "ISO 6336" standard for the selection of the appropriate geometric parameters for the gear pairs that can safely transfer the motion and power from the hydro motor used as a power source to the output shaft. In the second part, micro-geometry optimization was made for the appropriate profile modification in order to create conjugate motion under dynamic conditions, improve the contact state and provide a more efficient and silent operation. The strength values and working parameters of the gear pairs created as a result of macro and micro geometric optimization were compared with the values before optimization. The effects of macro and micro geometric optimization on gear design were demonstrated by calculating tooth root and surface strength separately according to ISO and DIN standards. As a result of the study, gear sets that provide sufficient tooth root and surface strength, with improved efficiency, noise level, and reduced mass, were formed in the gear system.

Science Code : 91419

Key Words : Macro-geometry optimization, micro-geometry optimization, profile modification, KISSsoft

Page Number : 110

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Tolga TOPGUL

TEŞEKKÜR

Çalışmalarında benden daha fazla emeği olan ve daha büyük fedakarlık gösteren değerli eşim ve kıymetli ailem başta olmak üzere, yardım ve katkılarını esirgemeyen danışman hocam Sayın Doç. Dr. Tolga TOPGÜL ve araştırma görevlisi çalışma arkadaşım Sayın Latif Kasım UYSAL'a; çalışmalarım boyunca yanımda olan, kıymetli vakitlerini esirgemeyen “BACA Makine” ailesinin kıymetli mühendisleri Çağatay CANGÜLOĞLU ve Doğukan CANGÜLOĞLU'na; dişliler ve KISSsoft programı konusunda bilgi ve tecrübelerini esirgemeyen, çalışmalarım boyunca destek sağlayan Müh. Fatma ÇİÇEK hocama teşekkürü bir borç bilirim.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	viii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xii
RESİMLERİN LİSTESİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI	3
3. DİŞLİ TERMİNOLOJİSİ.....	13
3.1. Dişli Temel Kanunu	13
3.1.1. Diş profilleri	14
3.2. Geometrik Parametreler	16
3.2.1. Modül	17
3.2.2. Diş genişliği	19
3.2.3. Diş sayısı	20
3.2.4. Kavrama açısı	20
3.2.5. Helis açısı	21
3.2.6. Profil kaydırma katsayısı	22
3.2.7. Dişli kalitesi	23
3.2.8. Kavrama oranı	24
3.2.9. Kayma hızı	26
3.3. Dişli Çarkların Mukavemeti.....	27
3.3.1. Dişli çarklarda hasar türleri	28

	Sayfa
3.3.2. Diş dibi kesilmesi.....	32
3.3.3. Diş dibi eğilme gerilmesi	33
3.3.4. Yüzey basıncı.....	47
3.3.5. Profil modifikasyonu.....	49
4. MATERYAL VE METOT	53
4.1. Referans Dişli Kutusu	54
4.2. Makro-Geometri Optimizasyonu	56
4.2.1. A ₁ -A ₂ dişli çifti makro-geometri optimizasyonu	56
4.2.2. B ₁ -B ₂ dişli çifti makro-geometri optimizasyonu.....	62
4.2.3. C ₁ -C ₂ dişli çifti makro-geometri optimizasyonu.....	68
4.2.4. D ₁ -D ₂ dişli çifti makro-geometri optimizasyonu	75
4.3. Mikro-Geometri Optimizasyonu.....	82
4.3.1. A ₁ -A ₂ dişli çifti mikro-geometri optimizasyonu	83
4.3.2. B ₁ -B ₂ dişli çifti mikro-geometri optimizasyonu	86
4.3.3. C ₁ -C ₂ dişli çifti mikro-geometri optimizasyonu	89
4.3.4. D ₁ -D ₂ dişli çifti mikro-geometri optimizasyonu	92
5. SONUÇLAR	97
KAYNAKLAR	101
EKLER.....	107
EK-1. Birinci vites kademesi güç akış şeması	108
EK-2. İkinci vites kademesi güç akış şeması.....	108
EK-3. Üçüncü vites kademesi güç akış şeması.....	109
EK-4. Dördüncü vites kademesi güç akış şeması	109
ÖZGEÇMİŞ	110

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Dişli kalite gruplandırması	24
Çizelge 3.2. Dişli çarklarda görülen hasar tipleri	29
Çizelge 3.3. İşletme faktörü	38
Çizelge 3.4. Planet sayısına göre örgü (mesh) yük faktörü	39
Çizelge 4.1. Referans dişli kutusu parametreleri	56
Çizelge 4.2. A ₁ -A ₂ dişli çifti 1. çözüm değişken parametreleri	56
Çizelge 4.3. A ₁ -A ₂ dişli çifti 2.çözüm değişken parametreleri.....	59
Çizelge 4.4. A ₁ -A ₂ dişli çifti profil kaydırma katsayısı kontrolü.....	61
Çizelge 4.5. A ₁ -A ₂ dişli çifti optimize edilmiş parametreler.....	62
Çizelge 4.6. B ₁ -B ₂ dişli çifti 1.çözüm değişken parametreleri	63
Çizelge 4.7. B ₁ -B ₂ dişli çifti 2. çözüm değişken parametreleri	65
Çizelge 4.8. B ₁ -B ₂ dişli çifti profil kaydırma katsayısı kontrolü	67
Çizelge 4.9. B ₁ -B ₂ dişli çifti optimize edilmiş parametreler.....	68
Çizelge 4.10. C ₁ -C ₂ dişli çifti 1.çözüm değişken parametreleri	69
Çizelge 4.11. C ₁ -C ₂ dişli çifti 2.çözüm değişken parametreleri	71
Çizelge 4.12. C ₁ -C ₂ dişli çiftinde modül ve çapsal adıma göre çözüm bölgesi.....	74
Çizelge 4.13. C ₁ -C ₂ dişli çifti profil kaydırma katsayısı kontrolü	74
Çizelge 4.14. C ₁ -C ₂ dişli çifti optimize edilmiş parametreler.....	75
Çizelge 4.15. D ₁ -D ₂ dişli çifti 1.çözüm değişken parametreleri	75
Çizelge 4.16. D ₁ -D ₂ dişli çifti 2.çözüm değişken parametreleri	78
Çizelge 4.17. Standart modül ve çapsal adım değerleri için çözüm bölgesi.....	81
Çizelge 4.18. D ₁ -D ₂ dişli çifti optimize edilmiş parametreler	82
Çizelge 4.19. A ₁ -A ₂ dişli çifti ikinci çözüm değer aralığı	85
Çizelge 4.20. A ₁ -A ₂ dişli çifti çalışma parametreleri.....	86
Çizelge 4.21. B ₁ -B ₂ dişli çifti ikinci çözüm değer aralığı.....	88

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.22. B ₁ -B ₂ dişli çifti çalışma parametreleri	89
Çizelge 4.23. C ₁ -C ₂ dişli çifti ikinci çözüm değer aralığı.....	91
Çizelge 4.24. C ₁ -C ₂ dişli çifti çalışma parametreleri	92
Çizelge 4.25. D ₁ -D ₂ dişli çifti ikinci çözüm değer aralığı	94
Çizelge 4.26. D ₁ -D ₂ dişli çifti çalışma parametreleri.....	95
Çizelge 5.1. Optimizasyon sonuçları	97



ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Diş başı daraltma işleminin kavramaya etkisi	10
Şekil 3.1. Dişli temel kanunu	14
Şekil 3.2. Evolvent profil	15
Şekil 3.3. Sikloid profil	15
Şekil 3.4. Kavrama durumundaki pinyon ve çarkın temel boyutları	16
Şekil 3.5. Evolvent profilili diş için temel boyutlar	17
Şekil 3.6. Taksimat ve modül ilişkisi	18
Şekil 3.7. Çapsal adımın fonksiyonu olarak diş boyutu	19
Şekil 3.8. Kavrama açısının diş profili üzerindeki etkisi	21
Şekil 3.9. Helis dişli çarklar	22
Şekil 3.10. Profil kaydırma katsayısının diş profili üzerindeki etkisi	23
Şekil 3.11. Kavrama hatvesi	25
Şekil 3.12. Kavrama çizgisi üzerinde yük dağılımı	26
Şekil 3.13. Kavrama durumu ve çevre hızları	27
Şekil 3.14. Dişli çarklarda temas mekaniği	28
Şekil 3.15. Diş dibi kesilmesi	33
Şekil 3.16. Diş profiline etki eden kuvvetler	34
Şekil 3.17. $1 < \varepsilon < 2$ durumunda kuvvet etkisi	34
Şekil 3.18. Diş dibi eğilme gerilmesi modeli	35
Şekil 3.19. Diş form faktör modeli	42
Şekil 3.20. Helis faktörü	43
Şekil 3.21. Çember kalınlık faktörü	44
Şekil 3.22. Derin diş faktörü	45
Şekil 3.23. Diş başı ve diş dibi daraltma modifikasyonu	51
Şekil 4.1. Dişli ve diş optimizasyon geometrileri	54

Şekil	Sayfa
Şekil 4.2. Optimizasyon öncesi referans dişli kutusu	55
Şekil 4.3. A ₁ -A ₂ dişli çifti için modül ve helis açısına göre diş dibi mukavemeti	57
Şekil 4.4. A ₁ -A ₂ dişli çifti için modül ve helis açısına göre yüzey mukavemeti	58
Şekil 4.5. A ₁ -A ₂ dişli çifti için $S_{Fmin} \geq 1$ sınır şartında modül ve helis açısına göre yüzey mukavemeti.....	58
Şekil 4.6. A ₁ -A ₂ dişli çiftinde kavrama açısına göre mukavemet değerleri.....	59
Şekil 4.7. Sabit helis açısı ve modül değerinde basınç açısına göre mukavemet değerleri.....	60
Şekil 4.8. A ₁ -A ₂ dişli çiftinde optimal çözüm bölgesinin kütle, gürültü ve diş dibi mukavemeti	61
Şekil 4.9. B ₁ -B ₂ dişli çifti için modül ve helis açısına göre diş dibi mukavemeti	63
Şekil 4.10. B ₁ -B ₂ dişli çifti için modül ve helis açısına göre yüzey mukavemeti.....	64
Şekil 4.11. B ₁ -B ₂ dişli çifti için $S_{Fmin} \geq 1$ sınır şartında modül ve helis açısına göre yüzey mukavemeti	65
Şekil 4.12. B ₁ -B ₂ dişli çiftinde kavrama açısına göre mukavemet değerleri.....	66
Şekil 4.13. B ₁ -B ₂ dişli çiftinde optimal çözüm bölgesinin kütle, gürültü ve diş dibi mukavemeti.....	67
Şekil 4.14. C ₁ -C ₂ dişli çifti için modül ve helis açısına göre diş dibi mukavemeti	69
Şekil 4.15. C ₁ -C ₂ dişli çifti için modül ve helis açısına göre yüzey mukavemeti.....	70
Şekil 4.16. C ₁ -C ₂ dişli çifti için $S_{Fmin} \geq 1$ sınır şartında modül ve helis açısına göre yüzey mukavemeti	71
Şekil 4.17. C ₁ -C ₂ dişli çiftinde kavrama açısına göre mukavemet değerleri (kalite 6) ..	72
Şekil 4.18. C ₁ -C ₂ dişli çiftinde kavrama açısına göre mukavemet değerleri (kalite 5) ..	72
Şekil 4.19. C ₁ -C ₂ dişli çifti optimal çözüm bölgesinin kütle, gürültü ve diş dibi mukavemeti.....	73
Şekil 4.20. D ₁ -D ₂ dişli çifti için modül ve helis açısına göre diş dibi mukavemeti.....	76
Şekil 4.21. D ₁ -D ₂ dişli çifti için modül ve helis açısına göre yüzey mukavemeti	77
Şekil 4.22. D ₁ -D ₂ dişli çifti için $S_{Fmin} \geq 1$ sınır şartında modül ve helis açısına göre yüzey mukavemeti	78

Şekil	Sayfa
Şekil 4.23. D_1 - D_2 dişli çifti standart modül değerleri için kavrama açısına göre mukavemet değerleri.....	79
Şekil 4.24. D_1 - D_2 dişli çifti standart çapsal adım değerleri için kavrama açısına göre mukavemet değerleri.....	80
Şekil 4.25. D_1 - D_2 dişli çifti optimal çözüm bölgesinin kütle, gürültü ve diş dibi mukavemeti.....	81
Şekil 4.26. A_1 dişlisinde diş ucu daraltma miktarının iletim hata genliği ve verime etkisi	84
Şekil 4.27. A_2 dişlisinde diş ucu daraltma miktarının iletim hata genliği ve verime etkisi	84
Şekil 4.28. B_1 dişlisinde diş ucu daraltma miktarının iletim hata genliği ve verime etkisi	87
Şekil 4.29. B_2 dişlisinde diş ucu daraltma miktarının iletim hata genliği ve verime etkisi	87
Şekil 4.30. C_1 dişlisinde diş ucu daraltma miktarının iletim hata genliği ve verime etkisi	90
Şekil 4.31. C_2 dişlisinde diş ucu daraltma miktarının iletim hata genliği ve verime etkisi	90
Şekil 4.32. D_1 dişlisinde diş ucu daraltma miktarının iletim hata genliği ve verime etkisi	93
Şekil 4.33. D_2 dişlisinde diş ucu daraltma miktarının iletim hata genliği ve verime etkisi	93

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. Tarihteki dişli örnekleri.	3
Resim 3.1. Dişli çarklarda plastik deformasyonlar	29
Resim 3.2. Diş dibi bölgesinde çatlak oluşumu	30
Resim 3.3. Dişli çarklarda yüzey yorulma hasarları	30
Resim 3.4. Dişli çarklarda aşınma hasarları.....	31
Resim 3.5. Dişli çarklarda çizilme hasarı	31
Resim 3.6. Dişli imalat hataları.....	32

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler

Açıklamalar

a	Eksenler arası mesafe
b	Diş genişliği
C	Yuvarlanma noktası
C_{oa}	Diş başı boşaltma miktarı
d	Taksimat dairesi
d_{Ca}	Modifikasyon başlangıç çap ölçüsü
F_a	Eksenel kuvvet
F_n	Normal kuvvet
F_r	Radyal kuvvet
F_t	Teğetsel kuvvet
g_a	Kavrama boyu
h	Diş yüksekliği
h_a	Diş üstü yüksekliği (adendum)
h_f	Diş dibi derinliği (dedendum)
i	Çevrim oranı
K_A	İşletme faktörü
K_{Fα}	Alın yük dağılım faktörü
K_{Fβ}	Yüzey yük dağılım faktörü
K_{Hα}	Alın yük dağılım faktörü
K_{Hβ}	Genişlik faktörü
K_V	Dinamik faktör
K_γ	Örgü (mesh) yük faktörü
L_{Ca}	Genişlik faktörü
m	Modül
P	Güç
p_e	Kavrama hatvesi
S_F	Eğilme gerilmesi için emniyet katsayısı

Simgeler**Açıklamalar**

S_H	Yüzey basıncı için emniyet katsayısı
t	Taksimat
T	Tork
V_n	Normal hız
V_t	Teğetsel hız
W	Kütle
x	Profil kaydırma faktörü
Y_B	Çember kalınlığı faktörü
Y_{DT}	Derin diş faktörü
Y_F	Diş form faktörü
Y_{NT}	Ömür faktörü
Y_{RrelT}	Göreceli Yüzey faktörü
Y_S	Gerilim düzeltme (Çentik) faktörü
Y_{ST}	Gerilme düzeltme faktörü
Y_x	Boyut faktörü
Y_β	Helis faktörü
$Y_{\delta telT}$	Göreceli Çentik duyarlılık faktörü
Y_ε	Kavrama faktörü
z	Diş sayısı
Z_B	Pinyon için tek diş temas faktörü
Z_D	Çark için tek diş temas faktörü
Z_E	Elastisite (malzeme) faktörü
Z_H	Bölge faktörü
Z_L	Yağlama faktörü
Z_{NT}	Yan yüzey basıncı için ömür faktörü
Z_R	Yan yüzey basıncı için yüzey kalite faktörü
Z_V	Yan yüzey basıncı için hız faktörü
Z_w	Sertlik faktörü
Z_x	Büyüklik faktörü
Z_β	Helis faktörü
Z_ε	Kavrama faktörü
α	Kavrama açısı

Simgeler**Açıklamalar**

β	Helis açısı
ε_a	Kavrama oranı
ε_γ	Toplam kavrama oranı
ε_β	Helis kavrama oranı
ζ	Özgöl kayma hızı
ω	Açısal hız
σ_F	Diş dibi gerilmesi
σ_{FG}	Malzemenin gerilme sınırı
σ_{Flim}	Diş dibi devamlı mukavemet değeri
σ_{FP}	İzin verilebilir eğilme gerilmesi
σ_H	Temas gerilmesi (yüzey basıncı)
σ_{HP}	İzin verilen emniyetli yüzey basıncı

Kısaltmalar**Açıklamalar**

AGMA	American Gear Manufacturers Association
ANSI	American National Standards Institute
BSI	British Standards Institution
DIN	Deutsches Institut für Normung
ISO	International Organization for Standardization
TD TAN	Tek diş temasının en alt noktası
TD TÜN	Tek diş temasının en üst noktası
TTİH	Tepeden tepeye iletim hatası

1. GİRİŞ

Dişli çarklar geçmişi çok eskilere dayanan, kaynaktaki güç ve hareketi amaca uygun şekilde devir ve hareket yönünü değiştirerek aktarılmasına imkân veren, makine ve mekanizmaların kritik elemanlarıdır. Eski çağlarda beşeri hayatın ihtiyaçlarını karşılamak için kullanılan ve basit makinelerin hareket aktarımını sağlayan dişli çarklar, zaman içerisinde gerek yapı gerek kullanım amacı itibarıyla birçok değişiklik ve gelişime uğrayarak günümüzde otomotiv ve havacılık başta olmak üzere, saat gibi küçük uygulama alanlarından, gemi makineleri gibi büyük uygulama alanlarına kadar hemen her makine ve mekanizmada kullanım alanı bulmaktadır. Hareket ileten millerin konumu, kaynakta üretilen güç ve devir, çalışma şartları farklı malzemelerden farklı şekillerde dişli çarklar ortaya çıkarmıştır.

Teknolojinin gelişmesiyle birlikte dişli alanında ihtiyaçlar değişmiştir. Havacılık, uzay, otomotiv, savunma alanındaki yenilikler dişli çarklar konusunda statik ve dinamik şartlarda daha iyi aktarım sağlayabilecek, yüksek devir ve yüklenmelere karşı dayanımı yüksek, sessiz ve hafif tasarımlar ve uygulamalar gerektirmektedir. Tarihte dişli çarklar üzerine birçok teorik ve pratik çalışma yapılmasına rağmen güç aktarımı konusunda değişen ihtiyaçları karşılayabilmek için günümüzde çalışmalar devam ettirilmektedir. Optimal diş ve dişli geometrisinin tespiti konusunda yapılan çalışmaların yanı sıra malzeme, yüzey kaplama, ısıtma işlemi, üretim ve bakım teknolojisi, yağ, yağlayıcı, triboloji, test ekipman ve işlemleri araştırmacılar tarafından dişli çarklar konusunda geliştirilmesi amaçlanan diğer alanlardır.

Dişli çarklarda hareket ve güç iletiminin düzgün sağlanabilmesi uygun diş profili ile mümkündür. Eşlenik hareket şartını sağlayan evolvent diş profili dişli çarklarda kullanımı en yaygın profil geometrisidir. Teorik olarak düzgün iletim sağlayan evolvent dişli çarklarda, kavrama durumunda temel dairelere çizilen müşterek teğet, bölüm dairelerin teğet noktasından geçmekte ve kavrama eksenini oluşturmaktadır. Kavrama ekseninin yatayda yaptığı açı kavrama açısıdır. Diş profillerinin herhangi bir temas anında hız bileşenlerinin normalleri eşit ve bu eksen üzerindedir. İletim daima bu eksen üzerinden devam etmekte ve tüm temas noktaları bu eksen üzerinde oluşmaktadır. Karşılıklı çalışan dişlerin bu eksen üzerinde teması başladığı ve teması sonlandırdığı noktaların sınırladığı çizgi

kavrama eğrisi olarak adlandırılmaktadır. Dişli çarklarda yük taşıma kapasitesi büyük oranda kavrama ile alakalı parametrelere bağlıdır. Makro-geometri optimizasyonu olarak adlandırılan, dişlinin ana boyutlarının ihtiyacı en iyi şekilde karşılayabilecek varyasyonunu elde etme işleminde, düz dişliler için temelde kavrama boyu, kavrama hatvesi, kavrama oranı ve kavrama açısı optimizasyonunun yapıldığı söylenebilir. Tek bir dişin bile eksik olduğu bir sistemde iletim yapılamayacağından yeterli emniyet katsayılarını sağlayabilecek geometrik parametrelerin belirlenmesi gerekmektedir. Makro-geometri optimizasyonunda ağırlıklı olarak yük altında dişlilerde meydana gelen gerilmelerin azaltılması ve hem yüzey hem de diş dibi için dayanımın artırılması amaçlanmaktadır.

Teorik olarak temasın sürekli kavrama çizgisini takip etmesi ve aktarımın bu doğrultudan sağlanması, dinamik çalışma koşullarında dişlilerde meydana gelen elastik deformasyonlar sebebiyle mümkün olmamaktadır. Dişte oluşan sehim, ardından temasa girecek karşı dişin erken temasa başlamasına ve kavrama eksenini dışında temas noktası oluşmasına sebep olmaktadır. Düzensiz iletim mekanizmasının oluşması dişli çarklar üzerinde statik yüklenmelerden daha yüksek gerilmeler oluşturan dinamik yükler açığa çıkartmaktadır. Kavrama geçişlerinde düzgün temas başlangıcının sağlanamaması titreşim ve gürültüye sebebiyet vermektedir. Evolvent profil üzerinde bilinçli olarak yapılan geometrik değişiklikler sayesinde kavrama geciktirilerek aktarım teorik modele yaklaştırılmaktadır. Profil modifikasyon olarak adlandırılan bu değişikliklerin uygun ölçülerinin belirlenebilmesi amacıyla mikro-geometri optimizasyon çalışmaları yapılmaktadır.

Bu çalışmada referans dişli kutusunda çalışan dişli çiftlerin yük kapasitelerini arttırmaya, hacim ve kütlelerini azaltmaya yönelik makro optimizasyon çalışması ve çalışma parametrelerini iyileştirmeye yönelik mikro optimizasyon çalışması yapılmıştır. Dişli çiftlerde, hareket ve güç aktarımı esnasında yüksek torktan dolayı meydana gelen elastik deformasyonların etkisiyle artan iletim hataları, diş başından uygulanan daraltma modifikasyonu ile dengelenmiştir. Kavrama doğrusu dışında oluşan temas noktaları engellenerek dişli çiftlerin oluşturduğu titreşim seviyesi ve buna bağlı gürültü azaltılmıştır. Çalışma neticesinde sabit kutu hacmi sınır şartında hacim ve kütlesi kısmen azaltılmış, mukavemeti ve gürültü seviyesi iyileştirilmiş dişli çiftler elde edilmiştir.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Dişli çarklar kullanımı tarihte çok eski zamanlara dayanan, makine ve mekanizmaların temelini oluşturan güç aktarım elemanıdır. Yüzyıllardır insan hayatının ve endüstrinin ihtiyaçlarını karşılaması, dişli çarklar üzerine birçok çalışma yapılmasını ve artan makineleşmeyle farklı alanlarda gelişmesini sağlamıştır. Tarihte bilinen en eski dişli çark, MÖ 2. yüzyılda astronomik amaçlarla kullanıldığı öngörülen Antikythera mekanizmasında çalışan çarklardır [1]. MS 200'lü yıllarda Çinli mühendis Ma Jun tarafından icat edilen 'Güneyi İşaret Eden Savaş Arabası' tarihteki diferansiyel sisteminin ilk örneğidir. İşaret figürü tekerleklerle diferansiyel dişli ile bağlanarak sürekli güneyi göstermeye ayarlanmış, pusula niteliği taşıyan bir araçtır [2]. Resim 2.1'de Antikythera mekanizmasına ait kalıntılar ve Güneyi işaret eden savaş arabasının Londra Bilim Müzesindeki orijinaline uygun kopyası gösterilmiştir.



Resim 2.1. Tarihteki dişli örnekleri; (a) Antikythera mekanizması [1], (b) Güneyi işaret eden savaş arabası modeli [3].

Tarihteki gelişmelere ve yeni teknolojilere uyum sağlayabilmek, iletim ihtiyacını karşılayabilmek dişli çarklar konusunda yapılan pek çok çalışma ile mümkün olmuştur. Günümüzde yapılan çalışmalar daha yüksek tork ve devirlere dayanım gösterebilecek, daha hafif ve sessiz çalışma sunabilecek dişli çarkları araştırmaya yöneliktir. Bu bölümde dişli çarklar üzerinde tasarım, analiz, optimizasyon konularında araştırmacıların yaptığı çalışmalar özetlenmiştir.

Modern endüstride hareket ve kuvvet iletimi temel ihtiyaçlardan biridir. Karşılıklı çalışan dişli çiftlerinin hareket iletebilmesi için dişli ana kanununa uyan ve uygulanabilir profillere sahip olması gerekmektedir. Eş çalışan dişli yüzeyleri için temas noktalarındaki ortak normallerin her zaman yuvarlanma noktasından geçmesi, dişli çiftlerinin çalışabilmesi için ön koşuldur [4]. Üretim kolaylığı ve maliyet açısından evolvent profil kullanımı ve üzerinde yapılan araştırmalar daha yaygındır [5, 6]. Montaj ve imalat hatalarına karşı hassasiyeti evolvent diş geometrisinin dezavantajı olarak sayılabilir [7].

Gelişen teknolojinin ihtiyaçlarını karşılayabilmek standart dişli ve diş profili üzerinden yürütülen çalışmalara ek olarak farklı standart dışı konularda çalışma yapılmasını tetiklemiştir. Andrei ve diğerleri diş dibi gerilmelerini azaltmak, temas oranını arttırmak ve kayma hızını azaltmak amacıyla standart olmayan bir diş profili geliştirmişler ve evolvent profile sahip dişli çarklar ile kıyaslamışlardır [8]. Yazar ve Özdemir eliptik çarklar üzerine çalışmışlardır. CNC tel erozyonda imal etmek üzere iki boyutlu tasarım modelini elde etmek için oluşturdukları matematiksel modeli kullanarak program geliştirmişlerdir. Eliptik düz dişlilerin çok sayıda mekanik sistemde kullanılabilirliğini savunmuşlardır [9]. Standart dışı dişliler üzerine en yaygın çalışmalar asimetrik diş profilleri konusunda yapılmaktadır [10-12].

Miler ve Hoic çalışmalarında dişli çarkların ve dişli sistemlerinin performanslarını arttırabilmenin farklı çalışma alanlarında üç farklı yolla yapılabileceğini savunmuşlardır. Bunlar malzemeler bilimi, yağ ve yağlama sistemleri ve dişli geometrisi üzerine makro ve mikro seviyede optimizasyon çalışmaları olarak ifade edilmiştir [13]. Dişliler konusunda yapılan çalışmaların sadece geometrik parametrelere bağlı yapısal özellikleri geliştirmeye yönelik çalışmalar olmayıp bunun yanı sıra malzeme [14], yüzey kaplama [15], ısıtma işlemi [16], üretim [17] ve takım teknolojisi [18], yağ ve yağlama sistemi [19], triboloji [15] ve test ekipmanları [20] konularında da çalışmaların yürütülmesi Miler'in teorisini desteklemektedir. Miler ve diğerleri diğer bir çalışmalarında genetik algoritma yöntemini kullanarak dişli hacmini ve kayıp gücü azaltmak amacıyla optimizasyon çalışması yapmışlardır. Optimizasyon değişkenleri olarak dişli modülü, yüzey genişliği, pinyon diş sayısı ve her iki dişlinin profil kaydırma katsayısı kullanılmıştır. Çalışmalarında hacim ve verimlilik arasındaki denge vurgulanmıştır. Modül değeri artışının güç kaybını azalttığı fakat hacim artışına sebep olduğu belirtilmiştir. Yapılan optimizasyon neticesinde düşük modül, düşük diş genişliği ve yüksek profil kavrama oranı seçimlerinin hacim ve verimlilik için daha iyi sonuçlar verdiği gösterilmiştir [21]. Optimizasyon çalışmalarında değişken bir parametrenin

amaç fonksiyon üzerindeki etkileri incelenirken, dikkate alınmayan bir parametre üzerinde değişikliğe yol açabilir. Amaçlanan iyileştirme sağlanmış olsa bile diğer bir parametre için kabul edilemez sonuçlar doğurmuş olabilir. Belirlenen bir değişken parametreler için birden fazla amaç aynı anda değerlendirilerek optimal sonuçların elde edilmesi daha kabul edilebilir bir yöntemdir [22, 23].

Kim ve diğerleri helisel dişli çiftlerinde yeterli dayanımı gözeterek ağırlık, gürültü ve verim konusunda optimizasyon çalışması yapmışlardır. Dişli kütlesini azaltma ve verimliliği arttırmaya yönelik işlenen süreçte makro düzeydeki geometrik parametrelerin optimizasyonu doğrudan kullanılırken, gürültü seviyesi için aynı yöntemin karmaşık ve zaman alan bir işlem olduğunu, dişli çiftlerinin çalışması esnasında ortaya çıkan titreşimin azaltılması ile gürültü seviyesinde iyileşme olacağını öngörmüşlerdir. Bu bağlamda tepeden tepeye statik iletim hatasından kaynaklı titreşim hatalarının optimizasyonu ile gürültü seviyesinin azaltılacağı savunulmuştur. Amaç fonksiyonlarına yönelik yapılan optimizasyon çalışmasında değişken parametreler normal modül, basınç açısı, helis açısı, diş sayıları ve diş genişliği olarak belirtilmiş, makro geometrik değişkenler olarak adlandırılan bu parametrelerin oluşturduğu kombinasyonları üç amaç fonksiyonu için değerlendirmişlerdir. Ayrıca çalışmalarında dişli çarkların mukavemet kontrolü standartlarda belirtilen eşitlikleri çözüm algoritmasına dâhil ederek ve belirli bir sınırdan çözüm yapılması ile sağlanmıştır. Kütle, verimlilik ve titreşim arasındaki ilişkiler sebebiyle elde edilen veriler kullanılarak dört farklı grup oluşturmuştur. Optimizasyon çalışmalarında amaç fonksiyonlarının her zaman doğru oranda artmadığı, birbirleri üzerinde ters etkileri sebebiyle oluşturulan bu dört veri grubu arasında optimal seçimin Pareto optimal alan olarak adlandırılan, titreşimlerin büyük ölçüde azaldığı, kütle ve verimliliğin kabul edilebilir düzeyde negatif etkinin var olduğu bölgenin kararlaştırıldığı sonuç kısmında bildirilmiştir [24]. Gologlu ve Zeyveli giriş gücü, devir, helis açısı ve redüksiyon oranını giriş verisi, modül, diş genişliği ve diş sayısını parametrelerini tasarım değişkeni kabul ederek iki aşamalı bir redüktörün ağırlığı optimize etmiştir. Genetik algoritma yöntemi ile yapılan çalışmada dört farklı iletim oranı hesaplamalara dahil edilmiştir. Düşük iletim oranlarında optimizasyonun daha başarılı sonuçlar verdiği belirtilmiştir [25].

Özgül kayma hızındaki artış temas yüzeyindeki sıcaklığın yükselmesine ve yüzey hasarlarının oluşmasına sebep olmaktadır [26]. Literatürde özgül kayma hızını azaltmaya yönelik çalışmalar mevcuttur. Abderazek ve diğerleri dişli çarklarda eğilme gerilmelerini ve özgül kayma hızını dengelemek amacıyla kendi kendine uyarlanabilir yaklaşıma dayalı yöntemi

kullanarak makro-geometri optimizasyon çalışması yapmışlardır [27]. Özgül kayma hızını dengelemek ve uygun kavrama oranını belirlemek amacıyla yaptıkları bir diğer çalışmada, yük taşıma kapasitesinin ve performansın büyük oranda profil kavrama oranına bağlı olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmada optimizasyon yöntemi olarak diferansiyel gelişim algoritması kullanılmıştır [28].

Kapelevich ve diğerleri, evolvent dişli tasarım ve analizinde kullanılmak üzere alternatif yöntem geliştirmişlerdir. Bu yöntemde takım seçimi ve üretim parametreleri ikinci plana alınarak, öncelikle dişli ve diş geometrisi tanımlanmaktadır. Kullanılan bu yöntemin temelinde geleneksel bir yöntem olduğu ve eski zamanlardan beri dişli tasarlayan mühendislerin üretim süreçleri ve kesici takım geometrisi kararından önce bilinen/istenilen dişli oranı, merkez mesafesi ve güç kaynağı parametrelerine göre diş profili, diş sayısı ve ölçülerin belirlendiği çalışmada belirtilmiştir. Araştırmacılar, kullanılan bu yöntem sayesinde %15-30 oranında yük kapasitesinin arttığını, ağırlık ve boyutların %10-20 oranında azaldığını, çalışma parametrelerinin iyileşip verimlilik ve çalışma ömrünün arttığını ifade etmişlerdir [29]. Dong ve diğerleri genetik algoritma ve sonlu elemanlar yöntemlerini kullanarak yük kapasitesini arttırmaya yönelik optimizasyon çalışması yapmışlardır. Elde edilen optimal profilin diş dibindeki gerilmeleri %20 oranında azalttığını belirtilmiştir [30].

Kognole, dişli tasarım yazılımlarından bağımsız olarak mühendislik hesaplamalarıyla dişli geometrileri üzerine iyileştirme yapmış, dişli çiftlerinin, diş dibi ve yüzey mukavemetini gözlemlemiştir [31]. Paket programın olmadığı durumlarda optimizasyonun mümkün olduğunu göstermeyi hedefleyen çalışmada, hesaplamalara ilişkin yeterli detay sunulmamıştır. Dişli tasarımı karmaşık ve çok yönlü bir çalışmadır. Değişken parametrelerin farklı mukavemet değerleri üzerinde etkisi aynı olmadığından birden fazla değişkenin, birden fazla amaç fonksiyonu için optimum değerleri aranır.

Jin ve diğerleri, ortogonal test yöntemi ile dişli çarklarda oluşan diş dibi ve temas gerilmelerini hesaplamaya yönelik bir çalışma yapmışlardır. Tek faktör testi ve ortogonal testi kullanarak kademeli regresyon yoluyla çark ve pinyonun temas gerilmesi ve eğilme gerilmesi hesaplamak amacıyla ampirik eşitlikler türetmişlerdir. Bu denklemlerle modül, diş sayısı, basınç açısı, nominal temas kuvveti bağımsız değişken, temas gerilmesi ve eğilme gerilmesi bağımlı değişken olarak hesaplamalara katılmıştır. Elde edilen sonuçlar sonlu elemanlar yöntemi ile kıyaslanarak doğrulaması yapılmıştır [32].

Bozca, çalışmasında otomobil dişli kutusunda diş dibi gerilmelerini azaltmaya yönelik optimizasyon çalışması yapmış, kavrama oranı ile basınç açısındaki ters orantıyı belirtilerek kavrama oranındaki %28,58 - %32,30'luk artışın, %19,82 - %21,87 oranında diş dibi gerilmelerini azalttığını ifade etmiştir [33]. Prabhakaran ve diğerleri, 15Ni2Cr1Mo28 malzemeden imal edilmiş dişli çarklarda, hareket ve güç iletiminde meydana gelen gerilmeleri ve hasarları azaltabilmek amacıyla makro geometrik parametrelerin gerilmeler üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Çalışmada diş sayısı ve diğer geometrik parametreler değiştirilmeden farklı modül değerlerine karşılık, oluşan yeni dişli çiftlerin diş dibi gerilmeleri kontrol edilmiştir. ANSYS sonlu elemanlar programı, Lewis eşitliği ve AGMA standartlarına göre hesaplanan gerilme değerleri kıyaslanmıştır. Modül artışının diş dibi eğilme gerilmelerini önemli ölçüde azaltıldığı belirtilmiştir [34]. Dişli çarklar geometrik parametrelerinin birçoğu modüle bağlı fonksiyonlardır. Modülün diş dibi gerilmeleri üzerindeki etkisi birçok araştırmacı tarafından incelenmiştir ve aynı sonuca varılmıştır [35]. Prabhakaran ve diğerlerinin yaptığı çalışmada modülün değişken ve diş sayısının da sabit kabul edilmesi, modül artışına bağlı eksenler arası mesafenin ve dişli boyutunun artacağı anlamına gelmektedir. Modül sabit tutulup eksenler arasındaki mesafenin yine artırılması sonucu değiştirmeyecektir. Çalışmada bu husus dikkate alınmamıştır. Ayrıca eğilmeye karşı dayanımın arttığı her durumda yüzeyde aynı etki gözlemlenmemektedir. Çalışmada yüzey mukavemeti konusunda herhangi bir bulgu paylaşılmamıştır.

Singh ve Kumar çalışmalarında diş genişliğinin eğilme gerilmesi üzerindeki etkisini incelemek amacıyla farklı genişlikteki altı ayrı dişli çarkı ANSYS sonlu elemanlar programı ile analiz etmişlerdir. Her bir dişlinin diş dibi eğilme gerilmeleri aynı koşullarda dört farklı yüklenme şartı için kaydedilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanan gerilmeler, şartlar değiştirilmeden AGMA standardına uygun biçimde analitik olarak da hesaplanmış ve elde edilen veriler kıyaslanmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi ve analitik yöntemlerle elde edilen verilerin örtüştüğü ve diş genişliğinin gerilme üzerinde pozitif etkisinin olduğu savunulmuştur. Diş genişliğinin artması diş dibi eğilme gerilmelerini azaltmakta ve dişlinin yük taşıma kapasitesini arttırmaktadır [36].

Osakue ve Anetor diş dibi gerilme hesaplarında temel kabul edilen Lewis modeli üzerine bir çalışma yapmışlardır. Çalışmanın amacı Lewis eğilme gerilmesi kapasite modelinde dinamik yükler, kesme gerilmeleri ve helis dişlilerde ortaya çıkan eksenel kuvvetler için yeni düzenlemeler yaparak hassasiyeti arttırmaktır. Denklemlerde geleneksel Lewis modelinden

farklı olarak diş üzerindeki yük uygulama noktasından bağımsız, gerilim yoğunluk faktörü hesaplamalara dâhil edilmiştir. Radyal basma gerilmesinin ihmal ile diş dibi gerilmelerinin %5,27 oranında fazla hesaplandığı, kesme gerilmelerinin hesaplamalara dâhil edilmediği takdirde ise %7,49 oranında düşük gerilme değerleri elde edildiği sonucuna varmıştır. 0 ile 41,41 aralığında helis açısına sahip dört dişli çark 14 Nm ile 1695 Nm aralığında bir tork değeriyle yüklenerek hem AGMA standardına göre hem de geliştirilen modele göre analiz edilmiş ve %-4,83 ile %26,61 aralığında sapma tespit edilmiştir. Yazar bu farkın dişli tasarımının karmaşık bir işlem olmasından ve prosedürlerin kesin olmamasından kaynaklı olduğunu savunmuştur [37].

Revar ve diğerleri, helisel dişli çarklarda tasarım ve analiz üzerine bir çalışma yapmışlardır. Helis açısı ve dişli genişliğini değişken parametre kabul edip bu değerlere göre eğilme ve yüzey mukavemeti ANSYS ortamında analiz etmişlerdir. 10, 12, 14 mm diş genişliği ve 10°, 15°, 20° helis açıları için oluşturulan dokuz kombinasyonda en yüksek gerilmelerin 12 mm genişlik ve 15° helis açısına sahip dişli çarkta en yüksek gerilmelerin olduğu ifade edilmiştir [38].

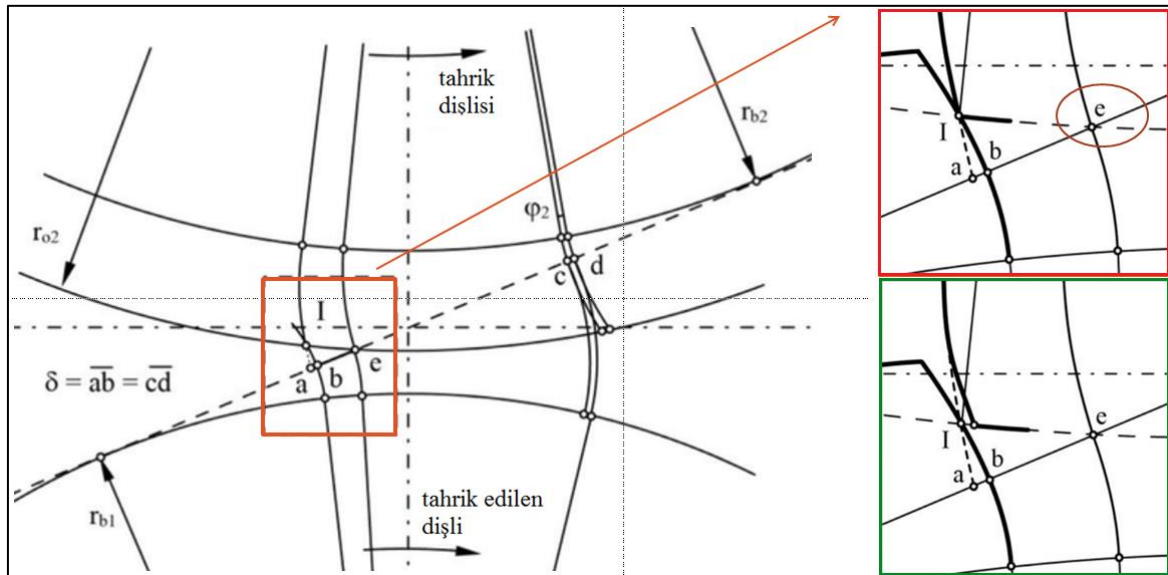
Golabi ve diğerleri dişli sistemlerin ağırlık ve hacimlerini azaltmaya yönelik geliştirdikleri program ile optimizasyon çalışması yapmışlardır. Dişli kutusunda çarkların yerleşimi ve çalışma düzenleri programa tanıtılarak farklı kademelere sahip sistemler için geometrik dişli parametreleri hesaplanmaktadır. Giriş gücü, dişli oranı ve dişlinin sertlik bilgisi programın girdilerini oluşturmaktadır. Uygulanabilir geometrik parametreler ve kutu ölçüleri programdan grafiksel veri olarak elde edilebilmektedir. Çalışmada yöntemin uygulanması örnek bir optimizasyon ile gösterilmiştir [39].

Zeyveli ve diğerleri yaptıkları çalışmada dişli kutularında tasarım parametrelerinin hacim ve mukavemete etkisini analitik yaklaşımla incelemişlerdir. Minimum malzeme ve kutu hacmi olarak iki amaç fonksiyonu çalışmalarında geometrik parametrelere bağlı değerlendirilmiştir. Analitik yaklaşımda iletim oranı ve modül ana değişken olarak kullanılmış, diğer geometrik parametreler sabit kabul edilmeyip ana değişkenlere bağlı hesaplanmıştır. Her iki tasarım için oluşan gerilmeler değerlendirilmiş, minimum malzeme hacminin dikkate alındığı tasarımda, kademelerdeki gerilme farklarının daha az olduğu hesaplanmıştır. Tasarımda iletim oranı dağılımı bakımından da avantajlı tasarımın minimum malzeme hacminde elde edildiği belirtilmiştir [40].

Dinamik çalışma koşullarının dişli çarkların çalışma parametreleri üzerinde tasarıma dâhil edilmeyi gerektirecek ölçüde etkisi vardır. ISO, AGMA, DIN, JIN tarafından dişli çarklar konusunda oluşturulan standartlarda dinamik koşullar, çeşitli faktörlerin hesaplamalara dâhil edilmesiyle dikkate alınmaktadır. Dişli çarklarda dinamik yüklerin artması, yük kapasitesi ve dişli ömrünü azaltıcı etkiye sahiptir [41, 42]. İletim esnasında tahrik dişlisinde temas halinde olan diş profili ağır yük şartları sebebiyle elastik deformasyona uğrayarak, iletimde açısız olarak gecikmektedir. Eşlenik dişlinin temasa girecek ardışık diş profili herhangi bir yüke maruz kalmadığından normal konumunda temasa başlayacaktır. Tahrik dişlisindeki sehim dolayısıyla ilk temas olması gerekenden erken ve kavrama çizgisi dışında oluşmaktadır. Dişli çarkların optimal iletim mekanizmasında gerekli hususlar, temasın kavrama çizgisi üzerinde oluşması ve sürekli hareketin bu çizgi üzerinden iletilmesi, diş profillerindeki dinamik davranışlar sebebiyle mümkün olmamaktadır. Hareket ekseninin kavrama çizgisi üzerinden çıkması, çalışma düzenini bozan dinamik yükleri ortaya çıkarmaktadır. İletimde farklı dinamik yüklerin oluşması hız dalgalanmalarına sebep olmaktadır [43]. Literatürde dinamik yükleri ve dinamik yüklerin etkisini azaltmaya yönelik çalışmalar mevcuttur. İletim hatalarının minimize edilmesinde yapılan en yaygın çalışmalar profil modifikasyonu üzerinedir. Yıldırım ve Mundo standart ve yüksek temas oranlı düz dişlilerde sistematik bir yaklaşımı temel alan profil modifikasyon uygulaması üzerine çalışmışlardır. Diş ucu boşaltma işleminin iletim hataları ve diş yüklerine etkisi incelenmiş, standart ve yüksek temas oranlı dişliler kıyaslanmıştır [44]. Yapılan çalışmayı temel alan bir yaklaşımla yaptıkları bir diğer çalışmada, yüksek temas oranlı dişli çarklarda yeni tip profil modifikasyon yaklaşımı geliştirmişlerdir [45].

Kütük ve diğerleri ağır yük dişlilerinde, diş esnemesinden dolayı oluşan titreşim ve gürültüyü azaltabilmek amacıyla düz ve helisel dişlilerde diş geometrileri üzerinde profil modifikasyon uygulamaları denemişlerdir. Performans analizlerinde tespit ettikleri iletim hatalarını “Tepe kırma” olarak adlandırdıkları diş başı daraltma yöntemiyle dengelemişlerdir. Diş başı daraltma miktarı ve genişlik faktörü düz dişlilerde ampirik eşitliklerle hesaplanmış, helisel dişli çarklar için herhangi eşitliğin bulunmadığı belirtilmiştir. Profil modifikasyon uygulanmış ve uygulanmamış düz ve helisel dişliler için iletim hataları kıyaslanmıştır. Profil modifikasyon uygulanmış düz dişlinin iletim hatası, modifikasyonsuz helisel dişliden daha iyi noktaya gelmiştir. Her iki dişli tipinde uygulama sonrası iletim hatalarının düştüğü, hassas uygulamalar için helisel dişlilerin daha uygun olduğu belirtilmiştir [46].

Sanchez ve diğerleri evolvent profile sahip dişli çarklarda profil modifikasyon uygulamasının kavrama rijitliği, yük dağılımı ve iletim hatalarına olan etkisini incelemişler ve bu parametrelerin diş geometrisinden bağımsız olmadığını belirtmişlerdir. Kavrama rijitliği, yük dağılımı ve iletim hataları, dinamik ve statik şartlar için modifikasyonlu ve modifikasyonsuz her iki dişli çark için de hesaplanarak elde edilen durumlar kıyaslanmıştır. Dinamik durumda, yük altında diş profillerinde ortaya çıkan elastik sapmalar nedeniyle temas şartlarının değiştiği belirtilmiştir. Bu durum iletim esnasında dişli temas geçişlerinde, yeni başlayacak temasın teorik durumdan önce başlayarak kavramanın vuruntu etkisiyle oluşmasına sebep olmaktadır. Şekil 2.1.'de deformasyon sebebiyle kavrama durumundaki değişim gösterilmiştir. Diş başı daraltma işleminin uygulandığı ve uygulanmadığı iki hal için temas noktaları gösterilmiştir. Sistemin gürültülü ve titreşimli çalışmasına sebep olan istenmeyen erken temas durumunun uygun profil modifikasyon uygulanarak engellenebileceği, iletim hatalarının azaltılabileceği belirtilmiştir. Diş başından uygulanan boşaltma işlemini, miktar, şekil ve uzunluk açısından değerlendirerek uygun parametre seçiminde bulgular paylaşılmıştır. Diş profili üzerinde tek diş teması için en yüksek noktadan başlayan lineer ve parabolik uç boşaltma işleminin yaygın olduğu belirtilmiştir [47]. Çalışmada kavrama rijitliği, yük dağılımı ve iletim hatalarının hesaplanmasında yöntem olarak önceki çalışmalarında geliştirdikleri ampirik eşitlikleri kullanmışlardır [48-50].



Şekil 2.1. Diş başı daraltma işleminin kavramaya etkisi [47]

Yu ve Mechefske yük altında diş profilinde ortaya çıkan elastik deformasyonların sebep olduğu köşe temasının diş rijitliği ve statik iletim hataları üzerindeki etkilerini incelemek için

analitik bir yöntem geliştirmişlerdir. Literatürde sunulan deneysel hesaplama sonuçları ile geliştirilen yöntemden elde edilen sonuçlar kıyaslanarak yöntem doğrulanması yapılmıştır. Çalışmada uygulanan diş ucu boşaltma işleminde başlangıç noktası olarak diş profili üzerindeki tek diş teması için en yüksek nokta referans alınmıştır [51].

Kissling çalışmasında profil modifikasyonun tepeden tepeye iletim hataları üzerindeki etkisini geleneksel yöntemden bağımsız olarak, geliştirilen yeni bir yöntemle ele almıştır. Geleneksel yöntemde kullanılan, ağ bölgelerindeki diş yükünün hesaplanmasına dayalı yaklaşımın karmaşık ve zaman alıcı olduğu, geliştirilen yöntemde eğilme ve kesme deformasyonu, Hertzian basıncı ve dişli gövdesinde dişin eğilmesi ile ilgili olarak diş rijitliğinin hesaplanmasında geleneksel yöntemleri içeren algoritmaya dayalı yaklaşımın hesaplama süresini düşürdüğü belirtilmiştir. Geliştirilen yöntemle elde edilen sonuçlar, sonlu elemanlar yöntemi ve LVR olarak belirtilen paket programdan alınan verilerle kıyaslanarak doğrulanmıştır [52].

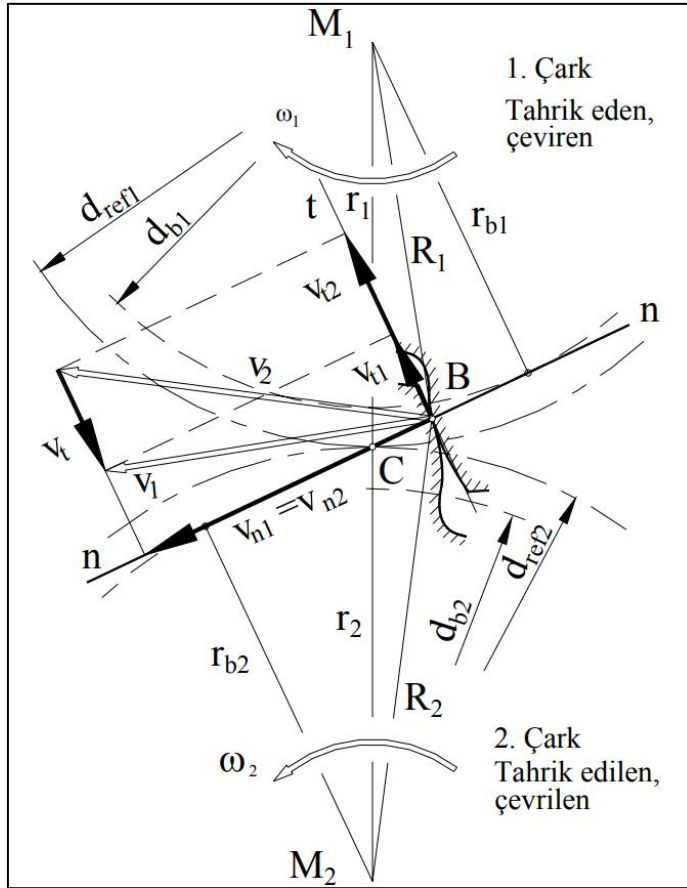


3. DİŞLİ TERMİNOLOJİSİ

3.1. Dişli Temel Kanunu

Dişli çarklar herhangi bir yüzeyine uygun geometrik profillere sahip diş seti yerleştirilmiş, dönen bir milden diğer mile hareket ve güç iletmek için kullanılan silindirik tekerleklerdir. Dişli çarkların düzenli şekilde işlevlerini yerine getirebilmeleri için hareket şartlarını sağlamaları gerekmektedir. Kinematik şartın sağlanabilmesi ancak uygun diş profili ile mümkündür.

Kavrama durumundaki dişli çarkların bölüm daireleri birbirlerine teğet olup noktasal olarak temas etmekte ve bu nokta yuvarlanma noktası olarak adlandırılmaktadır. Sabit devirde iletim yapan dişli çarklar için yuvarlanma noktasında çizgisel hızların eşit olması ve dişli çarkların herhangi bir zamandaki temas noktalarından kavrama durumundaki iki diş profiline de teğet olacak şekilde bir doğru çizildiğinde, bu doğrunun normalinin yuvarlanma noktasından geçmesi gerekmektedir. Bu durum dişli temel kanunu olarak ifade edilmektedir. Şekil 3.1’de M_1 ve M_2 merkezli kavrama durumundaki iki dişli çarkın belirli bir andaki çizgisel hızları gösterilmiştir. Diş profilleri B noktasında noktasal temastadırlar. B noktasından çizilen ve her iki diş profiline teğet olan doğrunun normali dişli temel kanununda belirtildiği gibi yuvarlanma noktasından (C) geçmektedir. M_1 merkezli çarkın B noktasındaki çizgisel hızı (V_1) M_1 -B doğrusuna dik, M_2 merkezli çarkın bu noktadaki hızı (V_2) ise M_2 -B doğrusuna dik eksendedir. Hızlar, B noktasındaki teğet doğru ve bu doğrunun normali üzerinde teğet (t) ve normal (n) olarak bileşenlerine ayrılmışlardır. Dişli çarkların çalışması sırasında dişlerin birbiri üzerine baskı yapmaması ve birbirlerinden ayrılmaması için hızların normal doğru üzerindeki hız bileşenlerinin eşit olması gerekmektedir.



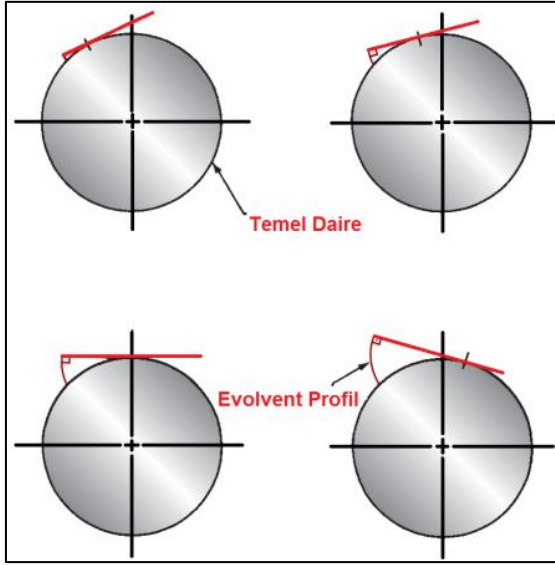
Şekil 3.1. Dişli temel kanunu gösterimi [6]

3.1.1. Diş profilleri

Dişli çarklarda dişli ana kanununda belirtilen hareket şartlarını sağlayan her türlü profil geometrisi diş profili için kullanılabilir. Üretim maliyetleri ve süre göz önüne alındığında günümüzde yaygın olarak evolvent ve sikloid profiller kullanılmaktadır.

Evolvent diş profili

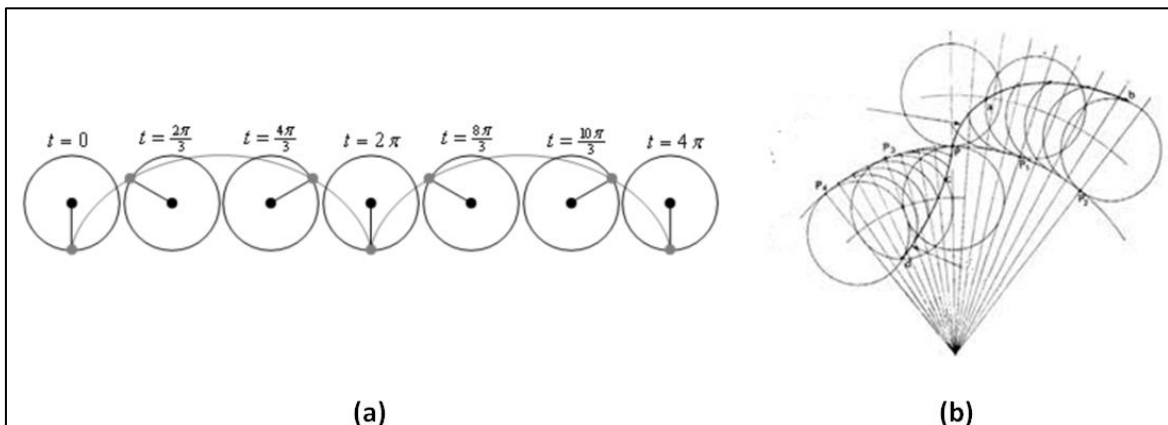
Daireye teğet olarak çizilen bir doğrunun, daire üzerinde dönerken teğet noktasının hareket boyunca çizdiği şekil evolvent profil olarak tanımlanmaktadır (Şekil 3.2). Dişli çarklarda evolvent diş profili temel daire üzerinden oluşturulur. Ortak teğetli iki eş evolvent profilin temas noktalarında her iki ana doğru üst üste düşmektedir. Bu sebepten iki evolvent profilin kavrama noktası her iki temel dairesinin müşterek teğeti olan kavrama doğrusu üzerindedir [53].



Şekil 3.2. Evolvent profil [55]

Sikloid Diş Profili

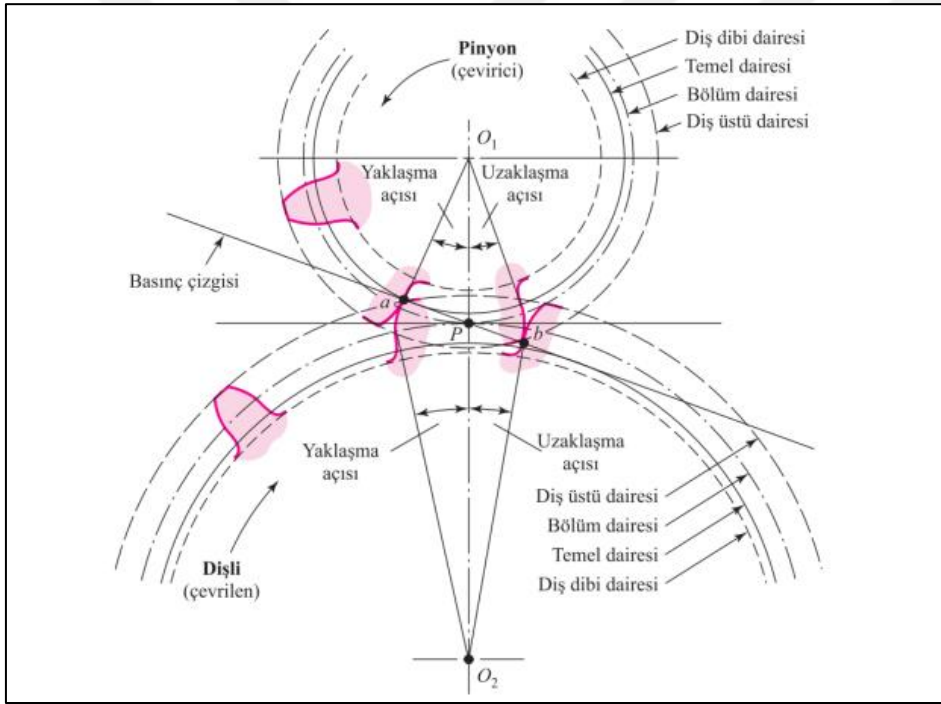
Çember üzerinde işaretlenen bir noktanın çemberin düz bir zemin üzerinde yuvarlanmasıyla çizdiği şekil sikloid profil olarak tanımlanmaktadır (Şekil 3.3). Çemberin hareketi yine bir çember üzerinde yuvarlanma veya çember içerisinde yuvarlanma olursa oluşan şekiller sırasıyla episikloid ve hiposikloid profil olmaktadır. Sikloid dişlilerde, diş geometrisinden dolayı hareket ve güç aktarımında yanak yüzey basınçları düşük seviyelerde olduğundan yük taşıma kapasiteleri yüksektir. Evolvent dişli çarklar ile kıyaslandığında minimum diş sayısı daha küçük seçilebilmektedir. İmalatının zor ve maliyetli olması sikloid dişlilerin kullanım alanlarını kısıtlamakta, sadece özel uygulamalarda kullanılmaktadırlar.



Şekil 3.3. Sikloid profil; (a) Ortosikloid, (b) Hiposikloid ve Episikloid

3.2. Geometrik Parametreler

Dişli çarklarda geometrik parametreler ana boyutlar ve bu boyutlara bağlı diğer boyutlar olarak iki bölümde incelenir. Ana boyutlar bölüm dairesi çapı, taksimat, diş sayısı ve modüldür. Bu boyutlar harici tüm geometrik parametreler ana boyutların birer fonksiyonu olarak hesaplanmaktadır. Dişli tasarımında uygun diş profili ve kavrama açısının belirlenmesinin ardından çalışma şartlarına uygun ana boyutlar belirlenmektedir. Optimizasyon çalışmaları ile ihtiyaç duyulan hacim ve çalışma alanında geometrik parametrelerin en iyi varyasyonu elde edilmektedir. Şekil 3.4 ve Şekil 3.5'te dişli çarklar ve diş profillerine ait geometrik parametreler gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Kavrama durumundaki pinyon ve çarkın temel boyutları [54]

Bölüm dairesi çapı (d): Dişli çarkların hareket ve güç aktarımında bulunduğu dairenin ölçüsüdür (Eşitlik 3.1.).

$$d = z \cdot m \quad (3.1)$$

Diş üstü dairesi çapı (d_a): Çarkı diş başından çevreleyen çap ölçüsüdür (Eşitlik 3.2).

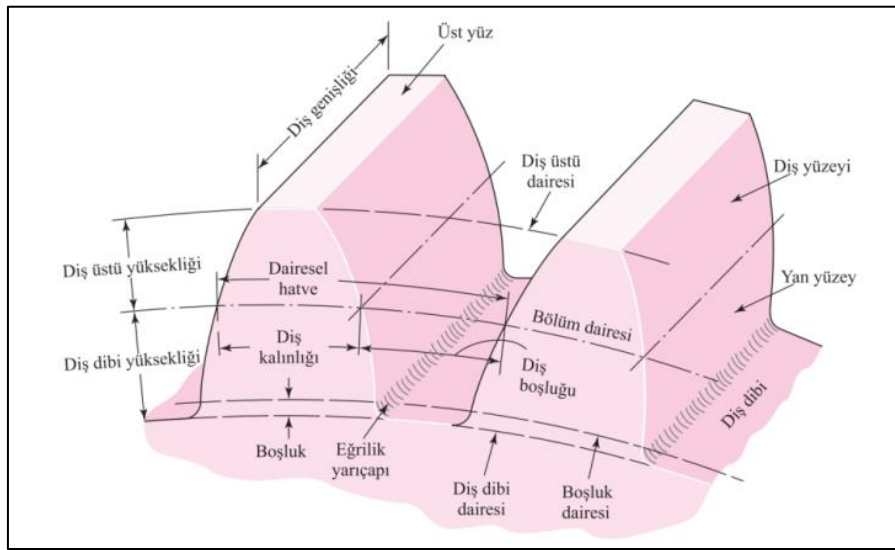
$$d_a = d \pm 2 \cdot x \cdot m + 2 \cdot h_a \quad (3.2)$$

Diş dibi dairesi çapı (d_f): Eşitlik 3.3'te ifade edilen diş dibi dairesi çapı, dip radyüsünün başladığı çap ölçüsüdür.

$$d_f = d \pm 2 \cdot x \cdot m - 2 \cdot h_f \quad (3.3)$$

Temel dairesi çapı (d_b): Evolvent profilin başladığı çap ölçüsüdür (Eşitlik 3.4).

$$d_b = d \cdot \cos \alpha \quad (3.4)$$



Şekil 3.5. Evolvent profilli diş için temel boyutlar [54]

3.2.1. Modül

Dişli çaplarının, diş sayıları cinsinden gösterilebilmesi amacıyla kullanılan, diş büyüklüğünün göstergesi olan sabit orana modül denir. Bölüm dairesi çapının diş sayısına oranı olarak ifade edilir. Diş çarkların eş çalışabilmesi için modül değerlerinin aynı olması gerekmektedir. Dişli çiftlerinin çalışması esnasında kuvvet ve hareket aktarımını gerçekleştirdikleri daire, bölüm dairesi diğer bir isimler taksimat dairesi olarak anılır. Taksimat bu daire üzerinde bir diş kalınlığı ve ona komşu bir diş boşluğunun taradığı yay boyudur. Şekil 3.6'da taksimat ile modül arasındaki ilişki gösterilmiştir. Düz dişlilerde diş kalınlığı ve diş boşluğu mesafesi birbirine eşittir. Geometrik bakımdan daire çevresinin adımını ifade eder. Modül ise daire çapının adımını ifade etmektedir (Eşitlik 3.5-3.8). Modül SI birim sisteminde geçerli olan bir kavramdır. Amerikan standartlarında diş

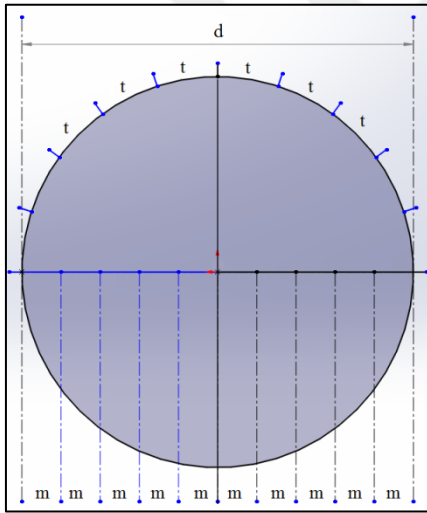
büyükliğünün ifadesi modül yerine çapsal hatve ve çevresel hatve olarak hesaplanmaktadır.

$$\text{çevre} = z \cdot t = \pi \cdot d \quad (3.5)$$

$$d = \frac{t}{\pi} \cdot z \quad (3.6)$$

$$\frac{d}{z} = \frac{t}{\pi} = m \quad (3.7)$$

$$d = m \cdot z \quad (3.8)$$



Şekil 3.6.Taksimat ve modül ilişkisi

Çapsal hatve, AGMA standartlarında kullanılır ve bölüm dairesi çapı üzerinde her bir inç mesafesi için var olan diş sayısını ifade etmektedir. Diş sayısının bölüm dairesi çapına oranıdır ve birimi 1/inç'dir. Dişli imalatında kullanılan talaş kaldırma ekipmanları standartlaştırılmış modül veya çapsal hatve tablolarında belirtilen ölçülerden seçilmektedir. Şekil 3.7'de çapsal hatvenin diş boyutu üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Tablo harici ölçüler özel takım imalatı gerektirmektedir.

Çevresel hatve, taksimatın AGMA standartlarında kullanılan, birimi inç cinsinden karşılığıdır. Eşitlik 3.9–3.12'de çapsal ve çevresel hatve modülle ilişkilendirilerek gösterilmiştir.

Bölüm dairesi çapında her bir inç ölçüsüne denk gelen diş sayısı çapsal hatveyi belirtmektedir. Modülde temel alınan yaklaşım diş başına karşılık gelen çap ölçüsüdür.

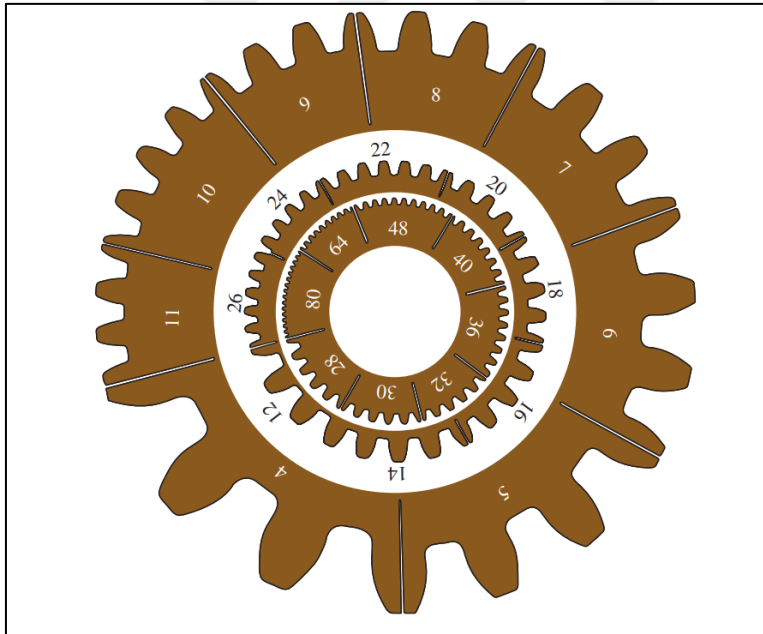
$$D_p = \frac{z}{d''} = \frac{1''}{m} \quad (3.9)$$

Eşitlik 3.10'da ifade edilen çevresel adım, bölüm dairesi üzerinde tek dişin taradığı yay ölçüsünü ifade etmektedir. ISO standartlarında kullanılan taksimattan farkı birimidir.

$$C_p = \frac{\pi \cdot d}{z} = \pi \cdot m \quad (3.10)$$

$$m = \frac{C_p}{\pi} \quad (3.11)$$

$$D_p \cdot C_p = \pi \quad (3.12)$$



etkileyen bir büyüklüktür. Diş genişliğinin yük taşıma kapasitesine pozitif etkisi vardır. Ancak imalat ve montaj hatalarının negatif etkisi, diş genişliğiyle orantılı olarak artmaktadır. Diş genişliği belirlenirken milin yataklama kalitesine dikkate alınmalıdır. Mil eksenlerindeki kaçıklığın etkisi diş genişliği arttıkça buna paralel olarak artmaktadır. Hareket ileten mil eksenlerinin paralelliğinin tam sağlanmadığı durumlarda diş genişliğinin artmasıyla diş kenarlarının kırılma ihtimali yükselmektedir.

3.2.3. Diş sayısı

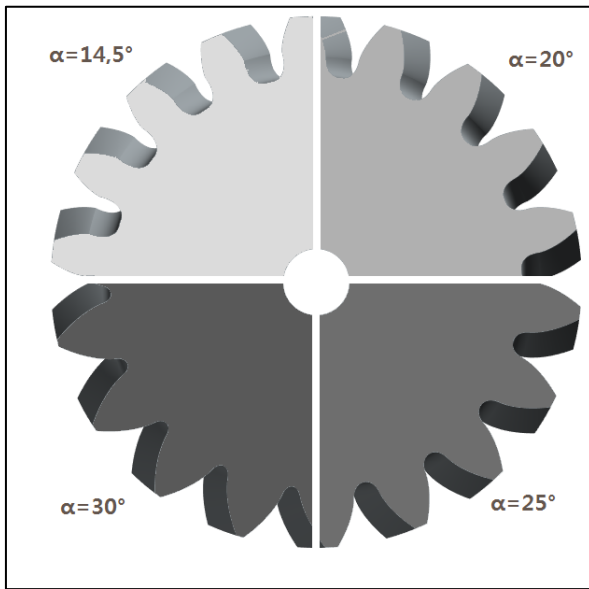
Diş sayısı, her bir taksimat üzerine yerleştirilmiş diş kalınlığı ve diş boşluklarının adet toplam ifadesidir. Redüksiyon oranı, diş sayılarının oranı ile belirlenebilir. Taksimatın küçük olması taksimattan kaynaklı hataların da ihtimalini azaltmaktadır. Sabit bir çap ölçüsünde diş sayılarının artması taksimatı küçülteceğinden hata oranları azalır, düşük gürültü seviyesinde aktarım sağlanır. Diş sayısı seçimi modülle ilişkili hesaplanmaktadır. Diş sayısının artması sabit çapta modülü azaltır ve diş dibi mukavemetinde olumsuz etkiye sebep olur. Evolvent profilli dişli çarklarda diş sayısı küçüldükçe diş dibi, temel dairesine yaklaşır ve taban yarıçapı küçülür. Bu durum yanak basıncının artmasına sebep olmaktadır. Ayrıca düşük diş sayıları dişli çarkların çalışması esnasında alttan kesme durumu açığa çıkmaktadır. Profil kaydırma uygulanarak minimum diş sayısı düşürülebilir veya alttan kesme sorunu çözülebilir. Eşitlik 3.13'de profil kaydırma uygulanmadan alttan kesme sınırında minimum diş sayısını ifade eden eşitlik verilmiştir.

$$Z_{min} \geq \frac{2}{\sin^2 \alpha} \quad (3.13)$$

3.2.4. Kavrama açısı

Dişli çiftlerinin bölüm dairelerinin teğet noktasından geçen ve her iki çarkın temel dairelerine teğet olan doğrunun yatay düzlem ile yaptığı açıya kavrama açısı denir. Bu doğru iki eğri yüzeyin birbirlerine teğet noktasından temas ettikleri nokta ile başlayan temasın kesildiği noktayı birleştiren doğrudur. Kavrama durumundaki dişler bu doğru hattı boyunca noktasal temas ile hareket ve güç iletimini gerçekleştirirler. Kavrama açısı azalırsa diş başı kalınlaşır, diş dibi incelir ve diş eğilme gerilmesi artacağından diş dibi mukavemeti azalır. Bu sayede diş dibi mukavemeti artmış olur. Kavrama açısı artarsa diş

başı incelir, diş dibi kalınlaşır. Hassas hareket ve yüksek verimlilik istenen yerlerde düşük kavrama açısı, mukavemetin daha önemli olduğu uygulamalarda düşük kavrama açısı kullanılır. Dişli çarklarda standartlaşmış kavrama açıları $14,5^\circ$, 20° , 25° , 30° 'dir. Referans bir dişli için tüm geometrik parametrelerin sabit olduğu durumda kavrama açısının artmasıyla kavrama oranı azalmakta, çalışma gürültüsü artmaktadır. Kavrama oranındaki artış temas sıcaklığının yükselmesine sebep olan kayma hızını arttırmaktadır. Dişli üzerindeki negatif ve pozitif etkileri sebebiyle uygulama alanına göre kavrama açısının belirlenmesi gerekmektedir. Günümüzde en yaygın kullanımı 20° 'dir.

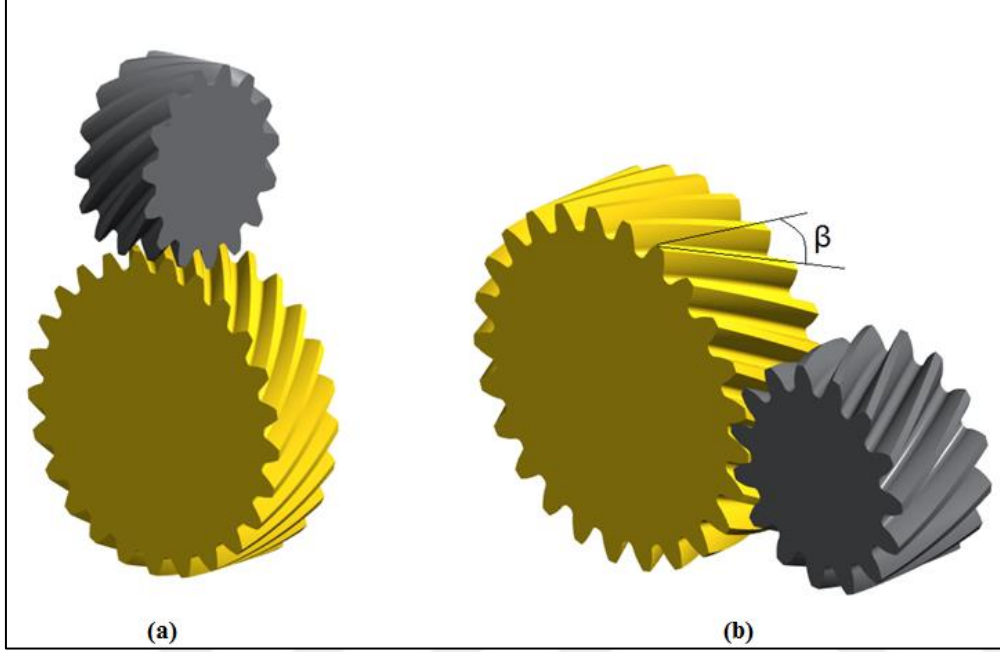


Şekil 3.8.Kavrama açısının diş profili üzerindeki etkisi

3.2.5. Helis açısı

Dişli çarklarda helis açısı diş yan yüzeyinin yuvarlanma eksenine ile sağa veya sola yaptığı açıdır. Helis dişlilerin eş çalışabilmesi için eşit helis açısına sahip ve zıt yönlü helis açılmış olması gereklidir. Helis dişliler düz dişlilerdeki ani yüklenmenin aksine kademeli olarak yüklendikleri için çalışma yapıları daha düzgün ve titreşim az olması sebebiyle sessizdir. İlk temas kavramaya katılan dişin uç kısmından başlar, helis düzlemi boyunca dişin alt köşesine ilerler, dişler ayrılmadan diğer bir diş temasa başlayarak aktarılan yükü paylaşır. Helis açısından ötürü gelen harici temas sebebiyle diş başına taşınan yük azalacağından dişlinin yük taşıma kapasitesi artmış olur ve aynı şartlardaki düz dişlilere göre daha küçük hacimde bir dişli kullanımına olanak sağlar. Helis dişlilerin tek dezavantajı aksinel yük oluşturmaları ve buna bağlı yataklama güçlüğüdür. Dişli çarklarda helis açısı $10^\circ - 30^\circ$

aralığında yaygın kullanıma sahiptir. $\beta < 10^\circ$ olması durumu helis açısından yeterince fayda sağlanmaması sebebiyle kullanımı yaygın değildir. $\beta > 30^\circ$ durumunda ise aksenal yükün artışı kullanımı kısıtlamaktadır. 45° helis açısına sahip çapraz eksenli nadir kullanılan dişli çeşitleri de mevcuttur.

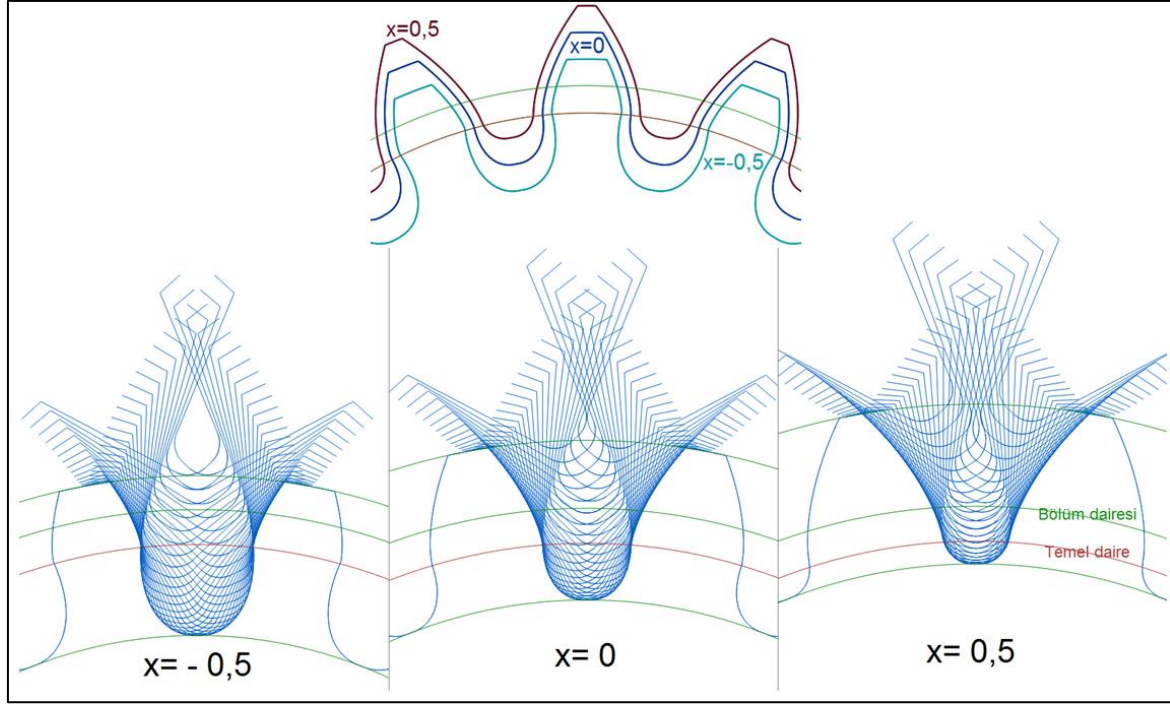


Şekil 3.9. Helis dişli çarklar; (a) $\beta = 45^\circ$ Çapraz eksenli helis dişli çifti, (b) $\beta = 30^\circ$ Normal eksenli helis dişli çifti

3.2.6. Profil kaydırma katsayısı

Dişli çarklarda imalat aşamasında kremayer çarkının dişli merkezinden uzaklaştırılması veya yakınlaştırılması ile diş şekil ve boyutunda farklılıklar ortaya çıkmaktadır. Diş sayısı ve modül değişmeden diş üstü çapını ve teorik olarak kavrama açısını değiştiren bu işlem profil kaydırma olarak açıklanmaktadır. Takımın dişli çarka yaklaştırılması ile negatif profil kaydırma, uzaklaştırılması ile pozitif profil kaydırma verilmiş olur. Pozitif verilen profil kaydırma işleminde diş dibi kalınlaşır diş üstü çapı büyür. Bu işlemde dişli mukavemeti artarken kavrama oranı azalmaktadır. Bu da titreşim ve gürültüyü tetikleyen bir işlemdir. Negatif profil kaydırma uygulamasında ise diş dibi incelediğinden mukavemete olumsuz, kavrama oranı noktasında olumlu sonuç vermektedir. Şekil 3.10’da profil kaydırma uygulamasının diş profiline etkisi gösterilmiştir. Pozitif profil kaydırma uygulaması ile diş dibi kesilmeleri engellenmiş olur. Evolvent profile sahip dişli çarklarda minimum diş sayısının sınırının yukarı çekilmesi pozitif verilen profil kaydırma ile

mümkündür. Optimizasyon çalışmaları ile dişli çiftlerinin çalışma alanlarına göre farklı varyasyonlar profil kaydırma ile sağlanır. Profil kaydırma uygulamasında taksimat daireesi çapı ve temel daire çapı ölçüleri değişmez. Diş üstü taban çapı ve yuvarlanma daireesi çapı değişir.



Şekil 3.10. Profil kaydırma katsayısının diş profili üzerindeki etkisi

Profil kaydırma uygulamasında diş üstü çapının ötelenme miktarı (v) Eşitlik 3.14'te gösterilmiştir. Eşitlikte modül “ m ”, profil kaydırma faktörü “ x ” ile ifade edilmiştir

$$v = x \cdot m \quad (3.14)$$

3.2.7. Dişli kalitesi

Dişli çarklarda boyutsal doğruluk çalışma parametreleri üzerinde önemli etkiye sahiptir. Gerilmeler, dişli ömrü, titreşim, gürültü faktörleri imalat hassasiyetinden etkilenen faktörlerdir. Dişli kalitesi üretim toleransları ile ilişkilendirilmektedir. Talaş kaldırma ve ısıtıl işlem prosesleri sonrasında dişli ana boyutlarındaki sapmalar belirli sınırlar için değerlendirilerek ISO 1328 standardında 11 ve DIN 3962 standardında 12 ayrı kalite grubunda sınıflandırılmışlardır. DIN standardına göre 1-4 kalite aralığındaki dişliler masterlar ve dişli kontrolünde kullanılan takımlar için, 11-12 kalite grupları ise döküm

dişli grupları için kalite seviyeleridir [6]. Dişli kalite seçimi çalışma faktörleri için önemli olsa da maliyet faktörü de hesaba katılarak ihtiyaca uygun kalitede dişli seçilmelidir. Kalite seçiminde kullanım alanı, çevresel hız faktörü ve imalat usulü kriterleri baz alınmaktadır.

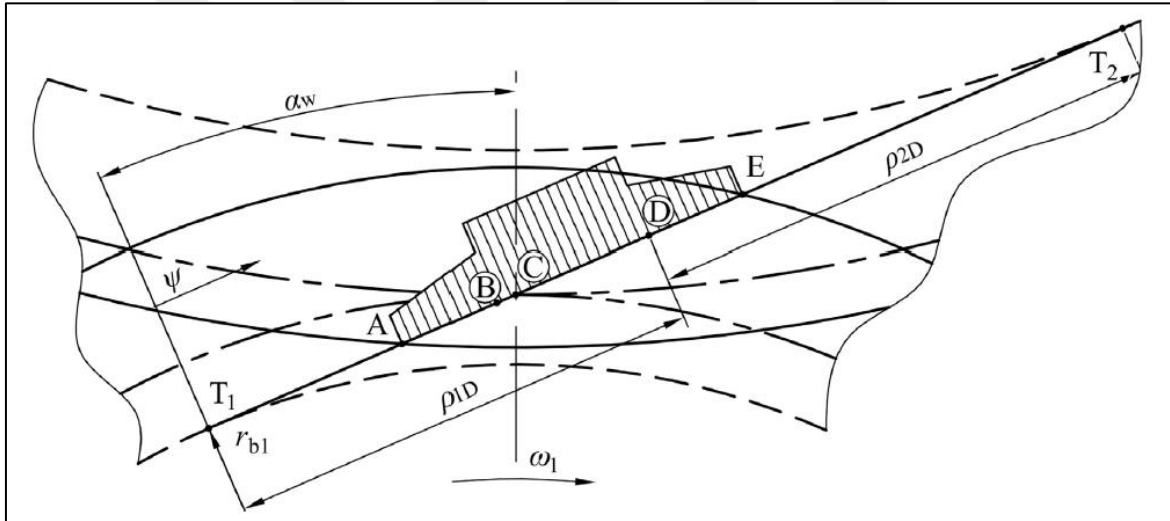
Çizelge 3.1. Dişli kalite gruplandırması [4]

Kalite	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Üretim Yöntemi							Kesme, Pres, Pres döküm					
						Vargel, Freze, Azdırma						
					Raspalama							
		Taşlama										
Çevresel Hız										1-3 m/s		
							3-6 m/s					
					6-20 m/s							
	20-40 m/s											
Uygulama Alanı								Tarım makineleri				
							Kaldırma - İletme ve Büro makineleri					
						İnşaat makineleri						
							Aparatlar					
					Takım tezgahları							
					Yanmalı motorlar							
					Türbinler, Ölçü aletleri							
	Masterlar											

3.2.8. Kavrama oranı

Dişli çarklarda hareket ve güç iletiminde sürekli temasta olan diş sayısı, kavrama oranı olarak tanımlanmaktadır. Düz dişli çarklarda iletimin sağlanabilmesi, aktarımda düzenin bozulmaması için profil kavrama oranı en az 1, uygulamada 1,2 olması önerilmektedir [55]. Bunun anlamı bir diş kavramadan çıkarken, temas kesilmeden diğer dişin kavramaya katılmasıdır. Teorik olarak düz dişlilerde kavrama oranı en fazla 1,98 değerine ulaşabilir. Dişli çarkların çalışması esnasında kavramada olan dişlerin iletimi tamamlamadan ardında bulunan dişlerin de temasa başlaması çalışma düzeni açısından büyük önemi vardır. Kavrama oranı kavrama boyunun kavrama hatvesine oranı olarak ifade edilmektedir ve Eşitli 3.15'te gösterilmiştir. Kavrama doğrusu üzerinde dişlilerin temasa başladığı ve temastan ayrıldığı noktalar arası mesafe kavrama boyunu vermektedir. Kavrama hatvesi ise yine bu doğru üzerinde iki evolvent profil arasındaki mesafedir. Temel daireden başlayarak oluşturulan evolvent profillerin başlangıçları arasındaki yay mesafesi sistemin sorunsuz

Şekil 3.12’de kavrama oranına bağlı kavrama çizgisi üzerinde yük dağılımları ve temas noktaları gösterilmiştir. “A” noktası temas başlangıcı, “E” noktası temastan ayrılma noktalarını ifade etmektedir. Bu iki nokta arası mesafe kavrama boyudur. Bölüm dairesi üzerindeki “C” noktası, yuvarlanma noktasıdır. Düz dişlilerde, kavrama oranının 1’den büyük olduğu dişli çiftlerde temasa yeni başlayan diş profili, temastan ayrılmaya hazırlanan diş profili ile bir süre ortak iletimi sağlarlar. “B” ve “D” noktaları tek diş temasının sınır bölgelerini ifade etmektedir. A-B ve D-E aralığında yük birden fazla diş tarafından taşınmakta, B-D aralığında tek diş tarafından iletilmektedir. B-D aralığında, temas noktasında oluşan yük ve bu bölgede diş dibi ve yüzeyde oluşan gerilmeler daha fazladır. “D” noktası, tek diş temasında diş profili üzerindeki en üst nokta (TDTÜN), “B” en alçak (TDTAN) noktadır.



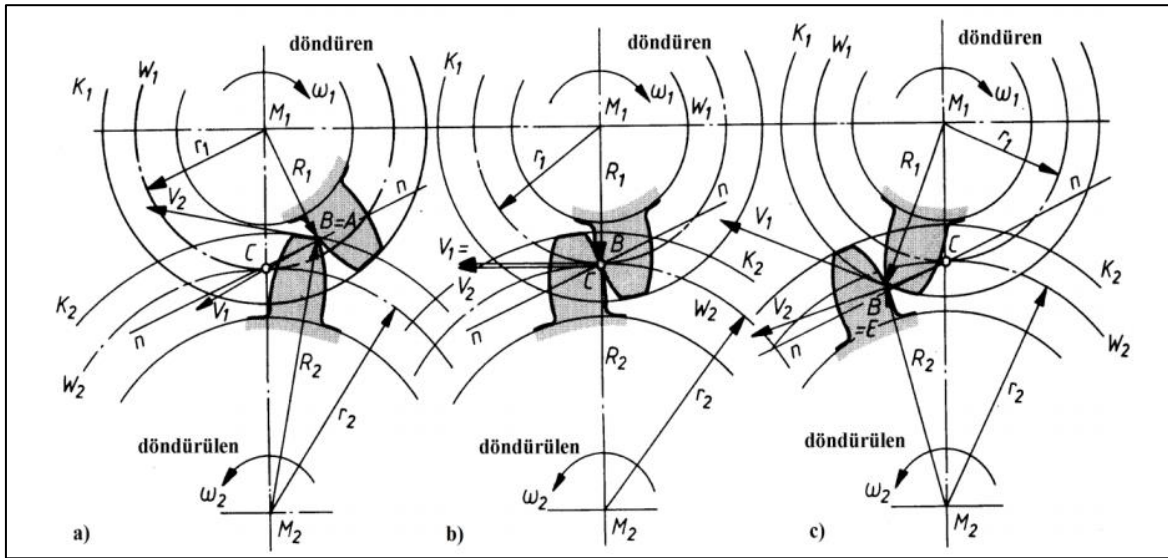
Şekil 3.12. Kavrama çizgisi üzerinde yük dağılımı [21]

3.2.9. Kayma hızı

Dişli çarklarda eş çalışan diş profilleri kavrama doğrusu boyunca yüzeyleri arası kayma ve yuvarlanma hareketi yapmaktadırlar. Yuvarlanma hareketi sadece yuvarlanma noktasında olup, bu noktada kayma olmamaktadır ve hız yön değiştirmektedir. Diş profillerinin temas noktalarının teğetsel hızları arasındaki fark kayma hızı, kayma hızının temas noktasındaki dişli teğetsel hızına oranı özgül kayma denir. Şekil 3.13’te farklı temas noktalarında oluşan hızlar gösterilmiştir. Dişli çarkların V_1 ve V_2 ile ifade edilen çizgisel hızları arasındaki farklar kayma hızını belirlemektedir. Tüm temas durumları için, hızların n-n doğrultusundaki bileşenleri eşittir. Hız bileşenlerinin eşit olmama durumunda, diş

yanaklarında baskı veya ayrılma ortaya çıkar. Temasin yuvarlanma noktasında olduğu durumda hız bileşenleri eşit ve aynı yöndedir. Bu durumda kayma oluşmaz. Temasin yuvarlanma noktasından uzaklaştığı durumlarda kayma hızı yükselir.

Diş yüzeyleri arasında oluşan metal-metal sürtünme hareketi temas sıcaklığını arttırmaktadır. Kayma hızının yüksel olduğu durumlarda temas yüzeylerinde sıcaklık artmakta ve yüzey hasarları meydana gelmektedir. Dişli tasarımı kayma hızının sınırlandırılması gerekmektedir.

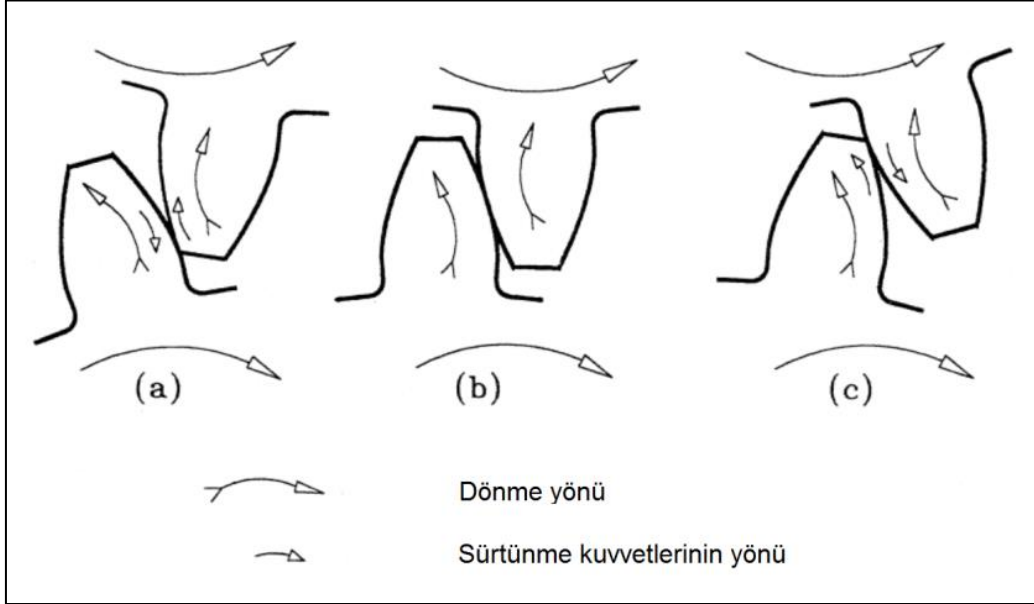


Şekil 3.13. Kavrama durumu ve çevre hızları [56]

3.3. Dişli Çarkların Mukavemeti

Dişli çarklarda hareket ve güç iletimi, kavrama durumundaki diş çiftinin temas noktalarında birbirlerine uyguladıkları kuvvet ile sağlanmaktadır. Dişli temel kanununda belirtilen standartlarda hareket eden dişli çarklarda, tahrik eden dişli çarkın temas noktasından uyguladığı kuvvet kavrama doğrusu eksenindedir ve yuvarlanma noktasından geçmektedir. Uygulanan kuvvet birbiri üzerinde kayma hareketi yapan diş yüzeyleri arasında yuvarlanma noktası dışında bir sürtünme kuvveti meydana getirir. Şekil 3.14'te dönme yönüne göre oluşan sürtünme kuvvetlerinin yönleri gösterilmiştir. Dişli çarklar bu çalışma şartları nedeniyle dinamik zorlanmaya maruz kalmaktadır [57]. Tahrik kuvveti ve oluşan diğer kuvvetler dişli çarklar üzerinde gerilmeler oluşturmakta ve deformasyonlara sebep olmaktadır. Dişli çarklarda kuvvet iletiminde en kritik durum sadece bir diş çiftinin

birbirini kavradığı durumdur. Mukavemet hesapları tüm yükün sadece tek bir diş tarafından taşındığı bu kritik duruma göre yapılır.



Şekil 3.14. Dişli çarklarda temas mekaniği; (a) ilk temas, (b) yuvarlanma noktası, (c) son temas [58]

Dişli çarklar çalışma alanlarına göre çok değişik şartlarda hareket ve güç aktarımını gerçekleştirmektedirler. Çalışma şartlarına göre uygun malzemedan uygun geometride dişlilerin tasarlanması ve uygun şekilde imalatının yapılması çalışma düzeni için büyük önem taşımaktadır. Türbin gibi çok yüksek devirlerde çalışan makinelerde kullanılacak dişli malzemesi, yağlama yağı, imalat teknikleri ve süreci, diş geometrisi, tarım makineleri için ihtiyaç dışı ve gereksiz maliyettir. Dişli çarklarda ortaya çıkan hasarlar, çalışma şartlarına bağlı olan dinamik yüklenmelere dayalı oluşan hasarlar, çalışma şartlarına uygun olmayan tasarımlardan kaynaklı hasarlar, yağlamaya dayalı hasarlar, malzeme kaynaklı hasarlar, imalat kaynaklı hasarlardır. Dişli çarklarda oluşabilecek hasarlar ve aşınma türleri AGMA-1010 F14 standardında belirtilmiştir [59].

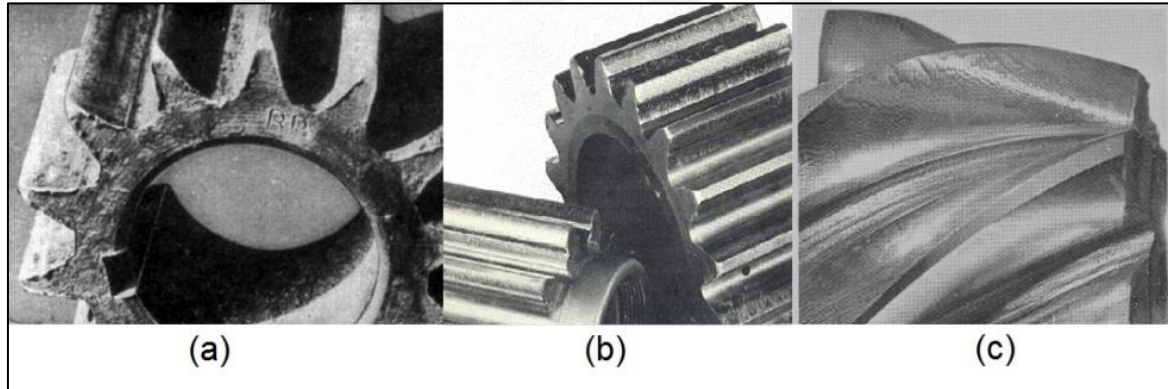
3.3.1. Dişli çarklarda hasar türleri

Dişli çarklarda hareket ve güç iletimi esnasında çeşitli yüzey ve gövde hasarları meydana gelmektedir. Çalışma parametreleri dışında malzeme, yağlama, imalat ve montaj etkileri de hasar oluşumunda etken faktörlerdir. Çizelge 3.2’de dişli çarklarda hasarların sınıflandırması görülmektedir.

Çizelge 3.2. Dişli çarklarda görülen hasar tipleri

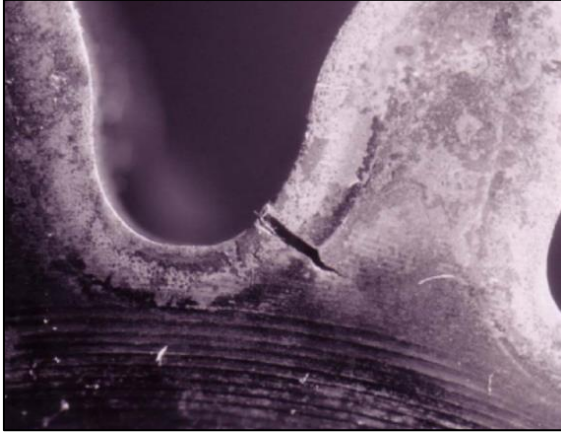
Plastik Deformasyon	Kırılma	Yüzey Yorulma	Aşınma	Çizilme (Scoring)	İmalat
Soğuk Akma	Yorulma Kırılmaları	Karınçalanma (Pitting)	Abrasif Aşındırma	Çizilme Başlangıcı	Sertleştirme Çatlakları
Bombelenme (Ridging)	Aşırı Yük Kırılmaları	Dökülme (Spalling)	Adhesiv Aşınma	Orta seviye Çizilme	Taşlama Çatlakları
Dalgalanma (Rippling)			Korozif Aşınma	İleri seviye Çizilme	
				Donuklaşma (Frosting)	

Plastik deformasyon hasarları: Diş yüzeyinin plastik deformasyonu, yuvarlanma ve kayma etkisi altında yüksek temas stresine maruz kaldığında ortaya çıkan hasar türüdür (Resim 3.1).



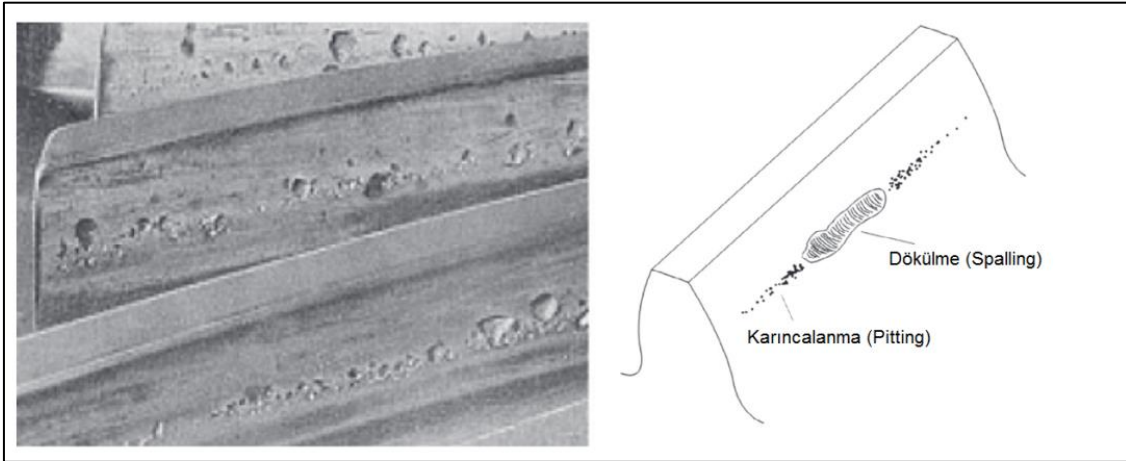
Resim 3.1. Dişli çarklarda plastik deformasyonlar: (a) soğuk akma [60], (b) bombelenme (ridging) [61], (c) dalgalanma (rippling) [61]

Kırılma hasarları: Dişli çarklarda temas halindeki diş çiftlerinin birbirlerine uyguladıkları kuvvet diş dibini zorlayıcı gerilmeler meydana getirir. İşleme ve montajdaki hatalar veya şaftların büyük elastik deformasyonunun bir sonucu olarak diş uzunluğu boyunca yük konsantrasyonundan kaynaklı diş kırılmaları meydana gelmektedir. Çalışma şartlarındaki ani değişiklik, aşırı yük veya dişli çarklarda meydana gelen diğer deformasyonlar diş diplerinde çatlak oluşumunu tetiklemektedir. Diş kırılmaları diş yüzeyinin enine kesitinde meydana gelmektedir (Resim 3.2).



Resim 3.2. Diş dibi bölgesinde çatlak oluşumu [62]

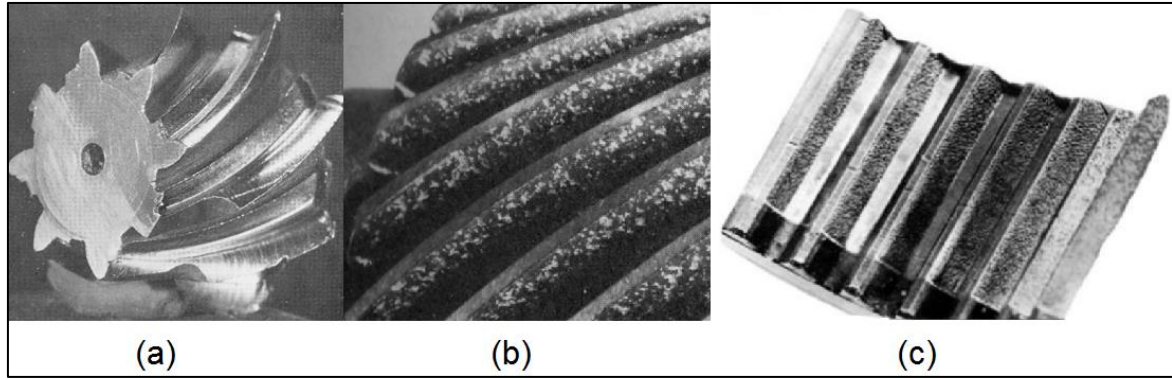
Yüzey yorulma hasarları: Dişli çarklarda malzemesinin emniyetli diş yanağı mukavemetini aşan temas gerilmeleri ile yüklenmesi ve bu tekrarlı çalışması diş yüzeyinde yorulma hasarlarına sebep olmaktadır. Yüzeylerin birbirlerine uyguladıkları yüksek basınç karıncalanma ve pullanma gibi hasarlar oluşturmaktadır. Çalışmaları esnasında birbiri üzerinde kayma hareketi yapan dişliler hasarlı bölgelerde daha yüksek sürtünmelere maruz kalmakta ve oluşan kuvvet yüzeyden parça koparmaktadır. Dişli çarkların çalışma düzenini bozan bu hasar türü diş dibi mukavemetini de etkileyerek çatlak ve kırık oluşma riskini arttırmaktadır (Resim 3.3).



Resim 3.3. Dişli çarklarda yüzey yorulma hasarları [63]

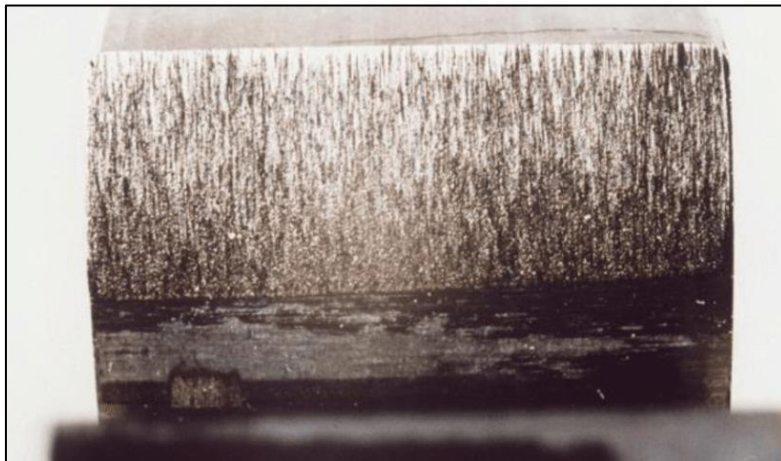
Aşınma hasarları: Dişli yüzeylerinde bulunan metal dolguların sürtünme sebebiyle aşama aşama yüzeyden ayrılmasıdır. Yüzeyde oluşan sürtünme kuvvetinin fiziksel veya kimyasal sebeplerle artması aşınma hasarlarına sebep olmaktadır. Yağlama sistemindeki kirlilik ve istenmeyen yabancı maddelerin sebep olduğu aşınma abrazif aşınmadır [64, 65]. Bu

aşınma genel olarak, malzeme yüzeylerinin kendisinden daha sert olan parçacıklarla basınç altında etkileşip sert parçacıkların malzeme yüzeyinden parça koparması şeklinde gerçekleşmektedir. Temas halindeki yüzeyler, normal kuvvet altında hareket ederken gerçek sürtünme yüzeylerinde oluşan gerilmeler akma sınırını ulaşarak plastik deformasyona uğrar ve temas yüzeylerinde mikro düzeyde birbirlerine kaynama oluşur. Hareketin devamında oluşan mikro kaynaklar koparak çalışma yüzeyinde boşluklar oluşturur. Yüzey pürüzlülüğü, hareket hızı ve temas basıncına bağlı aşınma türü adezif aşınma olarak adlandırılmaktadır [66]. Yağlama yağındaki bulunan kimyasal maddelerin sebep olduğu kimyasal aşınma türü korozyif aşınmadır (Resim 3.4).



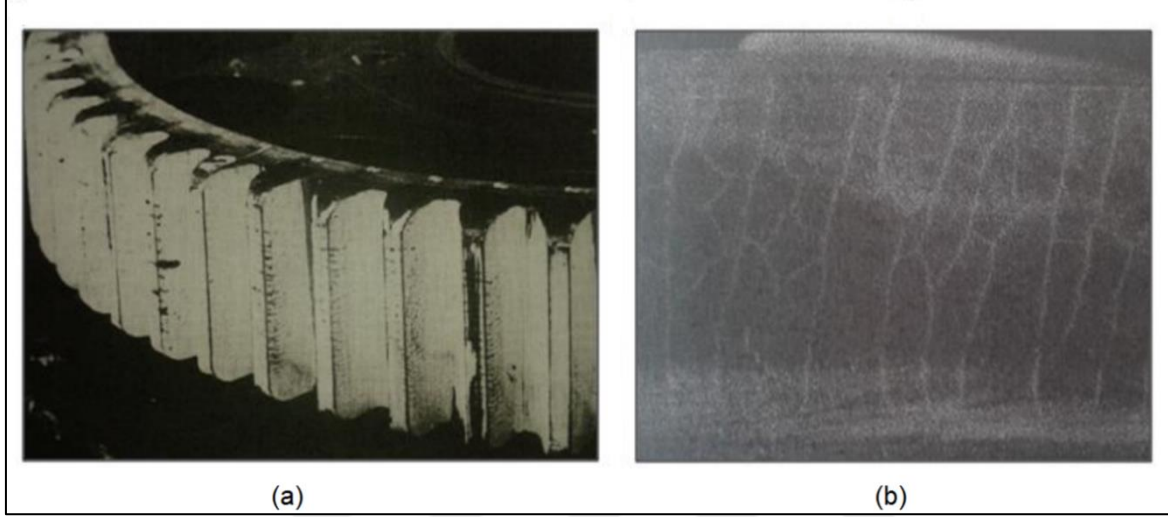
Resim 3.4. Dişli çarklarda aşınma hasarları [61]; (a) abrasif aşınma, (b) adesif aşınma, (c) korozyif aşınma

Çizilme hasarları: Eş çalışan dişli çiftlerde yüzeydeki yağ filminin yırtılması veya yağlama yağının görevini yerine getirememesinin sonucu olarak metal yüzeylerin sürtünmesiyle açığa çıkan yüksek sıcaklıkta oluşan hasar tipidir (Resim 3.5).



Resim 3.5. Dişli çarklarda çizilme hasarı [67]

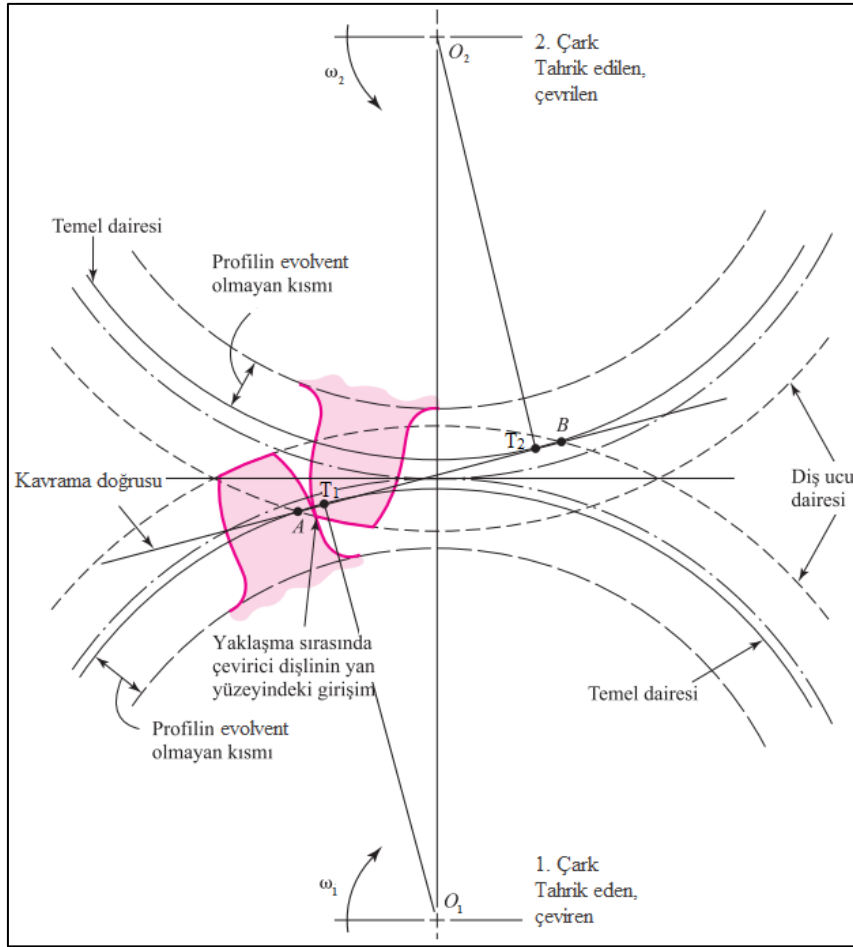
İmalat hasarları: Dişli çarkların imalatı sürecinde ortaya çıkan hasar türüdür. İmalat sonrası yüzey dayanımını arttırmak için yapılan sertleştirme işleminde yüzey gerilmelerine bağlı veya dişli yüzey kalitesini arttırmaya yönelik yapılan taşlama sürecinde taş basıncına bağlı ortaya çıkabilecek hasarlardır (Resim 3.6).



Resim 3.6. Dişli imalat hataları [68]; (a) sertleştirme sonrası çatlaklar, (b) taşlama sonrası çatlaklar

3.3.2. Diş dibi kesilmesi

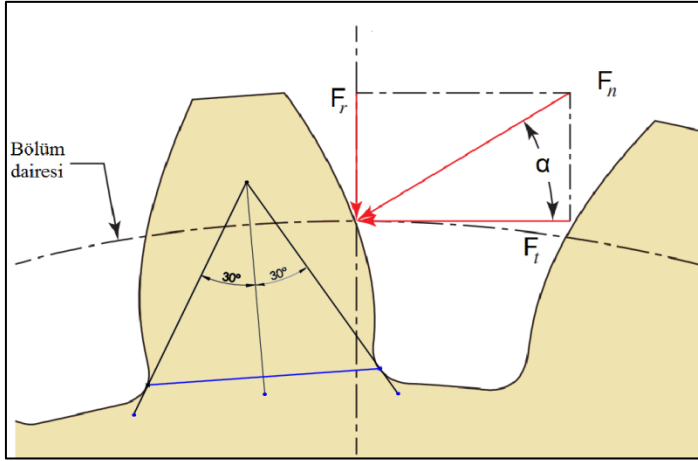
Dişli çarkların çalışması esnasında dişlerin temas yüzeyleri evolvent profilin oluşturduğu bölgelerdir. Profiller arasındaki temasın evolvent profilin başlangıcı olan temel dairenin altında meydana gelmesi durumu dişlilerde girişim olarak tanımlanmaktadır. Evolvent profile sahip diş çiftlerinin hareket ve güç aktarımında birbirlerine ilk ve son temas noktaları kavrama doğrusunun bu iki çarkın temel dairesine teğet olduğu noktalardır. Temasın ilk teğet noktasından önce başlaması ve diğer temas noktasından sonra devam etmesi girişime sebep olmakta ve diş dibi kesilmeleri meydana gelmektedir. Şekil 3.15'te T_1 ve T_2 noktaları kavrama doğrusunun temel dairelere teğet noktasını, A ve B noktaları ise temasın başlangıç ve bitiş noktalarını ifade etmektedir. Teğet noktaları dışında temasın başlaması tahrik eden dişlinin temel dairesi altında girişim olduğunu göstermektedir.



Şekil 3.15. Diş dibi kesilmesi [54]

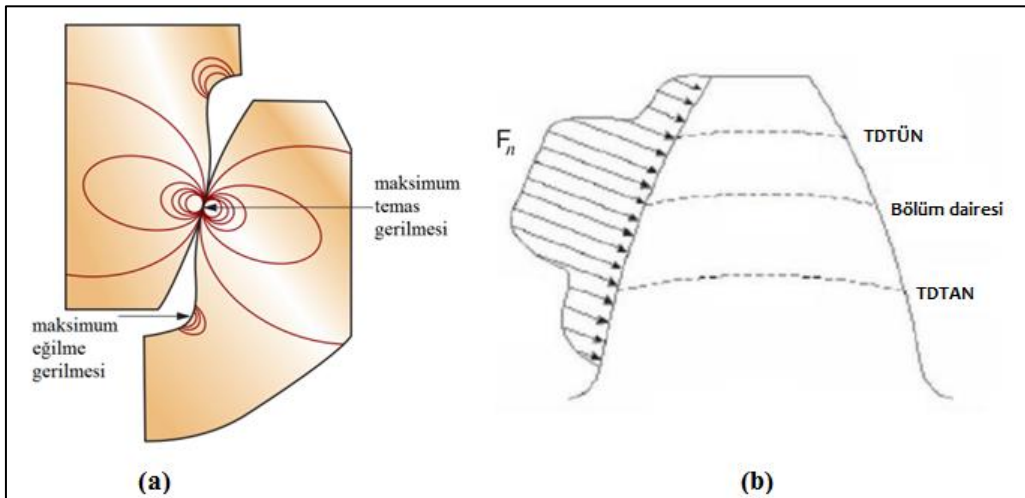
3.3.3. Diş dibi eğilme gerilmesi

Dişli çarklarda diş profilleri kavrama durumunda noktasal temas halindedir. Hareket ve güç iletimi dişlilerin temas noktasında birbirlerine uyguladıkları kuvvet ile aktarılmaktadır. Eş çalışan dişler kuvvetin etkisinde konsol kirişe benzer bir davranış göstermektedir. Dişli merkezini temas noktasına birleştiren doğrunun normali ekseninde oluşan kuvvet diş profilinin dip kısmında eğilme gerilmesine sebep olan moment oluşturmaktadır. Eğilme gerilmesi evolvent profilin diş boşluğunun alt kısmındaki kıvrımda, diş dibindeki 30°'lik teğetlerin temas noktasında maksimum değere ulaşmaktadır. Şekil 3.16'da diş profiline etki eden kuvvetler ve dip kavislere teğet olan doğrular gösterilmiştir.



Şekil 3.16. Diş profiline etki eden kuvvetler

Dişli çarklarda eğilme gerilmesine sebep olan kuvvetin dip kavislerdeki teğet noktalarını birleştiren doğruya olan dik uzaklığı kuvvet kolu olarak tanımlanmaktadır. İletim sürecinde her zaman tek bir dişin kavrama durumunda olduğu varsayımıyla ($\epsilon=1$) kuvvet kolunun maksimum olduğu diş başı bölgesinden etki eden kuvvet, diş dibinde maksimum eğilme gerilmesine sebep olur. Eş çalışan diş profilleri ilk temasa diş başı bölgesinden başlayarak kayma hareketi yapar ve ayrılırken yine bu bölge üzerinden teması sonlandırır. Kavrama oranının artırılması ($\epsilon>1$) aynı anda birden fazla dişin kavrama yaparak tek bir dişe düşen kuvvetin diğer dişlere paylaştırılmasına imkan sağlamaktadır. Dişli çark tasarımında profil kavrama oranının minimum 1,2 olarak tasarlanması önerilmektedir [6, 54, 55]. Şekil 3.17’de kavrama oranının birden büyük, ikiden küçük olduğu ($1<\epsilon<2$) durum için kuvvet dağılımı ve maksimum eğilme gerilmesinin olduğu bölge gösterilmiştir.

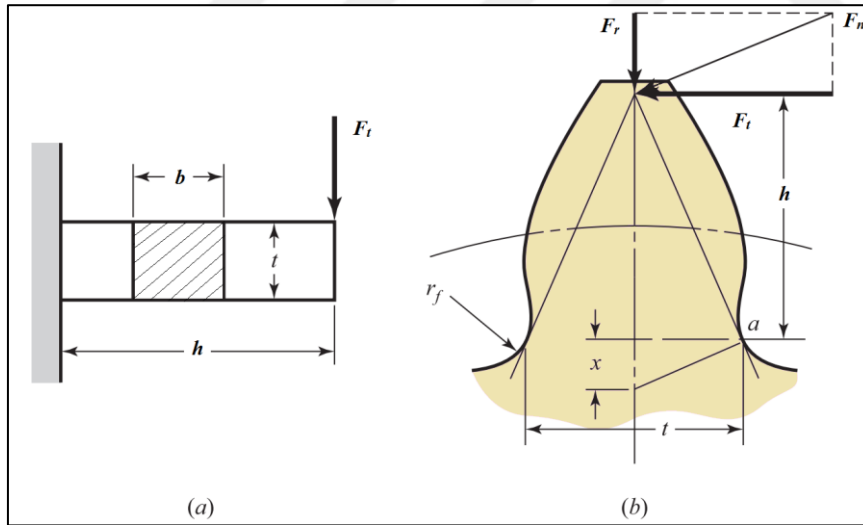


Şekil 3.17. $1<\epsilon<2$ durumunda kuvvet etkisi; (a) maksimum gerilme bölgeleri [55], (b) yük dağılımı [69]

Belirtilen sınır şartı aralığı kavrama oranında yük, iletim esnasında yük dişin belli bölgelerinde birden fazla diş tarafından paylaşılırken, bazı bölgelerde tek diş tarafından taşınmaktadır. Şekil 3.17 (b)'de tek diş temasının, profil üzerindeki en yüksek noktası ve en düşük noktası gösterilmiştir. Bu iki nokta arasında kalan alanda yük tek diş tarafından taşındığından daha yüksek temas kuvvetlerine maruz kalmaktadır [70]. Şekil 3.17 (a)'da yüzey ve diş dibi gerilmeleri için oluşan en yüksek gerilmelerin, dişin orta kısımlardaki teması ile oluşmasının sebebi de bu durumdur.

Lewis eğilme gerilmesi modeli

Wilfred Lewis, düz dişlilerin diş dibi eğilme gerilmelerini ele alan ilk araştırmacıdır. 1893 yılında yaptığı çalışmada diş dibindeki eğilme gerilmelerini hesaplamak üzere günümüzde standartların temel kabul ettiği bir matematiksel model oluşturmuştur. Modelde, yükün dişin uç noktasından konsol kirişe uygulandığı bir varsayım ile hesaplamalar yapmış, diş dibi bölgesindeki gerilmeleri incelemiş ve gerilme hesabı için eşitlik türetmiştir [71].



Şekil 3.18. Diş dibi eğilme gerilmesi modeli: (a) konsol kiriş, (b) evolvent diş profili

Şekil 3.18 (a)'da gösterilen konsol kiriş modeline göre türetilen Lewis eşitliği Eşitlik 3.18-Eşitlik 3.24 aralığında elde edilmiştir. Eşitlik 3.18'de “M” moment, “I” alan atalet moment, “c” tarafsız eksene olan mesafeyi ifade etmektedir.

$$\sigma_b = \frac{M}{I} \cdot c \quad (3.18)$$

$$\sigma_b = \frac{F_t \cdot h \cdot \frac{t}{2}}{\frac{1}{12} \cdot b \cdot t^3} \rightarrow \sigma_b = \frac{6 \cdot F_t \cdot h}{b \cdot t^2} \quad (3.19)$$

Kuvvetin uygulandığı noktadan “h” mesafesi kadar uzaklıkta “t” enine “b” derinliğe sahip dikdörtgen bölgede oluşan gerilme Eşitlik 3.19’da belirtilmiştir.

$$\frac{\frac{t}{2}}{x} = \frac{h}{\frac{t}{2}} \rightarrow x = \frac{t^2}{4 \cdot h} \quad (3.20)$$

Eşitlik 3.20’de üçgen benzerliğinden x mesafesi anlamlı büyüklük haline getirilmiştir.

$$\sigma_b = \frac{F_t}{b \cdot \left(\frac{2}{3}\right)} \cdot \frac{1}{x} \rightarrow \frac{F_t}{b \cdot \left(\frac{2}{3}\right) \cdot x} \cdot \frac{p}{p} \quad (3.21)$$

Gerekli düzenlemeler yapılarak elde edilen eşitlik sadeleştirmeyi kolaylaştırmak adına dairesel adım ile genişletilmiştir. Eşitlik 3.22’de uygulanacak dönüşümler gösterilmiştir. “P” çapsal adım, “y” diş form faktörü, “Y” Lewis form faktörüdür.

$$P = \frac{1}{m} = \frac{\pi}{p} \quad y = \frac{2 \cdot x}{3 \cdot p} \quad Y = \pi \cdot y \quad (3.22)$$

Eşitlik 3.23 ve Eşitlik 3.24 Lewis eşitliği olarak tanımlanmaktadır. Günümüzde diş dibi gerilme hesaplarında kabul edilen standartların temeli Lewis eşitliğine dayanmaktadır [72-74].

$$\sigma_b = \frac{F_t \cdot P}{b \cdot Y} \quad (3.23)$$

$$\sigma_b = \frac{F_t}{b \cdot m \cdot Y} \quad (3.24)$$

ISO 6336 Eğilme Gerilmesi Modeli

Günümüzde diş dibi gerilme hesaplarında kabul edilen standartların temeli Lewis eşitliğine dayanmaktadır. Kuvvet ve form faktörleri dâhil edilerek Lewis modeli geliştirilmiş ve standart haline getirilmiştir. ISO 6336-3 standardında diş dibi gerilme hesapları Eşitlik 3.25 ve Eşitlik 3.26 denklemlerinde belirtilmiştir. Eşitliklerde kullanılan “K” düzeltme faktörleri kuvvetle ilişkili, “Y” düzeltme faktörleri ise diş formu ile ilişkilidir. “F_t” kuvveti teğetsel kuvveti, “b” diş genişliğini, “m_n” ise dişli çarkın modülünü ifade etmektedir.

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (3.25)$$

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (3.26)$$

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot Y_{DT} \quad (3.27)$$

Eşitlik 3.28’de “FP” indisli gerilme ifadesi malzemenin diş dibindeki izin verilebilir gerilme değeri, “FG” indisli gerilme ifadesi ise malzemenin bu bölgedeki gerilme sınırını belirtmektedir. Eşitlikteki σ_{Flim} deneyler sonucu çentiksiz numuneden elde edilen malzemenin sürekli mukavemet değeridir. Bu değer standartta belirtilen tablolardan seçilebilmektedir.

$$\sigma_{FP} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X = \frac{\sigma_{FG}}{S_{F min}} \quad (3.28)$$

Hesaplanan mukavemet değerleri, malzeme mukavemeti ile oranlanarak Eşitlik 3.29’da belirtilen emniyet katsayısı elde edilmektedir.

$$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} \geq S_{F min} \quad (3.29)$$

Kuvvet faktörleri

İşletme Faktörü “ K_A ”

Bir sistem üzerinde hareket ve güç iletimini sağlayan dişli çarkın güç kaynağı veya tahrik edilen sistemden kaynaklanan kuvvet dalgalanması ve zorlanmalara maruz kalması işletme faktörü “ K_A ” ile hesaplamalara dâhil edilmektedir. Çizelge 3.3’te ISO 6336-1 standardında kullanım alanlarına göre işletme faktörü gösterilmiştir. Dişli çark tasarımında işletme faktörü çizelgeden seçilerek mukavemet hesaplamalara dâhil edilir [75].

Çizelge 3.3. İşletme faktörü " K_A "

		Tahrik eden makine			
		Düzenli yüklemeli.	Hafif yüklemeli, düzenli darbeli.	Orta yüklemeli, normal darbeli.	Ağır yüklemeli, kuvvetli darbeli.
Tahrik edilen makine	Düzenli yüklemeli.	1,00	1,25	1,50	1,75
	Hafif yüklemeli, düzenli darbeli.	1,10	1,35	1,60	1,85
	Orta yüklemeli, normal darbeli.	1,25	1,50	1,75	2,0
	Ağır yüklemeli, kuvvetli darbeli.	1,50	1,75	2,0	$\geq 2,25$

Örgü (mesh) yük faktörü “ K_γ ”

Birden fazla aktarım yoluna veya planet dişli sistemlerine sahip aktarma organlarında toplam yük örgüler üzerinde eşit dağılmaz. Dişli çarklarda örgü yapıları arası eşit olmayan yük dağılımının diş dibi eğilme gerilmesi hesaplarına dâhil edilmesi örgü yük faktörü “ K_γ ” ile sağlanır. Çizelge 3.4’de AGMA standartlarında örgü yük faktörünün planet sayısına göre kullanımı gösterilmiştir.

Çizelge 3.4. Planet sayısına göre örgü (mesh) yük faktörü [76]

Uygulama seviyesi	Planet sayısı								Esnek montaj
	2	3	4	5	6	7	8	9	
1	1,16	1,23	1,32	1,35	1,38	1,47	1,52	-	X
2	1,00	1,05	1,25	1,35	1,38	1,47	1,52	1,61	X
3	1,00	1,00	1,15	1,19	1,23	1,27	1,30	1,33	X
4	1,00	1,00	1,08	1,12	1,16	1,20	1,23	1,26	✓

Çizelge 3.4’de belirtilen uygulama seviyeleri planet dişli sistemlerin çalışma ve fiziki özelliklerine göre belirlenmektedir. Uygulama seviyesi 1; tipik büyük ve yavaş dönen planet sistemleri, 2; orta kalite endüstriyel dişlilerden oluşmuş sistemleri, 3; gaz türbinleri gibi hassasiyet gerektiren sistemler üzerindeki yüksek kalite dişli sistemleri belirtmektedir.

ISO 6336-1 standardında bir dişlinin sadece eşleşen dişliyi tahrik ettiği, tek yük dağılımının olduğu sistemler ve örgü yükleri bilinen çok yollu iletim sistemleri için $K_\gamma=1,0$ olarak, toplam teğet yükün münferit ağırlar üzerinde eşit olmayan dağılımlı, çoklu yol iletimlerine sahip dişli sistemleri için $K_\gamma>1,0$ olarak hesaplamalara dâhil edilmesi gerektiği belirtilmiştir [75].

Dinamik faktör “K_V”

Dişli çarkların iletimi esnasında deformasyonlar veya diş profiline bağlı hatalardan kaynaklanan titreşimlerin eğilme gerilmelerine etkisi dinamik faktör “K_V” ile hesaplamalara dâhil edilir. Düz ve helis dişlilerde dinamik faktörün hesaplanması özel durumlar hariç ISO 6336-1’de belirtilen Eşitlik 3.30 ile yapılmaktadır. Eşitlikte “K₁” ve K₂” kalite faktörleri, “K₃” yardımcı faktördür.

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot K_\gamma \cdot \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{v \cdot z_1}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1 + i^2}} \quad (3.30)$$

Yüzey Yük dağılım faktörü “ $K_{F\beta}$ ”

Dişli çark imalatında oluşan hatalar veya çalışma sürecinde elastik ve termik deformasyonlar hareket ve güç iletimi esnasında diş yüzeyindeki yük dağılımının homojenliğini bozmaktadır. Diş yüzeyindeki eşit olmayan yük dağılımları diş dibi kırılmasında yüzey yük dağılım faktörü “ $K_{F\beta}$ ” ile hesaplamalara dâhil edilir. Yük dağılım faktörünün yüzey basıncı üzerindeki etkisi “ $K_{H\beta}$ ” ile ifade edilir. “ $K_{F\beta}$ ” Eşitlik 3.31 ile elde edilmektedir ve “N” ifadesi temas boyu ile diş yükseklik oranı faktörüdür (Eşitlik 3.32). $3 < b/h < 12$ aralığında $N=1$ kabul edilir ve yük dağılım faktörleri yüzey mukavemeti (Eşitlik 3.33) ve diş dibi mukavemeti için eşittir ($K_{F\beta}=K_{H\beta}$)· F_m/b ifadesi Eşitlik 3.34 ile elde edilebilir.

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^N \quad (3.31)$$

$$N = \frac{\left(\frac{b}{h}\right)}{1 + \left(\frac{b}{h}\right) + \left(\frac{b}{h}\right)^2} \quad (3.32)$$

$$K_{H\beta} = \frac{F_{\max}/b}{F_m/b} \quad (3.33)$$

$$F_m/b = (F_m \cdot K_A \cdot K_Y \cdot K_V) / b \quad (3.34)$$

Alın Yük dağılım faktörü “ $K_{F\alpha}$ ”

Alın yük dağılımı sıfıra yakın hızda bir dişli çiftinin temasta meydana gelen maksimum diş yükünün, benzer bir dişli çiftinin karşılık gelen maksimum diş yüküne oranı olarak tanımlanır ve alın yük dağılım faktörü “ $K_{F\alpha}$ ” ile diş dibi eğilme gerilme hesaplarına dâhil edilir. Alın yük dağılım faktörünün yüzey basıncı üzerindeki etkisi “ $K_{H\alpha}$ ” ile ifade edilir. Yük altındaki sapmalar, profil modifikasyonları, imalat hassasiyeti ve doğruluğu, alıştırma etkileri alın yük dağılımına etki eden parametrelerdir.

- Toplam kavrama oranı $\varepsilon_\gamma \leq 2$ için Eşitlik 3.35;

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon_\gamma}{2} \cdot \left(0,09 + 0,4 \cdot \frac{c_{\gamma\alpha} \cdot (f_{pb} - y_a)}{F_{tH}/b} \right) \quad (3.35)$$

- Toplam kavrama oranı $\varepsilon_\gamma > 2$ için Eşitlik 3.36 kullanılarak alın yük dağılım faktörleri hesaplanmaktadır.

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 0,09 + 0,4 \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma}} \cdot \frac{c_{\gamma\alpha} \cdot (f_{pb} - y_a)}{F_{tH}/b} \quad (3.36)$$

Eşitlik 3.35 ve Eşitlik 3.36’da geçen “ $c_{\gamma\alpha}$ ” ifadesi diş rijitliği faktörü, “ f_{pe} ” kavrama taksimatının en büyük sapma değeri, “ y_a ” alışma devri, “ F_{tH} ” etkili çevre kuvvetidir. Eşitlik 3.37’de etkili çevre kuvveti verilmiştir.

$$F_{tH} = F_t \cdot K_A \cdot K_\gamma \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \quad (3.37)$$

Form Faktörleri

Diş form faktörü “ Y_F ”

Diş formunun nominal diş dibi gerilimi üzerindeki etkisi diş form faktörü “ Y_F ” ile diş dibi eğilme gerilme hesaplarına dâhil edilir. Diş form faktörü, karşıt dişlinin hiçbir etkisi olmaksızın diş formunun diş dibi gerilimine olan etkisini göstermektedir [6]. Eşitlik 3.38’de diş form faktörüne ait eşitlik verilmiştir. Kuvvet kolu (h_{Fa}), diş üstü (α_{Fan}) ve normal (α_n) kavrama açısı, diş dibi genişliği (S_{Fn}), modül (m_n) geometrik parametreleri mukavemet hesaplarına form faktörünün bir parametresi olarak dikkate alınır. Form faktörü hesaplanırken kavrama oranına göre değişim gösteren yük dağılımı “ f_ε ” katsayısı ile dikkate alınır. Düz ve helis dişlilerde kavrama oranına göre yük dağılım katsayısı Eşitlik 3.39 – Eşitlik 3.43 aralığında gösterilmiştir.

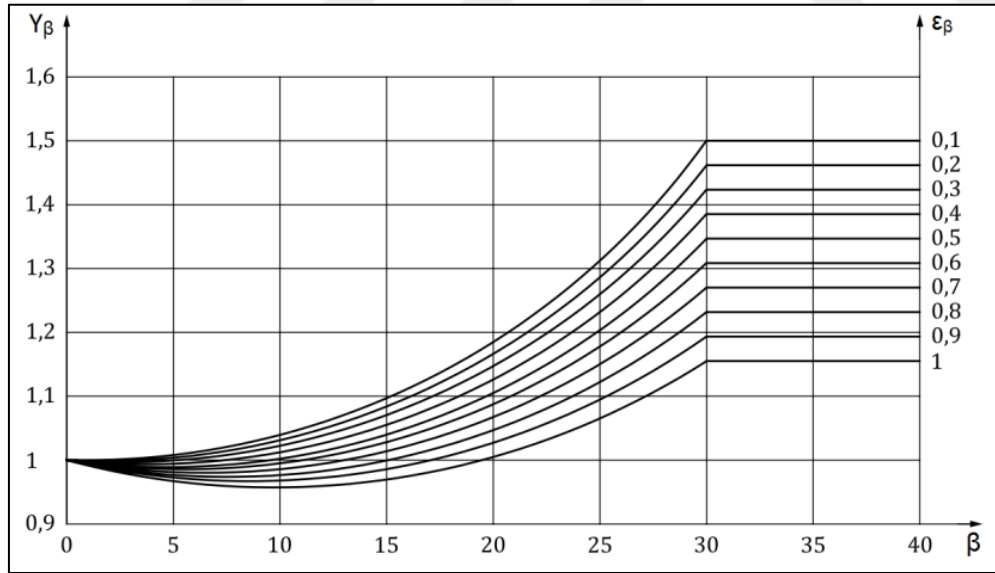
$$Y_S = (1,2 + 0,13 \cdot L) q_s^{\left[\frac{1}{1,21 \cdot \frac{2,3}{L}} \right]} \quad (3.44)$$

$$L = \frac{S_{Fn}}{h_{Fe}} \quad (3.45)$$

$$q_s = \frac{S_{Fn}}{2 \cdot \rho_F} \quad (3.46)$$

Helis faktörü “ Y_β ”

Helis faktörü “ Y_β ” kuvvet dağılımının eğik ve düz dişlideki farkını mukavemet hesaplarına dâhil etmek için kullanılmaktadır. Bir ön değer olarak hesaplanan sanal bir düz dişlinin diş dibi gerilimi, “ Y_β ” helis faktörü vasıtasıyla karşılık gelen helisel dişlinin diş dibi gerilimine dönüştürülür. Şekil 3.20’de helis açısı ve helis kavrama oranına bağlı helis faktörü değişim grafiği gösterilmiş ve hesaplama yöntemi Eşitlik 3.47’de verilmiştir.

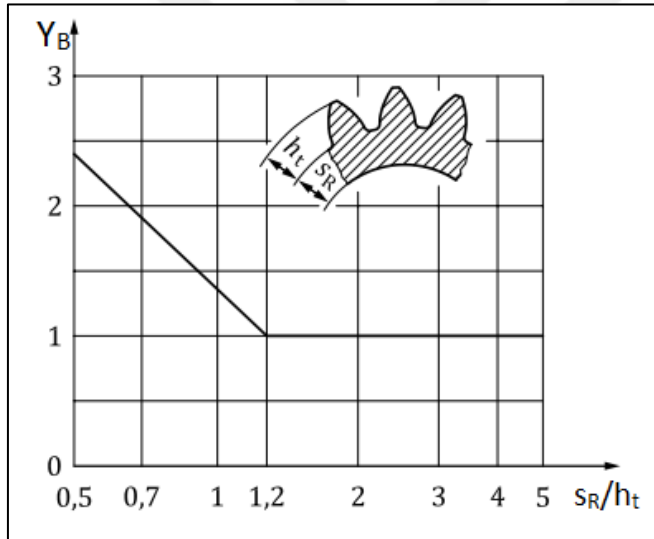


Şekil 3.20. Helis faktörü [77]

$$Y_\beta = \left(1 - \epsilon_\beta + \frac{\beta}{120} \right) \cdot \frac{1}{\cos^3 \beta} \quad (3.47)$$

Çember kalınlığı faktörü “ Y_B ”

Çember kalınlığının diş dibi için tam destek sağlamak için yeterli olmadığı durumlarda, eğilme yorgunluğu arızasının konumu dip kavisinden ziyade dişli çemberinde olabilir. Çember kalınlığı faktörü “ Y_B ” ayrıntılı gerilme hesaplarının mevcut olmadığı durumlarda çember kalınlığı ince dişlileri tanımlamak için kullanılan basitleştirilmiş bir faktördür. Kritik yüklü uygulamalar için bu yöntem daha kapsamlı bir analizle değiştirilmelidir. Şekil 3.21’de destek oranı (s_R/h_t) değişimine bağılı çember kalınlık faktörü gösterilmiştir. Eşitlik 3.48 ve Eşitlik 3.49’da destek oranı değerlerine göre çember kalınlığı faktörü ifade edilmiştir. Destek oranının $s_R/h_t \leq 0,5$ olduğu durum yetersiz mukavemet sebebiyle hesaplamalara dâhil edilmemiştir.



Şekil 3.21.Çember kalınlık faktörü [77]

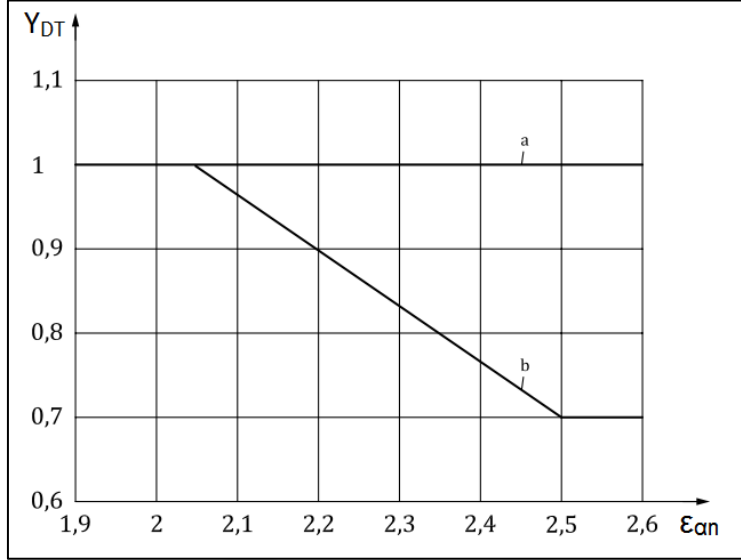
$$s_R/h_t \geq 1,2 \quad \rightarrow \quad Y_B = 1,0 \quad (3.48)$$

$$0,5 < s_R/h_t < 1,2 \quad \rightarrow \quad Y_B = 1,6 \cdot \ln \left(2,242 + \frac{h_t}{s_R} \right) \quad (3.49)$$

Derin diş faktörü “ Y_{DT} ”

Temas oranları $2,05 \leq \varepsilon_{\alpha n} < 2,5$ aralığında olan yüksek hassasiyetli dişliler (grup b) için uygulanan gerçek profil modifikasyonu, nominal diş dibi gerilimi derin diş faktörü “ Y_{DT} ” ile ayarlanır (Eşitlik 3.50-3.52). Şekil 3.22’de temas oranı değişimine göre derin diş

faktörü gösterilmiştir. Şekilde iki farklı değerler kümesi oluşmasının sebebi ISO tolerans aralıklarına göre derin diş faktörü hesaplanmasıdır.



Şekil 3.22. Derin diş faktörü [75]

ISO tolerans sınıfı $> 4 \rightarrow$ grup a

ISO tolerans sınıfı $\leq 4 \rightarrow$ grup b

$$\varepsilon_{an} > 2,5 \quad (\text{grup } b) \rightarrow Y_{DT} = 0,7 \quad (3.50)$$

$$2,05 < \varepsilon_{an} \leq 2,5 \quad (\text{grup } b) \rightarrow Y_{DT} = -0,6666 \cdot \varepsilon_{an} + 2,366 \quad (3.51)$$

$$2,05 \leq \varepsilon_{an} \cap \varepsilon_{an} > 2,05 \quad (\text{grup } a) \rightarrow Y_{DT} = 1,0 \quad (3.52)$$

Malzemenin diş dibi mukavemeti

Malzemenin diş dibindeki mukavemet değeri deney dişlilerinden elde edilmektedir. Deney dişlilerinden elde edilen düzeltme faktörleri “T” indisi ile gösterilmiştir.

Diş dibi devamlı mukavemet değeri, “ σ_{Flim} ”

Standart referans deney numunelerinin test sonuçlarından elde edilen diş dibi sürekli mukavemet değeri, yaygın kullanılan malzemeler için ısıtım süreçleri ve malzemenin

kalitesinin bu değerler üstündeki etkisiyle beraber standartlarda verilen tablolardan seçilebilmektedir [78].

Gerilme düzeltme faktörü “ Y_{ST} ”

Standart referans deney numunelerinin test sonuçlarından elde edilen ISO 6553-1 standardında belirtilen sabit ($Y_{ST}=2$) değerdir.

Ömür faktörü “ Y_{NT} ”

Ömür faktörü “ Y_{NT} ” 3×10^6 yüklenme döngüsünde izin verilen gerilme ile sınırlı bir yüklenme sayısının karşılaştırılmasıyla tolere edilebilen daha yüksek dış dibi gerilimini açıklamaktadır. Dişli çarklarda malzeme ve ısıtma işlemi, yüklenme sayısı, hasar kriteri, süneklik ve kırılma dayanımı, kalıcı gerilme ömür faktörünü etkileyen parametrelerdir. Ömür faktörü tasarım parametrelerine göre tablolardan seçilerek hesaplamalara dâhil edilir.

Göreceli çentik duyarlılık faktörü “ $Y_{\delta relT}$ ”

Yorulmaya veya aşırı yük kırılmasına neden olduğu varsayılan deney numunesinin için hesaplanan dış dibi gerilmesinin, ilgili malzeme gerilme sınırını ne ölçüde aştığı, dinamik veya statik duyarlılık faktörü malzemenin çentik hassasiyetini, malzeme çeşidi ve gerilme değişimine bağlı karakterize eder.

Göreceli yüzey faktörü “ Y_{RelT} ”

Deney numunesinin yüzey kalitesinin dış dibi gerilimi üzerindeki etkisi göreceli yüzey faktörü ile hesaplamalara dâhil edilir.

Boyut faktörü “ Y_X ”

Boyut faktörü “ Y_X ”, malzemeye göre modülün dış dibi mukavemet değerine etkisini göstermektedir. Boyut faktörünün değeri, uygun şekilde ısıtma işlemi tabi tutulmuş, ilgili

malzemedeki farklı boyutlarda dişlilerin belli çalışma koşulları altında güvenilirlik testine dayanmaktadır.

3.3.4. Yüzey Basıncı

Dişli çarklarda hareket ve güç iletimi esnasında eş çalışan dişlerin temas noktalarında dişli hasarlarına neden olan Hertz tipi yüzey basıncı meydana gelmektedir. Diş yüzeyinde oluşan aşınma ve karıncalanma hasarları yüzey üzerinde çatlaklar oluşturarak yüzey pürüzlülüğünü bozmakta ve kayma hareketini engelleyerek dişli çarkın görevini tam olarak yerine getirememesine sebep olmaktadır. Dişli çarklarda mukavemet kontrolü yapılırken diş dibi eğilme gerilmesi yanı sıra tasarımda yüzey mukavemetinin de kontrol edilmesi gerekmektedir (Eşitlik 3.53-3.57). Eşitliklerde “ Z_B ” pinyon için tek diş temas faktörü, “ Z_D ” çark için tek diş temas faktörüdür.

$$\sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (3.53)$$

$$\sigma_{H1} = Z_B \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_\gamma \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad (3.54)$$

$$\sigma_{H2} = Z_D \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_\gamma \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad (3.55)$$

$$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X \quad (3.56)$$

$$S_{H1,2} = \frac{\sigma_{HG1,2}}{\sigma_{H1,2}} \geq S_{Hmin} \quad (3.57)$$

Diş yanağı bölge faktörü “ Z_H ”

Diş yüzeyindeki açı fonksiyonlarının etkisini belirtir. Eşitlik 3.58’de bölge faktörü hesaplama yöntemi verilmiştir.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 a_n \cdot \tan a_w}} \quad (3.58)$$

Malzeme faktörü “Z_E”

Malzeme özelliklerinin yüzey basıncı üzerindeki etkisini belirtir. Elastisite modülü ve poisson sayısı malzeme faktörünü belirlemektedir. Eşitlik 3.59’da hesaplama yöntemi verilmiştir.

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)}} \quad (3.59)$$

Kavrama faktörü “Z_e”

Diş üzerine gelen yükün yanak yüzeyine dağılımının mukavemet hesaplarında dikkate alınması kavrama faktörü ile sağlanır. Helis ve düz dişlilerde kavrama faktörü hesabı Eşitlik 3.60-3.62’de ifade edilmiştir.

$$\varepsilon_\beta = 0 \quad \rightarrow \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{an}}{3}} \quad (3.60)$$

$$\varepsilon_\beta < 1 \quad \rightarrow \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_{an}) \cdot (1 - \varepsilon_{an})}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_a}} \quad (3.61)$$

$$\varepsilon_\beta \geq 1 \quad \rightarrow \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{an}}} \quad (3.62)$$

Helis faktörü “Z_β”

Helis açısının yüzey basıncına etkisini belirten düzeltme faktörüdür (Eşitlik 3.63).

$$Z_{\beta} = \sqrt{\cos\beta} \quad (3.63)$$

Ömür faktörü “ Z_{NT} ”

Yüklenme sayısının yüzey mukavemetine etkisini gösterir.

Yağlama faktörü “ Z_L ”

Yağ ve yağlamanın yüzey mukavemetine etkisini gösterir.

Hız faktörü “ Z_V ”

Çevre hız değerinin yüzey mukavemetine etkisini gösterir.

Yüzey kalite faktörü “ Z_R ”

Yüzey işleme kalitesinin yüzey mukavemetine etkisini gösterir.

Sertlik faktörü “ Z_W ”

Malzemenin sahip olduğu yüzey sertliğinin yüzey mukavemetine etkisini gösterir.

Büyüklik faktörü “ Z_X ”

Modül değerinin yüzey mukavemetine etkisini gösterir.

3.3.5. Profil modifikasyonu

Dişli çarklarda hareket ve güç iletimi, diş profillerinin temas noktalarında birbirlerine uyguladıkları kuvvet ile sağlanmaktadır. Sabit iletim oranının korunması aktarımın temel şartıdır. Evolvent geometrisiyle oluşturulan diş profilleri gibi dişli temel kanununa uygun hareket şartlarını sağlayabilecek tasarımlarda, temas noktalarında oluşan hız bileşenlerinin normali kavrama çizgisi üzerinde ve eşit büyüklükte oluşarak sabit iletim şartını yerine

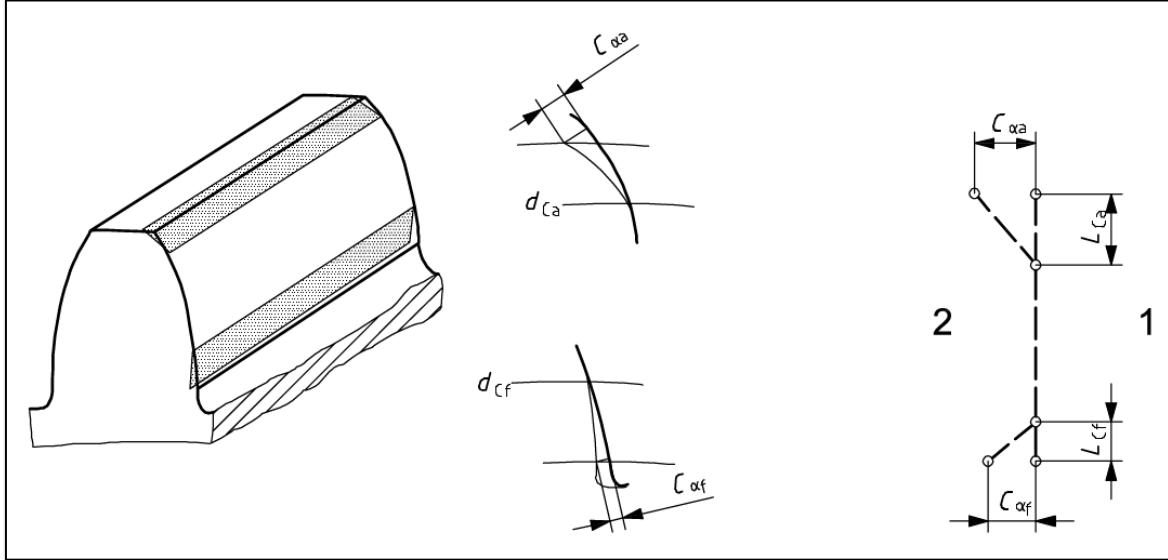
getirmektedir. Evolvent profilin dişli çarklarda kullanılmasının birçok avantajının yanında, montaj ve üretim hatalarına olan hassasiyeti bir dezavantajdır. Profil modifikasyon uygulamalarının amaçlarından biri, bu hatalara karşı diş profilinde ince ayar yapılarak çalışma düzeninin sağlanabilmesidir.

Ağır yüklenmelere maruz kalan dişli çarklarda, diş profillerinde tasarım etkenlerine ve malzemeye bağlı olarak elastik deformasyonlar oluşmaktadır. Dinamik çalışma koşullarında ortaya çıkan esnemeler çalışma parametreleri üzerinde ciddi etkiye sahiptir. Yüksek tork iletiminin olduğu dişli çiftinde, temasta iken elastik deformasyona uğrayan diş profili, temastan çıktığı anda tekrar eski konumuna gelmesi sürecinde titreşimlere sebep olan harmonikler oluşturmaktadır. Elastik deformasyondan dolayı temastaki dişin açılmal olarak gecikmesi, teması girecek yüksüz dişin istenmeyen şekilde teması erken katılmasına sebep olmaktadır. Bu temas, eşlenik hareket şartlarına aykırı, kavrama çizgisi dışında başlamaktadır. Hareketin devamında köşe teması sebebiyle, deformasyondaki dişte girişim meydana gelmektedir. Teorik temas şartları sağlanamadığından hız ve kuvvet bileşenleri de hesap dışı oluşmakta, iletim eksenini kavrama çizgisinden sapmaktadır. Kavrama çizgisi üzerindeki hız bileşenlerinin eşit olmaması sebebiyle temasta ayrılmalar ve basınç artışı oluşmaktadır. Çalışma düzenindeki bu bozukluklar temas sıcaklığı, sürtünmeye harcanan enerji, titreşim genliği, verim gibi parametreler üzerinde negatif etki oluşturmaktadır.

Tahrik dişlisinde aşırı yükten dolayı meydana gelen açılmal sapma ve buna bağlı temas noktalarının kavrama çizgisi üzerinde yer değiştirmesi iletim hatası olarak tanımlanmaktadır. Profil modifikasyon uygulamalarının bir diğer amacı, dinamik çalışma koşullarında ortaya çıkan iletim hatalarını minimuma indirerek, çalışma parametrelerini iyileştirmektir. Profil modifikasyon işlemleri giriş parametrelerine bağlı olarak dişli özelinde yapılan uygulamalardır. Üretim maliyetlerini arttırması sebebiyle ihtiyaç dâhilinde uygulanmaktadır.

Profil modifikasyon ile dinamik çalışma koşullarında, dişli çarklarda teorik hareket şartlarının uygulanabilirliği arttırılmaktadır. Dişli çarklarda en yaygın kullanılan modifikasyon çeşidi, uzun tip lineer diş başı daraltma yöntemidir. Diş dibinden uygulanan yöntemde de sonuç aynı olmasına rağmen, diş dibini incelterek mukavemeti azaltmasından dolayı diş başından yapılan boşaltma daha yaygındır. Şekil 3.23'te ISO 21771 standardında

belirtilen diş dibi ve diş başı daraltma modifikasyonu gösterilmiştir. Belirtilen yöntemlerin herhangi biri uygulanarak temas geciktirilmekte ve teorik kavramaya yaklaştırılmaktadır.



Şekil 3.23. Diş başı ve diş dibi daraltma modifikasyonu [79]

Şekilde belirtilen “ $C_{\alpha a}$ ” diş başı boşaltma miktarını, “ d_{ca} ” modifikasyonun başlangıç çap ölçüsünü tanımlamaktadır. “ L_{Ca} ” genişlik faktörü, yuvarlanma uzunluğunun module oranına eşittir. Aynı ifadeler “f” indisi ile diş dibi için belirtilmiştir.



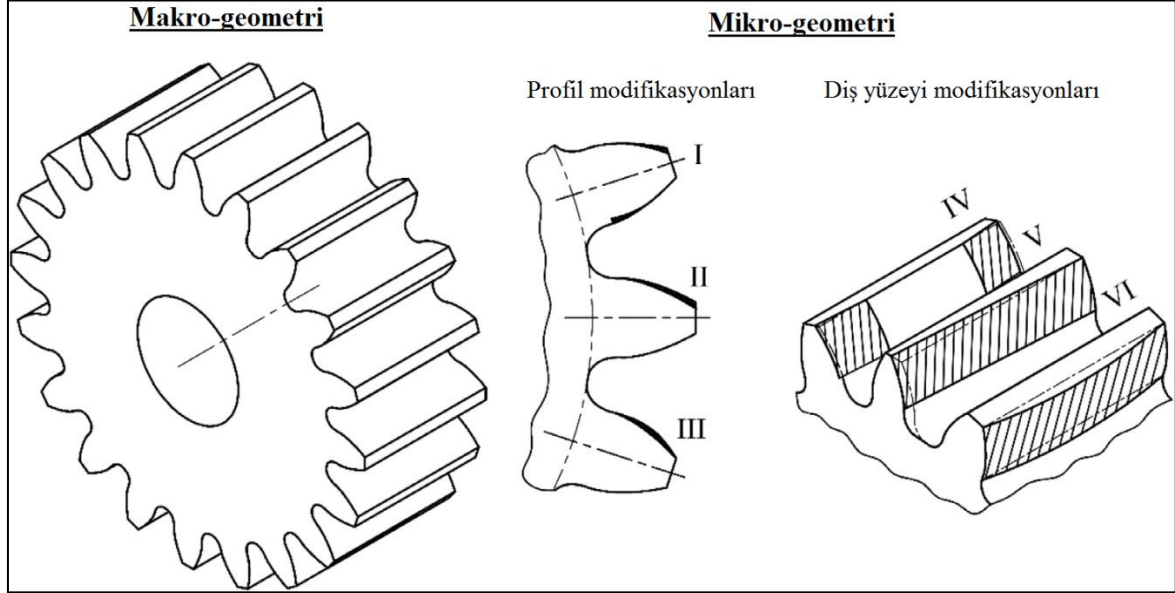
4. MATERYAL VE METOT

Yapılan bu çalışmada sondaj makinesinde çalışan dört kademeli dişli kutusunun makro ve mikro geometri optimizasyonu yapılmıştır. Makro-geometri optimizasyonunda dişli ve diş profiline ait geometrik parametrelerin diş dibi ve yüzey mukavemeti için uygun değerleri elde edilmiştir. Modül, kavrama (basınç) açısı, helis açısı, profil kaydırma katsayısı, diş genişliği, kalite değerleri değişimine göre çözüm yapılarak diş dibi ve yüzey mukavemeti için optimal dişli varyasyonu aranmıştır. Makro-geometri optimizasyon çalışmasında üretim maliyetleri dikkate alınarak standart ölçülerin kullanımına öncelik verilmiştir. Mikro düzeyde yapılan işlemler diş profilinde ve diş geometrisinde yapılan değişiklikleri ifade etmektedir. Yapılan mikro-geometri optimizasyon çalışmasında diş başı daraltma işlemi uygulanmıştır. Diş profilinde tek diş temasının en yüksek noktası referans alınarak, giriş parametrelerine göre diş başı daraltma miktarının optimal ölçüsü elde edilmiştir. Mikro-geometri optimizasyon çalışmasında temel amaç, dişli çarklarda imalat, montaj, aşırı yük gibi sebeplerden dolayı oluşan iletim hataları ve dinamik yükleri azaltarak eşlenik hareketin düzgün şekilde oluşmasını sağlamaktır. Mikro-geometri optimizasyonunun çalışma düzeni üzerindeki etkisi her dişli çifti için yapılan çözümün optimal sonuçlarında gösterilmiştir.

Şekil 4.1’de dişli çarklarda optimizasyon çalışmalarının yapıldığı geometriler gösterilmiştir. Makro-geometri ile ifade edilen dişli üzerindeki temel büyüklüklerdir. Modül, kavrama açısı, eksenler arası mesafe, diş genişliği, helis açısı, diş sayısı makro seviyedeki diş geometrisini oluşturmaktadır. Mikro geometri, diş profili veya diş yüzey geometrisidir. Şekilde diş profilinde ve diş yüzeyinde yapılan modifikasyonlar verilmiştir. “I” numara ile gösterilen işlem bu çalışmada uygulanan diş başı daraltma (Tip relief) ve diş dibi daraltma (Root relief) işlemidir. “II” numara ile kavrama açısı modifikasyonu, “III” numara ile profil bombe modifikasyonu gösterilmiştir. Diş yüzeyine uygulanan modifikasyonlar, “IV” numara ile diş ucu boşaltma, “V” numara ile yüzey açısı, “VI” ile bombelemidir.

Diş başı veya diş dibinden uygulanan profil modifikasyonların çalışma parametreleri üzerine etkisi aynıdır. Plastik deformasyon sebebiyle oluşan erken temas, temas yüzeylerinin herhangi birinde yapılan boşaltma ile engellenebilir. Diş dibinden yapılan

modifikasyonlarda, diş dibi gerilmeleri artacağından diş başı bölgesinden yapılan uygulamalar daha yaygındır.

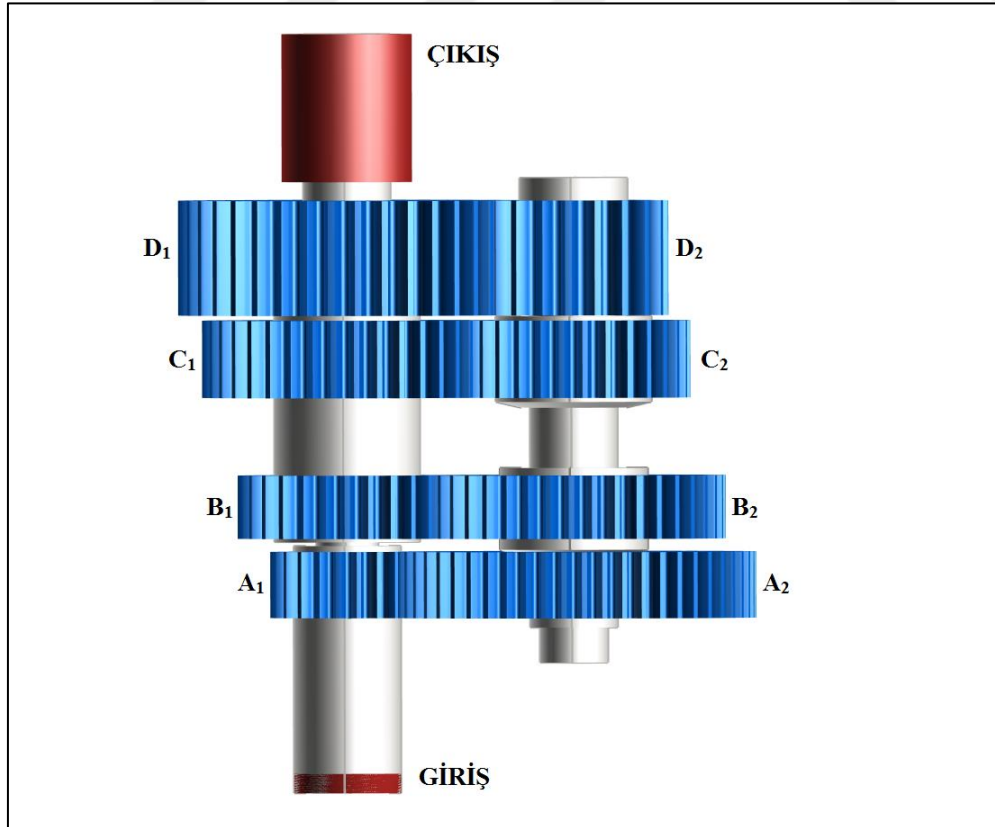


Şekil 4.1. Dişli ve diş optimizasyon geometrileri [13]

4.1. Referans Dişli Kutusu

Çalışmada referans alınan dişli kutusu, sondaj makinelerinde hidro-motordan aldığı tahriki uygun redüksiyon oranına indirgeyerek ikinci dişli kutusuna aktaran ara şanzıman görevindedir. Dişli kutusu dört vites kademesi ve üç ana milden oluşmaktadır. Hidro-motordan alınan hareket, ilk üç vites kademesinde giriş mili - ara mil - çıkış mili yolunu izlerken, dördüncü vites kademesinde, giriş ve çıkış milleri arasındaki kilit mekanizması yardımıyla hareket doğrudan giriş milinden çıkış miline aktarılır. Dişli kutusu optimizasyonunda anlaşılabilirliği arttırmak amacıyla çalışmada diş çiftlerine isimlendirme yapılmıştır (Şekil 4.2). Sistemde dört dişli çifti ile üç vites kademesi oluşturulmuştur. “A” grup dişliler sürekli iletimde olan, hareketin giriş milinden, ara mile geçişini sağlayan dişli setidir. Hidro-motordan gelen 509 Nm tork ve 3900 rpm hareket A_1-A_2 dişli çifti üzerinden $i_A=2,434$ iletim oranıyla 1239 Nm ve 1602 rpm olarak ara mile aktarılır. Bu tork ve devir değerleri “B, C, D” grup diş setlerinin giriş şartları oluşturmaktadır. Ara mildeki hareketin “B, C, D” grup dişli çiftlerinin herhangi biri üzerinden çıkış miline aktarılmasıyla, seçilen gruba göre üç vites kademesi oluşmuş olur.

Hareketin “D” grup üzerinden aktarılmasıyla birinci vites kademesi oluşur. D_1 - D_2 dişli çifti $i_D=1,95$ iletim oranına sahiptir. Ara mildeki 1239 Nm ve 1602 rpm hareket bu dişli çifti üzerinden 2416 Nm ve 821 rpm tork ve devir değerlerinde çıkış miline aktarılır. “A ve D” grup dişlilerin ortak çalışmasıyla oluşan birinci vites kademesinin toplam redüksiyon oranı $i_1=4,75$ ’dir. Hareketin “C” grup üzerinden aktarılmasıyla ikinci vites kademesi oluşur. C_1 - C_2 dişli çifti $i_C=1,218$ iletim oranına sahiptir. Ara mildeki 1239 Nm ve 1602 rpm hareket bu dişli çifti üzerinden 1509 Nm ve 1315 rpm tork ve devir değerlerinde çıkış miline aktarılır. “A ve C” grup dişlilerin ortak çalışmasıyla oluşan ikinci vites kademesinin toplam redüksiyon oranı $i_2=2,96$ ’dır. Hareketin “B” grup üzerinden aktarılmasıyla üçüncü vites kademesi oluşur. B_1 - B_2 dişli çifti $i_B=0,707$ iletim oranına sahiptir. Ara mildeki 1239 Nm ve 1602 rpm hareket bu dişli çifti üzerinden 1752 Nm ve 2265 rpm tork ve devir değerlerinde çıkış miline aktarılır. “A ve B” grup dişlilerin ortak çalışmasıyla oluşan üçüncü vites kademesinin toplam redüksiyon oranı $i_3=1,72$ ’dir. Şekil 4,2’de optimizasyon öncesi referans dişli kutusunun KISSsys ticari yazılımı ile oluşturulan tasarım modeli gösterilmiştir. Çizelge 4.1’de dişli kutusuna ait dişli çiftlerin geometrik parametreleri ve mukavemet değerleri verilmiştir.



Şekil 4.2. Optimizasyon öncesi referans dişli kutusu

Çizelge 4.1. Referans dişli kutusu parametreleri

	Optimizasyon öncesi değerler			
	A_1-A_2	B_1-B_2	C_1-C_2	D_1-D_2
S_F	1,104	1,127	1,036	1,288
S_H	0,791	0,826	0,785	0,837
i	2,434	0,707	1,218	1,95
m [mm]	3,175 / 8 DP	3,6286 mm / 7 DP	3,6286 mm / 7 DP	4,233 mm / 6 DP
x	0	0	0	0
β [°]	0	0	0	0
α [°]	20	20	20	20
b [mm]	34	32,5	39,7	60
kalite	6	6	6	6

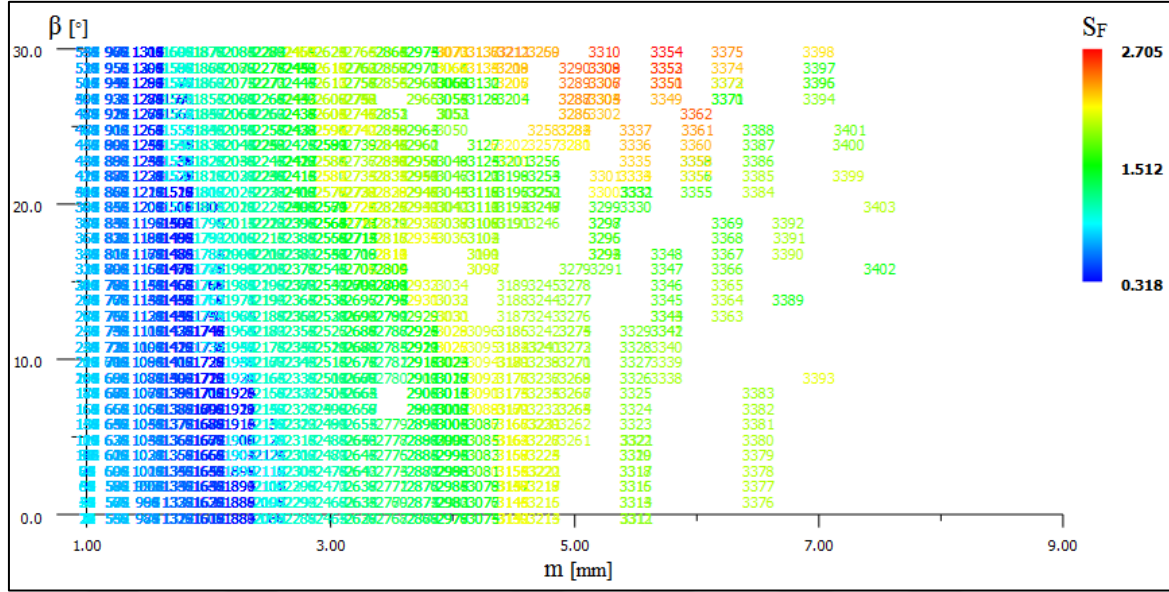
4.2. Makro-Geometri Optimizasyonu

4.2.1. A_1-A_2 dişli çifti makro-geometri optimizasyonu

Optimizasyonun ilk adımında temel değerler geniş aralıkta seçilerek dişli mukavemeti üzerindeki etkileri incelenmiştir. Değişken parametreler ve çözüm aralığı Çizelge 4.2’de belirtilmiştir. Diğer parametreler referans dişli kutusunda belirtilen değerlerde kabul edilmiştir. Yapılan hesaplamada 3403 farklı dişli çifti elde edilmiştir. Kayma hızı ve alt kesme çözüm başlangıcında sınırlandırılmıştır. Elde edilen dişli varyasyonları için diş dibi mukavemeti Şekil 4.3’te, yüzey mukavemeti Şekil 4.4’de gösterilmiştir. Optimizasyonun ilk adımında elde edilen grafik, yeni hesaplamaya dâhil edilecek değer aralığı tespitinde bilgi vermektedir. Şekil 4.3 incelendiğinde diş mukavemeti için çözümün büyük çoğunluğunun hedef değer üzerinde olduğu görülmektedir. Bu dişli çifti için optimizasyon öncesi de diş dibi mukavemeti kabul edilebilir seviyelerdedir. Optimizasyon işlemine, diş dibi mukavemeti için sınır şartı tanımlanarak, yüzey mukavemetini arttırmaya yönelik bir strateji ile devam edilecektir.

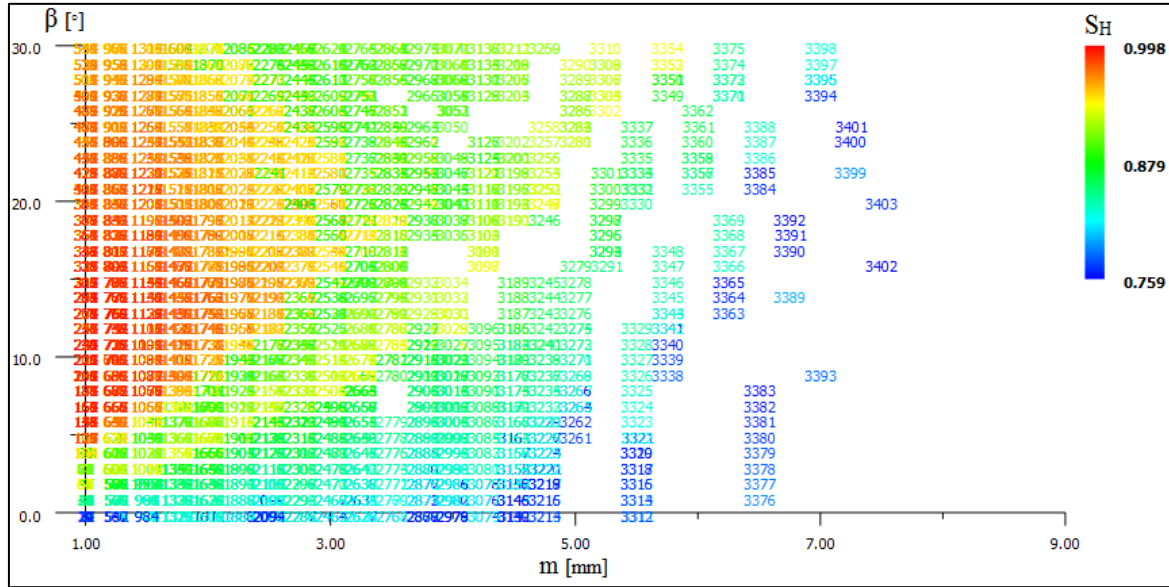
Çizelge 4.2. A_1-A_2 dişli çifti 1. çözüm değişken parametreleri

1. Çözüm	
Modül	1-8 mm
Helis	0-30°
3403 sonuç	



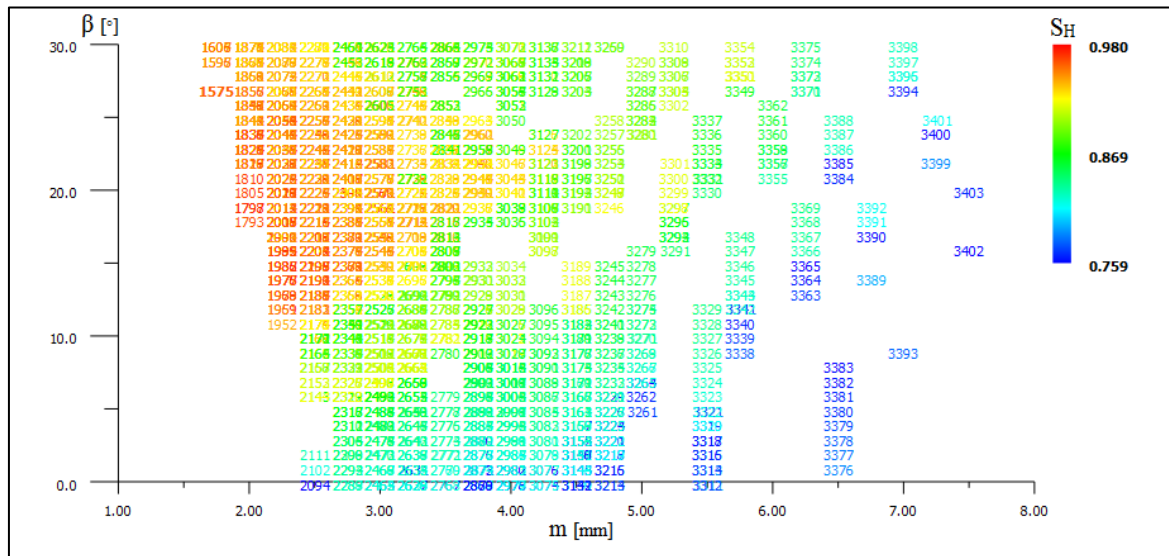
Şekil 4.3. A_1 - A_2 dişli çifti için modül ve helis açısına göre diş dibi mukavemeti

Helis açısı ve modül değerlerinin tanımlanan aralıkta çözümü ile elde edilen dişli varyasyonları için yüzey mukavemeti Şekil 4.4'te gösterilmiştir. Grafikte yüzey mukavemeti renk skalası ile belirtilmiştir. Diş dibi mukavemeti için herhangi bir sınır şartı tanımlaması yapılmadan, çözüme dâhil edilen değişkenlerle ulaşılabilecek en yüksek yüzey mukavemet katsayısı 0,998 olarak tespit edilmiştir. Yüzey mukavemetinin en yüksek olduğu küçük modül bölgeleri diş dibi mukavemeti için yeterli mukavemeti sağlayamamaktadır. Şekil 4.4'te bu bölgeler gösterilmiştir. Diş dibi mukavemeti için $S_{Fmin} \geq 1$ sınır şartı uygulanarak elde edilen yeni grafik Şekil 4.5'te gösterilmiştir.



Şekil 4.4. A_1 - A_2 dişli çifti için modül ve helis açısına göre yüzey mukavemeti

Yapılan çözümde elde edilen 3403 dişli varyasyonu, dış dibi için uygulanan sınır şartı ile 1404 e düşürülmüştür. 1,5-3,5 mm modül ve 10° - 30° helis açısı aralığında kırmızı ve turuncu rengin yoğun olduğu çözüm bölgesi yüzey mukavemeti için en yüksek değerlerin elde edildiği bölgeyi tanımlamaktadır. 2-3,5 mm modül ve 12° - 30° helis açısı aralığında yüzey mukavemeti emniyet faktörü $S_{Hmin} \geq 0,95$ değer aralığındadır. Elde edilen optimal bölge için Çizelge 4.3'te verilen parametrelere göre yeni bir çözüm yapılarak basınç açısı optimize edilmiştir.

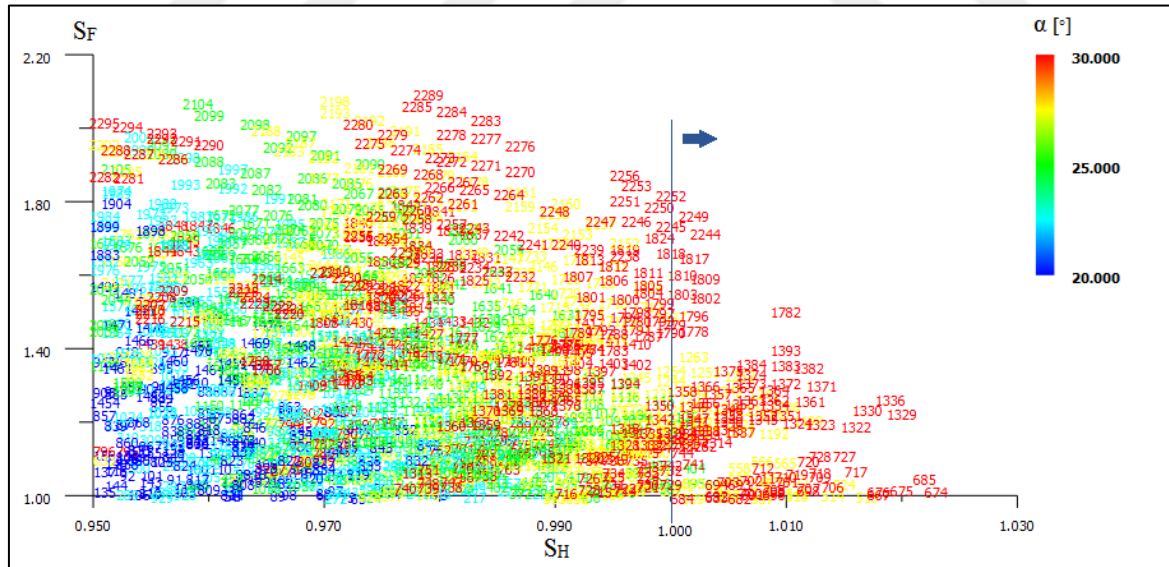


Şekil 4.5. A_1 - A_2 dişli çifti için $S_{Fmin} \geq 1$ sınır şartında modül ve helis açısına göre yüzey mukavemeti

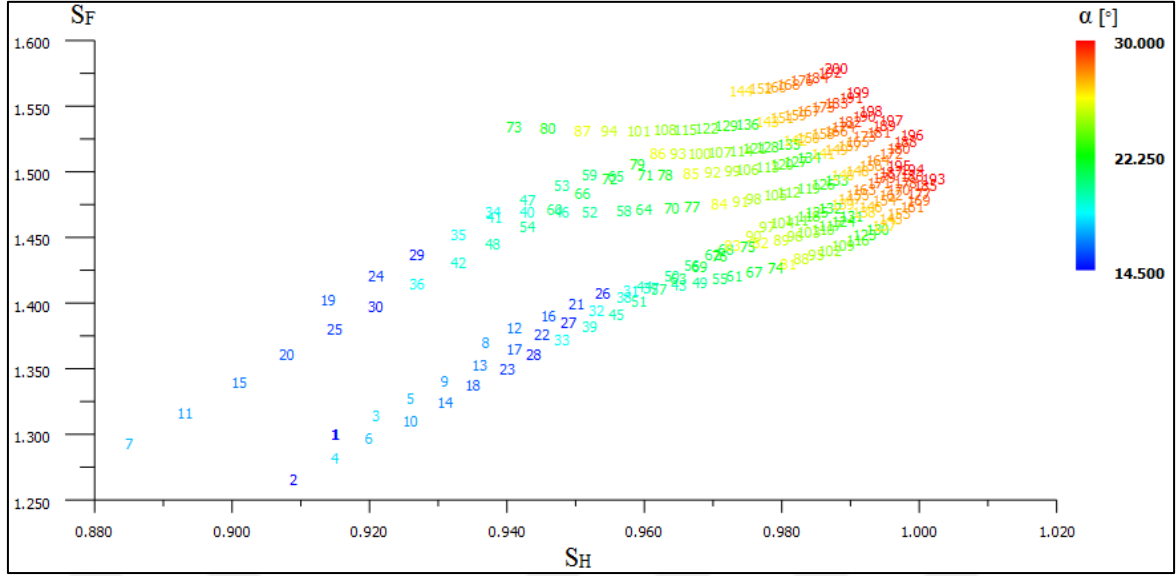
Çizelge 4.3. A₁-A₂ dişli çifti 2.çözüm değişken parametreleri

2. Çözüm	
Modül	2-3,5 mm
Helis açısı	12-30°
Basınç açısı	20-30
2295 sonuç	

Optimizasyonun bu aşamasında basınç açısının diş dibi ve yüzey mukavemeti üzerindeki etkisi tahlil edilerek optimal değerin tespiti yapılmıştır. Birinci çözümden elde edilen değer aralığı bu aşamada basınç açısı ile beraber yapılan hesaplamalara dâhil edilmiştir. Çizelge 4.3'te değişken parametreler ve elde edilen dişli çifti varyasyonu gösterilmiştir. $S_{Fmin} \geq 1$ ve $S_{Hmin} \geq 0,95$ sınır şartları uygulanarak toplam sonuç 1623'e indirilmiştir. Basınç açısı değişimine göre diş dibi ve yüzey mukavemet değerleri Şekil 4.6'da gösterilmiştir. Basınç açısındaki artışla beraber dişli mukavemetinde iyileşme gözlemlenmiştir. Yüzey mukavemeti için emniyet katsayısına çizilen dik çizginin sağında kalan bölüm dişli mukavemeti için yeterli şartları sağlamaktadır ve optimal çözüm bölgesi olarak belirlenmiştir.

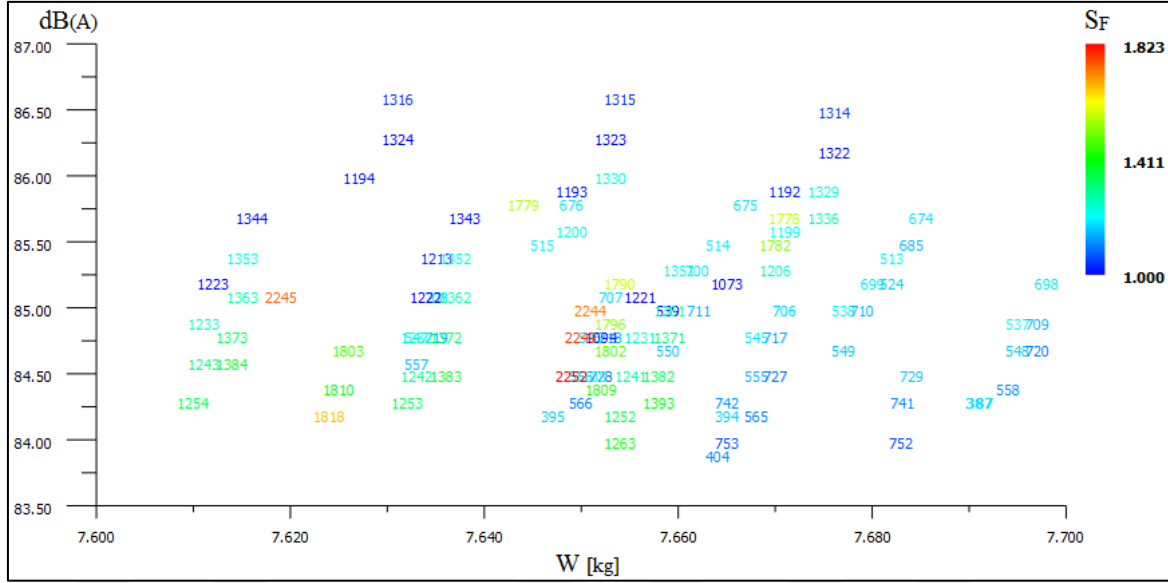
Şekil 4.6. A₁-A₂ dişli çiftinde kavrama açısına göre mukavemet değerleri

Basınç açısı değişiminin sabit modül ve helis açısı değerlerinde dişli mukavemetine etkisi Şekil 4.7'de gösterilmiştir. 3 mm modül ve 20° helis açısı varsayımında A₁-A₂ dişli çifti için basınç açısındaki artış diş dibi ve yanak mukavemetinde kayda değer bir iyileşme sağlamıştır. A₁-A₂ dişli çifti için basınç açısı 30° kabul edilmiştir.



Şekil 4.7. Sabit helis açısı ve modül değerinde basınç açısına göre mukavemet değerleri

Birinci dişli çifti için modül, helis açısı ve basınç açısı optimize edilerek diş dibi ve yüzey mukavemetinde hedef değerlere ulaşılan 159 dişli varyasyonundan oluşan optimal çözüm bölgesi elde edilmiştir. Şekil 4.8’de optimal çözüm bölgesindeki 159 dişli çiftin kütle, gürültü ve diş dibi mukavemeti değerleri gösterilmiştir. 1818 numaralı çözümde yüksek diş dibi mukavemeti, en düşük gürültü seviyesi ve ortalamanın çok altında kütle değeri elde edilmiştir. A₁-A₂ dişli çifti için 1818 numaralı çözümünden elde edilen dişli varyasyonu kabul edilmiştir. Çizelge 4.4’de 1818 numaralı çözümün profil kaydırma katsayısı kontrolü gösterilmiştir.



Şekil 4.8. A_1 - A_2 dişli çiftinde optimal çözüm bölgesinin kütle, gürültü ve diş dibi mukavemeti

Profil kavrama oranı için yapılan kontroller neticesinde “7” numara ile gösterilen çözüm uygun bulunmuştur. Hedef mukavemet değerini sağlayan diğer varyantlara kıyasla kütlesi fazla olmasına rağmen diş genişliği ve kalite kontrolünde bu değer azaltılacaktır. Mukavemet toleransının daha yüksek olması sebebiyle diş genişliği azaltma işlemi için daha uygun çözüm olarak kararlaştırılmıştır.

Çizelge 4.4. A_1 - A_2 dişli çifti profil kaydırma katsayısı kontrolü

No	a [mm]	m [mm]	α [°]	β [°]	z_1	z_2	x_1	x_2	S_{Fmin}	S_{Hmin}	W [kg]	T_{max}/W [Nm/kg]	dB(A)
1	127	3	30	23	22	54	0,2135	0,8707	1,510	0,982	7,676	63,987	84,40
2	127	3	30	23	22	54	0,3135	0,7707	1,513	0,980	7,649	63,948	84,40
3	127	3	30	23	22	54	0,4135	0,6707	1,515	0,978	7,622	63,888	84,40
4	127	3	30	23	22	55	0,0526	0,4635	1,536	0,983	7,717	63,690	84,20
5	127	3	30	23	22	55	0,1526	0,3635	1,543	0,980	7,689	63,634	84,20
6	127	3	30	23	22	55	0,2526	0,2635	1,546	0,978	7,662	63,553	84,30
7	127	3	30	23	23	56	-0,2493	-0,3185	1,669	1,007	7,651	67,479	83,90
8	127	3	30	23	23	56	-0,1493	-0,4185	1,685	1,005	7,624	67,399	83,90
9	127	3	30	23	23	56	-0,0493	-0,5185	1,696	1,002	7,598	67,283	84,00

Çizelge 4.5’te optimizasyon neticesinde elde edilen dişli çifti parametreleri gösterilmiştir. Sütun “A” da referans dişli kutusunda kullanılan diş genişliği ve kalite değerleri için optimal dişli çiftinin geometrik parametreleri ve mukavemet değerleri gösterilmiştir.

İmalat sürecine taşlama dâhil edileceği öngörüsüyle diş kalitesi 5'e yükseltilerek elde edilen değerler "B" sütununda gösterilmiştir. Kalitenin artırılmasıyla diş genişliği azaltılarak, değerleri "C" sütununda verilen, mukavemet şartlarını sağlayan daha hafif dişli çark elde edilmiştir. Yapılan bu işlem sayesinde dişli çifti 0,243 kg hafifletilerek birim kütle (kg) başına tork kapasitesi arttırılmıştır.

Çizelge 4.5. A₁-A₂ dişli çifti optimize edilmiş parametreler

	A		B		C	
A ₁ -A ₂	Pinyon	Çark	Pinyon	Çark	Pinyon	Çark
z	23	56	23	56	23	56
α°	30		30		30	
β°	23		23		23	
Kalite	6		5		5	
b [mm]	34	34	34	34	32,92	32,92
D _p [1/inç]	8,467		8,467		8,467	
m [mm]	3		3		3	
ε	1,257		1,257		1,257	
ε_β	1,410		1,410		1,365	
ε_γ	2,667		2,667		2,622	
a [mm]	127		127		127	
W [kg]	7,651		7,651		7,408	
T _{max} /W	67,479		68,588		68,654	
dB(A)	83,9		83,8		83,8	
x	-0,2493	-0,3185	-0,2493	-0,3185	-0,2493	-0,3185
S _F	1,669	1,832	1,692	1,857	1,639	1,800
S _H	1,007	1,035	1,015	1,043	1,000	1,027

4.2.2. B₁-B₂ dişli çifti makro-geometri optimizasyonu

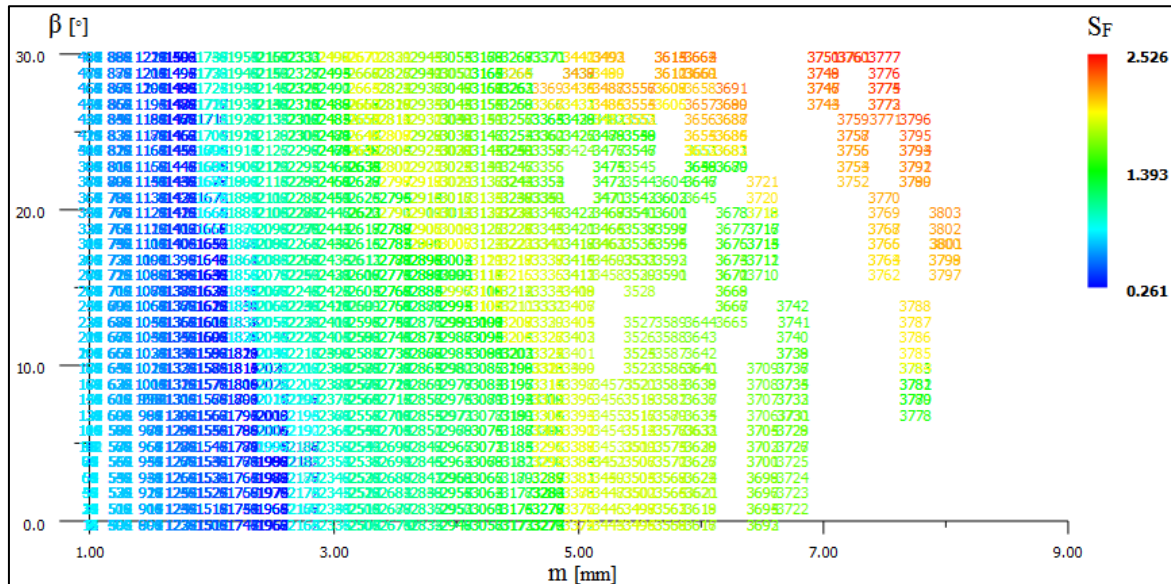
A₁-A₂ dişli çiftinde izlenilen işlem sırası B₁-B₂ dişli çifti için de uygulanmıştır. Optimal değer aralığının belirlenebilmesi amacıyla olabilecek en geniş değer aralığı giriş şartları olarak belirlenmiştir. Değişken parametreler ve çözüm aralığı Çizelge 4.6'da belirtilmiştir. Diğer parametreler referans dişli kutusu ile eşdeğer kabul edilmiştir. Yapılan hesaplamada 3803 farklı dişli çifti elde edilmiştir. Kayma hızı ve alt kesme çözüm başlangıcında sınırlandırılmıştır. Elde edilen dişli varyasyonları Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da değişken parametrelere değerlerine göre diş dibi ve yüzey mukavemeti ayrı ayrı gösterilmiştir.

Optimizasyonun ilk adımında elde edilen grafikler yeni hesaplamaya dâhil edilecek değer aralığı tespitinde ve genel mukavemet konusunda bilgi vermektedir.

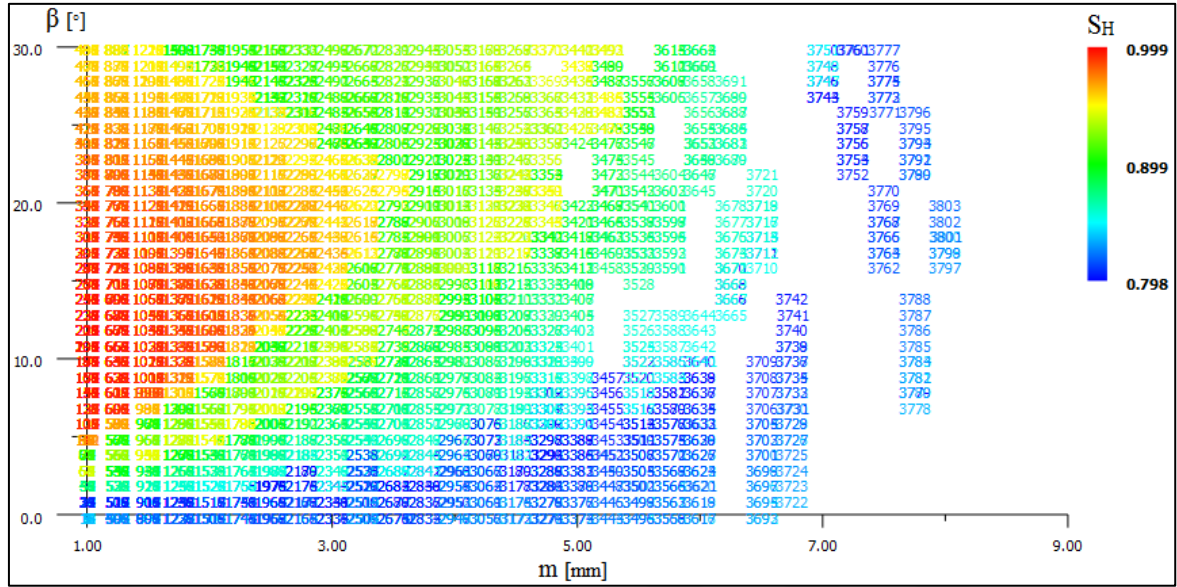
Çizelge 4.6. B₁-B₂ dişli çifti 1.çözüm değişken parametreleri

1. Çözüm	
Modül	1-8 mm
Helis açısı	0-30°
3803 sonuç	

Modül değerinin düşük olduğu bölgeler, diş dibi mukavemeti açısından yetersiz, yüzey mukavemeti açısından en yüksek değerlerin elde edildiği bölgelerdir. Çevre ölçülerinin sabit kaldığı varsayımında modül değerinin düşmesi daha küçük boyutlarda diş profili, buna karşılık adet olarak daha fazla diş profili anlamına gelmektedir. Diş sayısının artması kavrama oranını arttıracığından iletim esnasında yük birden fazla diş tarafından paylaşılacaktır. Temas basıncının azalması ve tek diş kavrama süresinin kısalması yüzey mukavemetini arttırmaktadır. Diş dibi mukavemeti için de kavrama oranı pozitif etkiye sahip olsa da diş boyutlarının çok küçük olması yüksek tork iletimine uygun bir tasarım değildir.

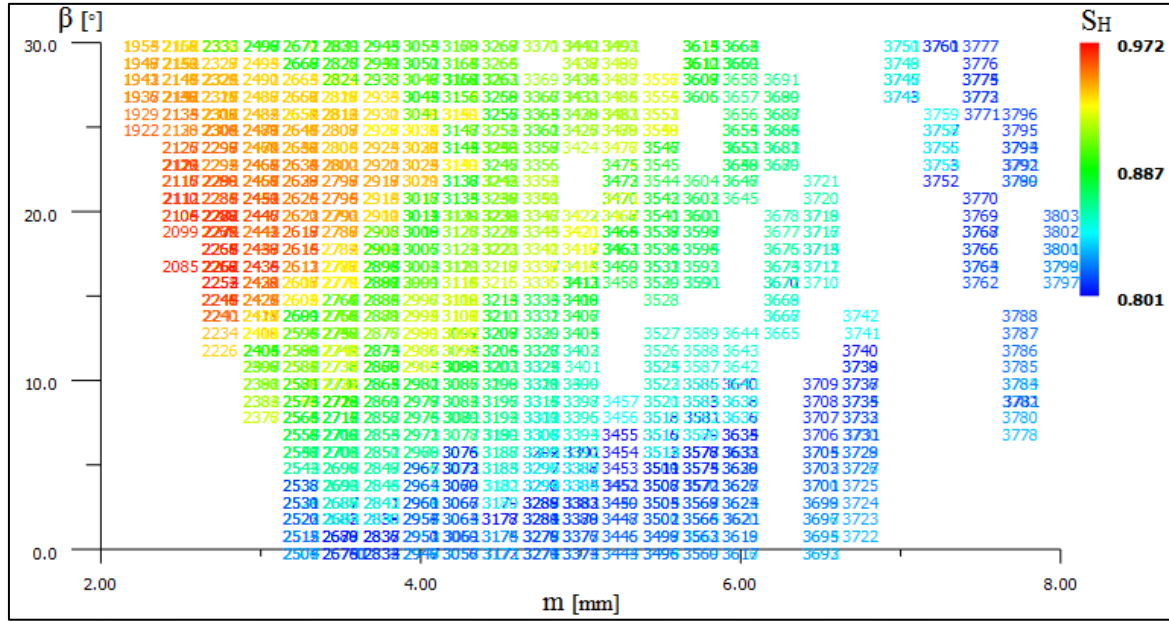


Şekil 4.9. B₁-B₂ dişli çifti için modül ve helis açısına göre diş dibi mukavemeti



Şekil 4.10. B₁-B₂ dişli çifti için modül ve helis açısına göre yüzey mukavemeti

Birinci çözüm neticesinde elde edilen 3803 dişli varyasyonu için sınır şartları tanımlanarak çözüm daraltılacaktır. Diş dibi ve yüzey mukavemetinin farklı bölgelerde yükseliş eğimi göstermesi, her iki ölçüt için de ortalama değerlerin yakalandığı aralıklar ile tasarım yapılacağı öngörüsünü oluşturmaktadır. Diş dibi dayanımı için $S_{Fmin} \geq 1$ sınır şartı uygulanarak sonuçlar Şekil 4.11’de gösterilmiştir. Şekil 4.10’da düşük helis açısı ve modül değerlerinde yüzey mukavemetinin en yüksek olduğu bölge, Şekil 4.9’da diş dibi mukavemetinin en düşük olduğu bölgeye karşılık gelmektedir. Sınır şartının uygulanmasıyla düşük modül değerinde, helis açısı düşük olan dişli çiftleri elenmiştir. Modüldeki her bir 0,25 mm artış için uygulanabilir helis açısı alt sınırı azalmaktadır. Grafikte renk skalası olarak gösterilen yüzey mukavemeti uygulanan sınır şartları ile en yüksek 0,972 oranına yükselebilmektedir. 2,25-3,5 mm modül ve 14°-27° helis açılarının sınırlandırdığı alanda yüzey mukavemeti değeri $S_{Hmin} \geq 0,95$ sınır şartını sağlamaktadır. Belirlenen çözüm aralığı için, diş genişliği, profil kaydırma katsayısı, kalite, basınç açısı kontrolleri yapılmıştır.

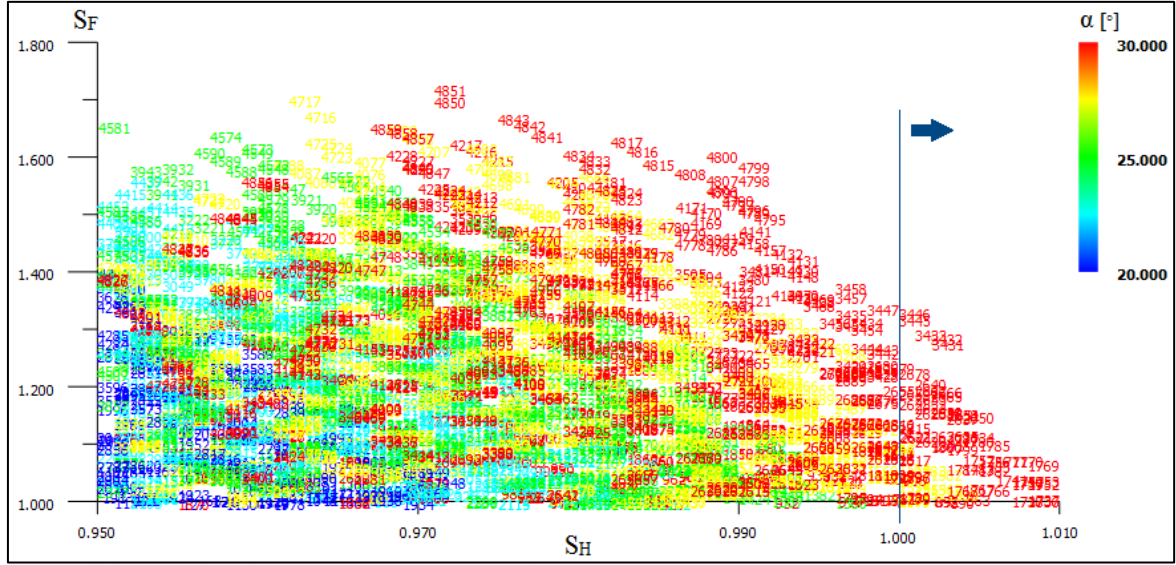


Şekil 4.11. B₁-B₂ dişli çifti için $S_{Fmin} \geq 1$ sınır şartında modül ve helis açısına göre yüzey mukavemeti

Çizelge 4.7. B₁-B₂ dişli çifti 2. çözüm değişken parametreleri

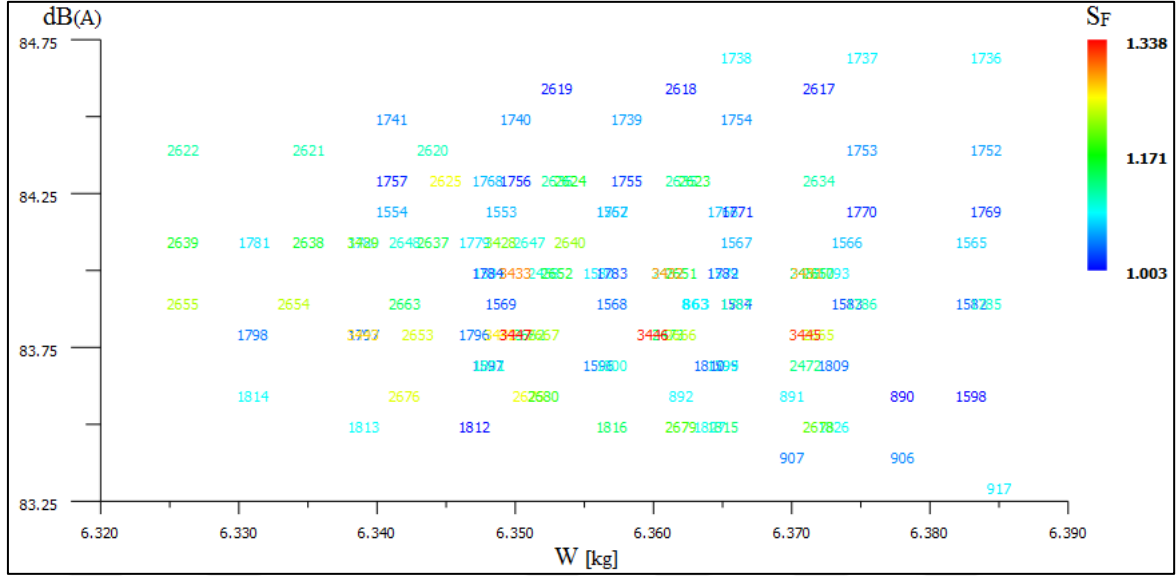
2. Çözüm	
Modül	2,25-3,5 mm
Helis açısı	14°-27°
Basınç açısı	20°-30°
4859 sonuç	

Birinci çözüm neticesinde elde edilen dişli varyasyonlarının tanımlanan minimum mukavemet şartlarının sağlayabildiği helis ve modül değer aralığı ve çözümden elde edilen dişli varyasyonu sayısı Çizelge 4.7’de verilmiştir. $S_{Fmin} \geq 1$ ve $S_{Hmin} \geq 0,95$ sınır şartları uygulanarak toplam sonuç 3178’a indirilmiştir. Basınç açısı değişimine göre diş dibi ve yüzey mukavemet değerleri Şekil 4.12’de gösterilmiştir. Basınç açısındaki artışla beraber dişli mukavemetinde iyileşme gözlemlenmiştir. Yüzey mukavemeti için emniyet katsayısına çizilen dik çizginin sağında kalan bölüm dişli mukavemeti için yeterli şartları sağlamaktadır ve optimal çözüm bölgesi olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.12. B₁-B₂ dişli çiftinde kavrama açısına göre mukavemet değerleri

Modül, helis açısı ve basınç açısı optimize edilerek yeterli diş dibi ve yüzey dayanımına sahip 118 dişli çifti elde edilmiştir. Şekil 4.13'te optimal çözüm bölgesindeki dişli çiftleri kütle, gürültü ve diş dibi mukavemeti değerleri gösterilmiştir. 3447 numaralı çözümde yüksek diş dibi mukavemeti, ortalamanın altında kütle ve gürültü değerleri elde edilmiştir. B₁-B₂ dişli çifti için 3447 numaralı çözüm kabul edilmiştir. Çizelge 4.8'de 3447 numaralı çözümün profil kaydırma katsayısı kontrolü gösterilmiştir. 12 numaralı çözümde tanımlanan profil kaydırma miktarları yüzey mukavemeti için yeterli, diş dibi için en yüksek emniyet katsayısını vermektedir.



Şekil 4.13. B₁-B₂ dişli çiftinde optimal çözüm bölgesinin kütle, gürültü ve diş dibi mukavemeti

Çizelge 4.8. B₁-B₂ dişli çifti profil kaydırma katsayısı kontrolü

No	a [mm]	m [mm]	α [°]	β [°]	z_1	z_2	x_1	x_2	S_{Fmin}	S_{Hmin}	W [kg]	T_{max}/W [Nm/kg]	dB(A)
1	127	3	30	18	33	45	0,41728	0,96391	1,108	0,969	6,336	113,512	84,4
2	127	3	30	18	33	45	0,51728	0,86391	1,109	0,969	6,326	113,833	84,4
3	127	3	30	18	33	45	0,61728	0,76391	1,112	0,968	6,317	114,243	84,4
4	127	3	30	18	33	46	0,17842	0,64236	1,164	0,985	6,358	116,23	84,2
5	127	3	30	18	33	46	0,27842	0,54236	1,164	0,985	6,348	116,447	84,2
6	127	3	30	18	33	46	0,37842	0,44236	1,163	0,984	6,338	116,551	84,2
7	127	3	30	18	34	47	-0,2658	0,01695	1,261	0,999	6,349	127,219	83,8
8	127	3	30	18	34	47	-0,1658	-0,08305	1,268	0,999	6,339	128,066	83,8
9	127	3	30	18	34	47	-0,0658	-0,18305	1,270	0,998	6,329	128,533	83,8
10	127	3	30	18	34	48	-0,4686	-0,2883	1,319	1,001	6,371	129,763	83,8
11	127	3	30	18	34	48	-0,3686	-0,3883	1,331	1,001	6,36	131,174	83,8
12	127	3	30	18	34	48	-0,2686	-0,4883	1,338	1,000	6,35	132,109	83,8

Yapılan çözümler ve kontroller sonucunda B₁-B₂ dişli çifti için karar verilen en uygun çözüm Çizelge 4.9’da gösterilmiştir. İki farklı kalite seviyesi için mukavemet değerleri ve Sütun “C” kısmında yeterli dayanım koşulunda minimum diş genişliği verilmiştir.

Çizelge 4.9. B₁-B₂ dişli çifti optimize edilmiş parametreler

	A		B		C	
B ₁ -B ₂	Pinyon	Çark	Pinyon	Çark	Pinyon	Çark
z	34	48	34	48	34	48
α°	30		30		30	
β°	18		18		18	
Kalite	6		5		5	
b [mm]	32,5	32,5	32,5	32,5	32,0	32,0
D_p [1/inç]	8,467		8,467		8,467	
m [mm]	3		3		3	
ε	1,330		1,330		1,330	
ε_β	1,066		1,066		1,049	
ε_γ	2,396		2,396		2,379	
a [mm]	127		127		127	
W [kg]	6,350		6,350		6,252	
$T_{\max}/W$	132,109		133,985		133,933	
dB(A)	83,8		83,6		83,5	
x	-0,2686	-0,4883	-0,2493	-0,3185	-	-
S_F	1,338	1,379	1,357	1,399	1,336	1,377
S_H	1,000	1,010	1,007	1,018	1,000	1,010

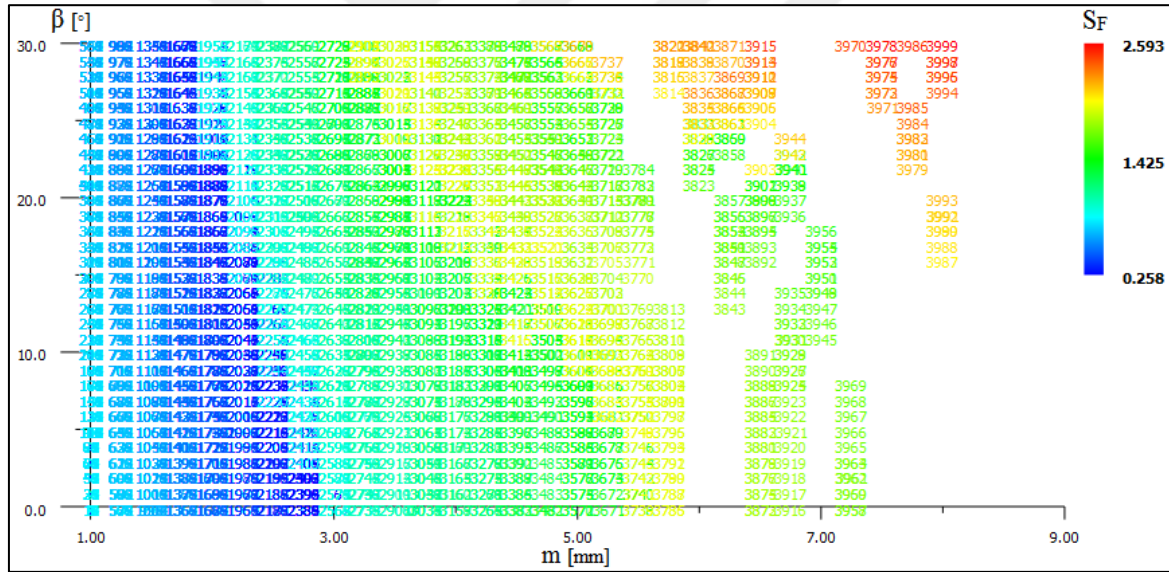
4.2.3. C₁-C₂ dişli çifti makro-geometri optimizasyonu

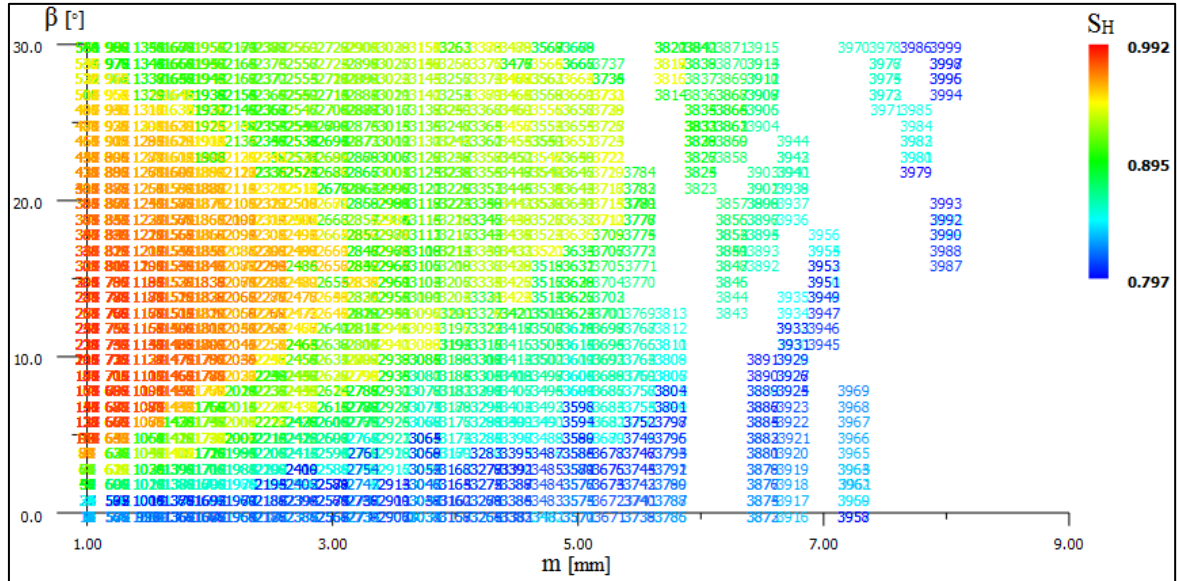
C₁-C₂ dişli çifti için başlangıç çözümü Çizelge 4.10'da belirtilen parametrelere göre yapılmış, 3999 farklı dişli çifti oluşturulmuştur. Modül ve helis açısı değişimine göre elde edilen dişli varyasyonlarının dayanım değerleri Şekil 4.14 ve Şekil 4.15'te gösterilmiştir. Basınç açısının artması dişli çarklarda gürültülü çalışmaya sebebiyet vermesi dolayısıyla ilk etapta küçük değer seçilerek mukavemet kontrolü yapılmaktadır. Birinci ve ikinci dişli çiftlerde yapılan mukavemet kontrollerinde 20° basınç açısının yetersiz kaldığı tespit edilmiştir. Basınç açısı diş dibi ve yüzey mukavemetinde pozitif etkiye sahipken, titreşim ve gürültü noktasında etkisi negatiftir. Çözümler neticesinde elde edilen grafikler basınç açısı kullanımı konusunda fikir vermektedir.

Çizelge 4.10. C₁-C₂ dişli çifti 1.çözüm değişken parametreleri

1. Çözüm	
Modül	1-8 mm
Helis açısı	0-30°
3999 sonuç	

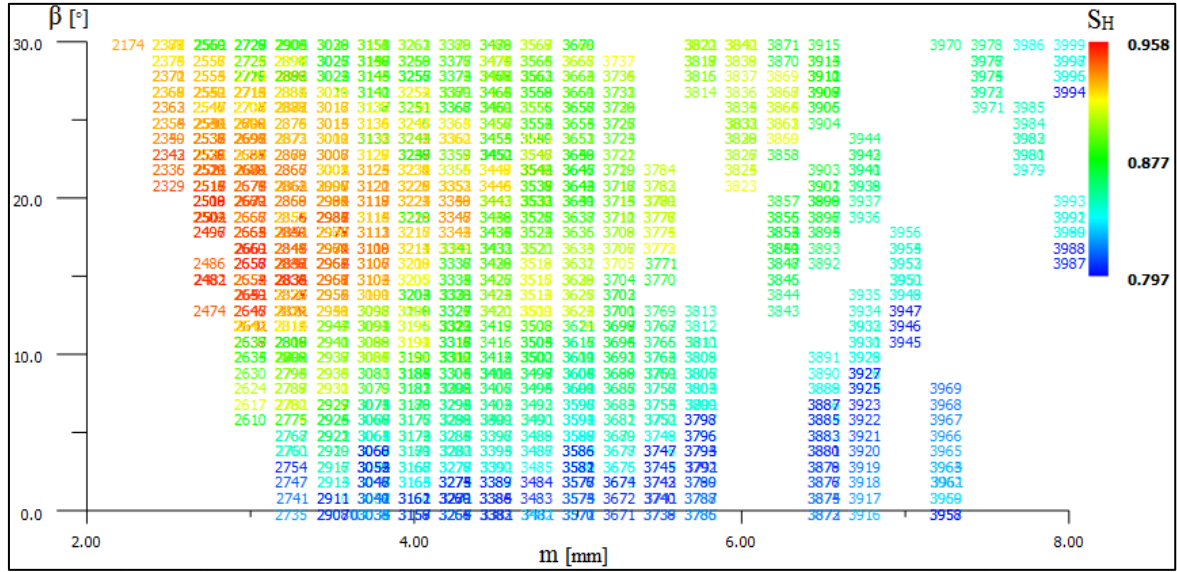
Modül ve helis açısı değişkenleri ile elde edilen 3999 dişli varyasyonu diş dibi mukavemeti ve yüzey mukavemeti ile ilişkilendirilerek grafiklerde gösterilmiştir. Diş dibi mukavemeti için oluşturulan dişli çarkların büyük çoğunluğu hedef değeri sağlamaktadır. Modül değerinin düşük olduğu bölgelerde yeterli diş dibi dayanımı oluşmamaktadır. Yüzey mukavemeti değerlendirildiğinde düşük modül bölgelerinde dayanımın yüksek olduğu fakat yeterli dayanımı gösteremediği gözlemlenmiştir. Yüzey mukavemeti için elde edilen en yüksek değer 0,992 olarak Şekil 4.15'te renk skalasında belirtilmiştir.

Şekil 4.14. C₁-C₂ dişli çifti için modül ve helis açısına göre diş dibi mukavemeti



Şekil 4.15. C_1 - C_2 dişli çifti için modül ve helis açısına göre yüzey mukavemeti

Diş dibi dayanımının yetersiz olduğu dişli varyasyonları çözümünden çıkartılarak, yeterli dayanımın sağlandığı 1434 dişli varyasyonu için tekrar yüzey mukavemeti kontrolü yapılmıştır. Şekil 4.16'da sınır şartı uygulanmış çözümde modül ve helis açısına göre yüzey mukavemeti grafiği verilmiştir. Sınır şartını sağlayan dişli çiftleri için en yüksek yüzey mukavemeti emniyet katsayısı değeri 0,958'e düşmüştür. $S_{Hmin} \geq 0,95$ sınır şartını sağlayan değer aralığı çözüm bölgesi olarak kabul edilerek modül, helis açısı ve basınç açısına göre yeni bir hesaplama yapılmıştır. 2,75-3,75 mm modül ve 14° - 20° helis açısı aralığı sınır şartını sağlayan maksimum ve minimum değer aralığını tanımlamaktadır.

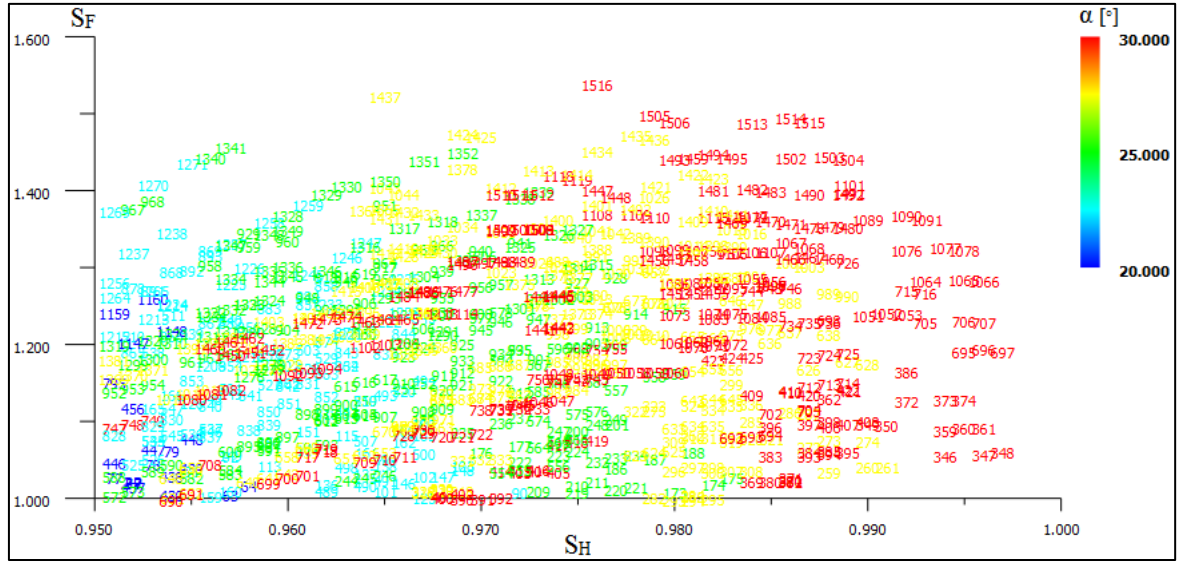


Şekil 4.16. C_1 - C_2 dişli çifti için $S_{Fmin} \geq 1$ sınır şartında modül ve helis açısına göre yüzey mukavemeti

Çizelge 4.11. C_1 - C_2 dişli çifti 2. çözüm değişken parametreleri

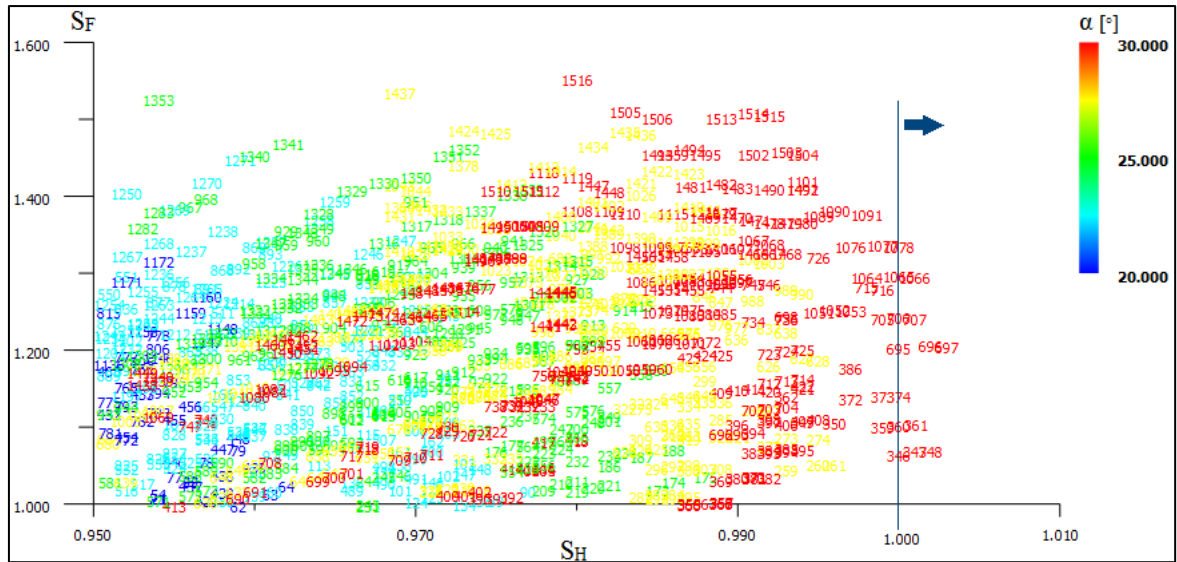
2. Çözüm	
Modül	2,75-3,75 mm
Helis açısı	14-20°
Basınç açısı	20-30
1763 sonuç	

C_1 - C_2 dişli çifti için yapılan birinci çözümde diş dibi mukavemeti için yeterli dayanım elde edilirken yüzey mukavemeti için hedef değere ulaşılammıştır. Diş dibi ve yüzey mukavemeti için minimum değer sınırlaması yapılarak çözüm daraltılmış ve basınç açısı kontrolü yapılmak üzere optimum çözüm bölgesi elde edilmiştir. Çizelge 4.11’de modül ve helis açısı için optimal değer aralığı, hesaplamalara dâhil edilecek basınç açısı aralığı ve çözümden elde edilen dişli varyasyon adedi verilmiştir. Diş dibi ve yüzey dayanımı için tanımlanan $S_{Fmin} \geq 1$ ve $S_{Hmin} \geq 0,95$ sınır şartları ikinci çözüm için de uygulanarak varyasyon sayısı 1020 ye düşürülmüştür. Şekil 4.17’de basınç açısına göre elde edilen dişli çiftlerinin mukavemet değerleri gösterilmiştir. 20°-30° değer aralığındaki basınç açısı, 2,5° adım ile hesaplamalara dâhil edilerek grafikte dört farklı renkte gösterilmiştir. Kırmızı renk ile ifade edilen 30° basınç açısında diş dibi ve yüzey mukavemeti için en yüksek değerler elde edilmiştir. Yüzey mukavemeti için en yüksek emniyet katsayı 0,997 değerine ulaşmıştır.



Şekil 4.17. C₁-C₂ dişli çiftinde kavrama açısına göre mukavemet değerleri (kalite 6)

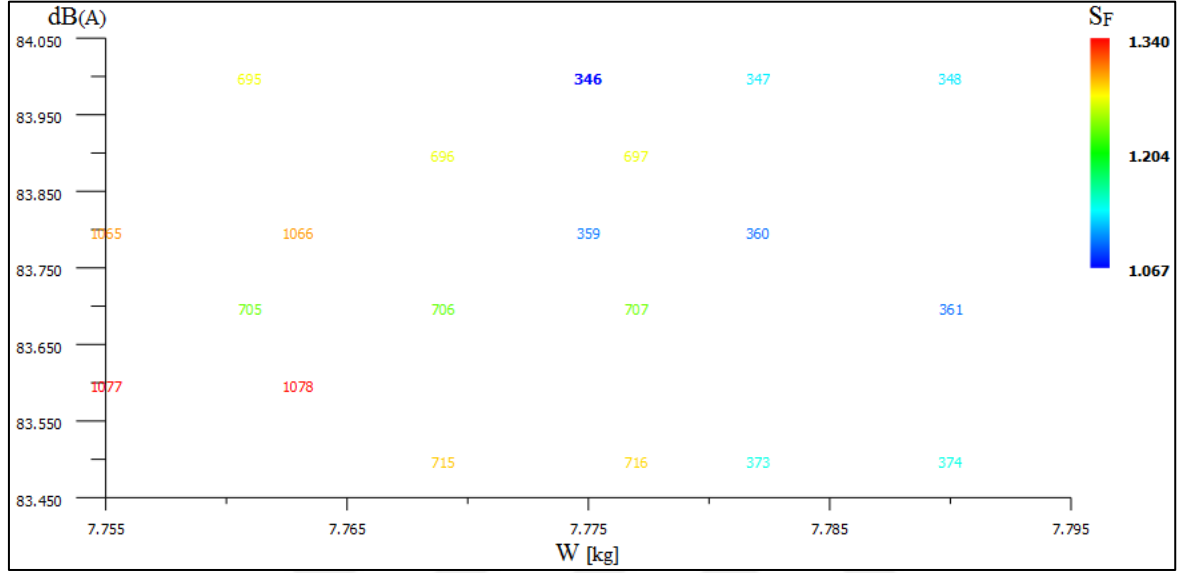
Dayanımı arttırmak amacıyla diş kalitesi 6'dan 5'e çıkartılarak ikinci çözüm yinelenmiştir. Şekil 4.18'de kalite değerinin artırıldığı yeni çözümünden elde edilen 1113 adet dişli varyasyonu gösterilmiştir. Yüzey mukavemeti emniyet katsayısının 1 değerinde olduğu noktadan çizilen normal doğrunun sağ tarafında kalan alan, mukavemet şartlarını sağlayan dişli çiftlerinin oluşturduğu uygulanabilir optimal bölgeyi tanımlamaktadır.



Şekil 4.18. C₁-C₂ dişli çiftinde kavrama açısına göre mukavemet değerleri (kalite 5)

Modül, helis açısı ve basınç açısı optimizasyonu ile yeterli diş dibi ve yüzey dayanımını sağlayan 20 dişli çiftinin kütle, gürültü ve diş dibi mukavemeti değerleri Şekil 4.19'da

gösterilmiştir. Çözüm bölgesi, 30° basınç açısında 2,75-3,25 mm modül ve 14° - 16° helis açısı aralığında oluşmuştur. Kütle, gürültü ve diş dibi dayanımı ortak değerlendirildiğinde 1077 numaralı çözüm en iyi dişli çiftini temsil etmektedir.



Şekil 4.19. C_1 - C_2 dişli çifti optimal çözüm bölgesinin kütle, gürültü ve diş dibi mukavemeti

Modül değerlerine karşılık gelen standart çapsal adım değerleri için helis açısı aralığı değiştirilmeden yeni bir çözüm yapılarak değerler karşılaştırılmıştır. 7,5-9,5 1/inç değerleri 3,3867-2,6737 mm modül değerlerine karşılık gelmektedir. Çizelge 4.12’de modül ve çapsal adım değerlerine göre yapılan çözümlerden elde edilen ayrı ayrı 6 dişli varyasyonu diş dibi dayanımına göre sıralanarak paylaşılmıştır. 1077 numaralı çözüme kıyasla mukavemet değerleri, kütle ve gürültü seviyeleri arasında kayda değer bir fark olmaması dolayısıyla yaygın kullanıma sahip 8 1/inç çapsal adım değerine sahip 1 numaralı çözüm optimal kabul edilmiştir. Çizelge 4.13’te kabul edilen çözümün profil kaydırma katsayısı kontrolü gösterilmiştir. 1 numaralı çözüm 13 numaraya denk gelmektedir.

Çizelge 4.12. C₁-C₂ dişli çiftinde modül ve çapsal adıma göre çözüm bölgesi

No	a [mm]	m [mm]	D _p [1/inç]	α [°]	β [°]	z ₁	z ₂	x ₁	x ₂	S _{Fmin}	S _{Hmin}	W [kg]	T _{max} /W [Nm/kg]	dB(A)
1077	127	3,25	7,8154	30	16	42	34	-0,3756	-0,0715	1,340	1,000	7,755	192,31	83,60
1078	127	3,25	7,8154	30	16	42	34	-0,2756	-0,1715	1,337	1,000	7,763	191,65	83,60
1	127	3,1750	8,0	30	16	43	35	-0,4366	-0,1237	1,331	1,001	7,753	190,01	83,50
2	127	3,1750	8,0	30	16	43	35	-0,5366	-0,0237	1,328	1,000	7,746	189,77	83,50
3	127	3,1750	8,0	30	16	43	35	-0,3366	-0,2237	1,328	1,002	7,761	189,32	83,50
1065	127	3,25	7,8154	30	15	42	34	-0,2721	0,0110	1,300	1,000	7,755	186,47	83,80
1066	127	3,25	7,8154	30	15	42	34	-0,1721	-0,0890	1,298	1,001	7,763	186,00	83,80
4	127	3,1750	8,0	30	15	43	35	-0,3314	-0,0394	1,290	1,003	7,753	184,15	83,80
5	127	3,1750	8,0	30	15	43	35	-0,4314	0,0606	1,289	1,001	7,746	184,12	83,80
6	127	3,1750	8,0	30	15	43	35	-0,2314	-0,1394	1,288	1,004	7,761	183,67	83,70
716	127	3,00	8,4667	30	16	46	37	-0,4812	-0,3344	1,282	1,000	7,777	184,66	83,50
706	127	3,00	8,4667	30	15	46	37	-47035	-14711	1,246	1,000	7,769	179,51	83,80

Çizelge 4.13. C₁-C₂ dişli çifti profil kaydırma katsayısı kontrolü

No	a [mm]	m [mm]	D _p [1/inç]	α [°]	β [°]	z ₁	z ₂	x ₁	x ₂	S _{Fmin}	S _{Hmin}	W [kg]	T _{max} /W [Nm/kg]	dB(A)
1	127	3,175	8,0	30	16	41	33	0,6540	0,9313	1,103	0,962	7,755	159,21	84,30
2	127	3,175	8,0	30	16	41	33	0,7540	0,8313	1,111	0,963	7,763	160,21	84,30
3	127	3,175	8,0	30	16	42	33	0,3452	0,6767	1,132	0,969	7,774	166,90	84,10
4	127	3,175	8,0	30	16	42	33	0,4452	0,5767	1,134	0,970	7,782	167,03	84,00
5	127	3,175	8,0	30	16	42	33	0,5452	0,4767	1,136	0,971	7,792	167,16	84,00
6	127	3,175	8,0	30	16	42	34	0,0387	0,4375	1,202	0,990	7,750	172,56	83,80
7	127	3,175	8,0	30	16	42	34	0,1387	0,3375	1,204	0,992	7,758	172,65	83,80
8	127	3,175	8,0	30	16	42	34	0,2387	0,2375	1,205	0,992	7,766	172,63	83,80
9	127	3,175	8,0	30	16	43	34	-0,2577	0,2063	1,244	0,989	7,768	182,45	83,70
10	127	3,175	8,0	30	16	43	34	-0,1577	0,1063	1,247	0,990	7,777	182,62	83,70
11	127	3,175	8,0	30	16	43	34	-0,0577	0,0063	1,247	0,991	7,785	182,41	83,70
12	127	3,175	8,0	30	16	43	35	-0,5366	-0,0237	1,328	1,000	7,746	189,77	83,50
13	127	3,175	8,0	30	16	43	35	-0,4366	-0,1237	1,331	1,001	7,753	190,01	83,50
14	127	3,175	8,0	30	16	43	35	-0,3366	-0,2237	1,328	1,002	7,761	189,32	83,50

C₁-C₂ dişli çifti için yapılan hesaplamalar ve kontroller neticesinde optimize edilmiş dişli parametreleri Çizelge 4.14’te verilmiştir.

Çizelge 4.14. C₁-C₂ dişli çifti optimize edilmiş parametreler

C ₁ -C ₂	A	
	Pinyon	Çark
z	43	35
α°	30	
β°	16	
Kalite	5	
b [mm]	39,7	39,7
D _p [1/inç]	8,0	
m [mm]	3,175	
ε	1,337	
ε_β	1,100	
ε_γ	2,438	
a [mm]	127	
W [kg]	7,753	
T _{max} /W	190,01	
dB(A)	83,5	
x	-0,4366	-0,1237
S _F	1,341	1,331
S _H	1,008	1,001

4.2.4. D₁-D₂ dişli çifti makro-geometri optimizasyonu

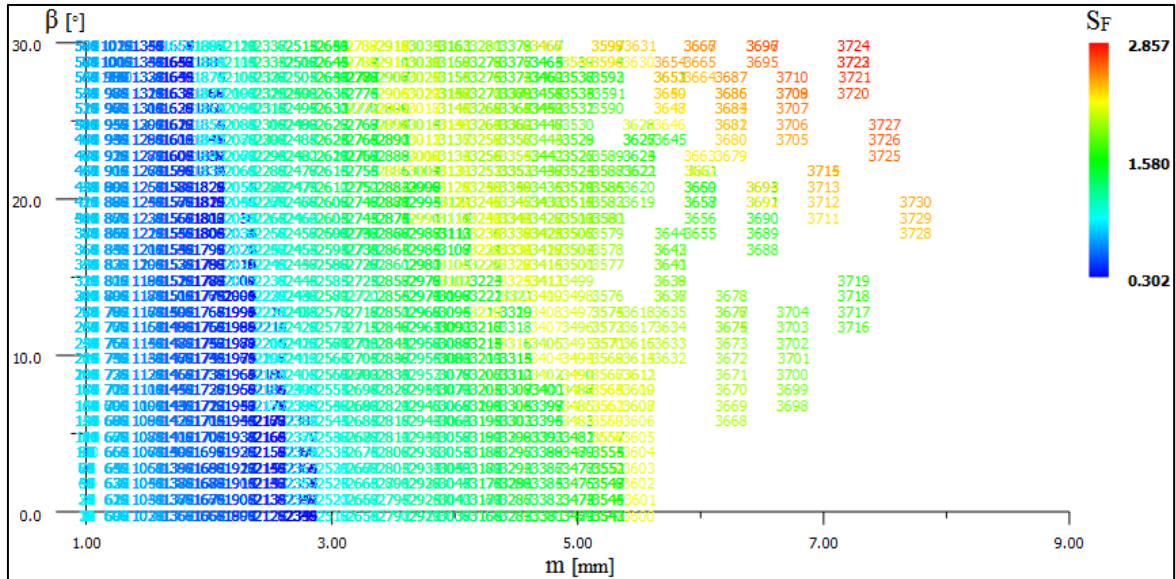
D₁-D₂ dişli çifti için yapılan birinci çözüm değişken parametreleri ve elde edilen dişli varyasyonu sayısı Çizelge 4.15'te verilmiştir. Belirtilmeyen dişli parametreleri için referans dişli kutusundaki değerlerle eşdeğer kabul edilmiştir. Belirtilen değer aralığında yapılan çözümde elde edilen 3730 dişli varyasyonu için mukavemet değerleri Şekil 4.20 ve Şekil 4.21'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.15. D₁-D₂ dişli çifti 1.çözüm değişken parametreleri

1. Çözüm	
Modül	1-8 mm
Helis açısı	0-30°
3730 sonuç	

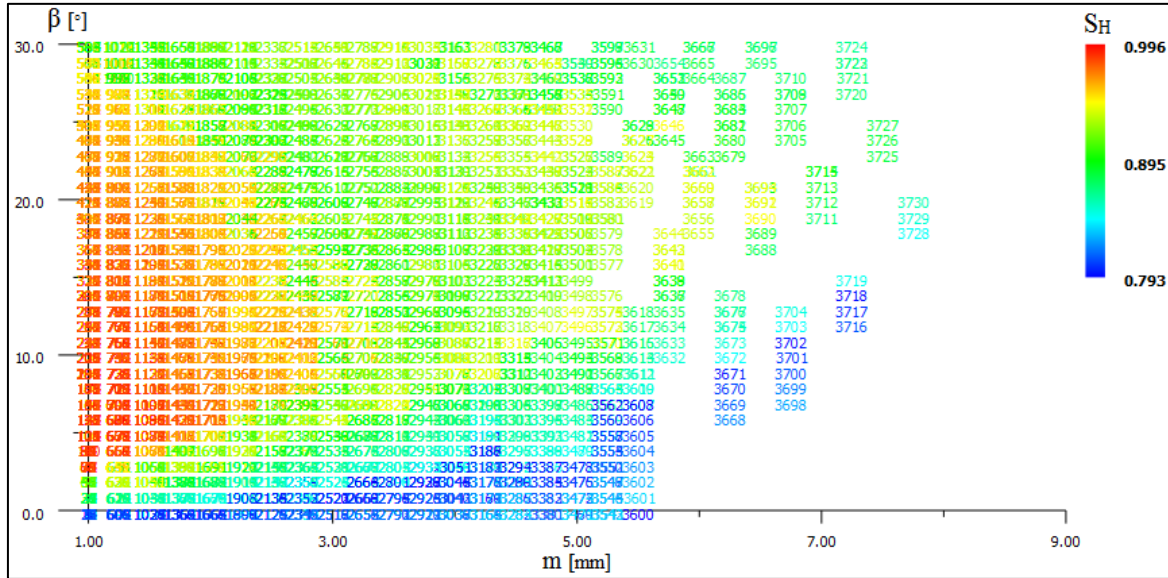
Modül ve helis açısının değişken kabul edildiği çözümde elde edilen dişli çiftlerin diş dibi mukavemeti Şekil 4.20 'de renk skalasında gösterilmiştir. Yatay ekseninde modül değişkeni ve dikey ekseninde helis açısı değişkeni gösterilmiştir. Eksen mesafesinin sabit olduğu

durumda modül artışı diş sayısını azaltacağından grafiklerde yüksek modüllerde elde edilen dişli çifti sayıları azalmaktadır. Dişli çarklarda iletim esnasında ortaya çıkan alttan kesme durumu minimum diş sayıları ile ilişkilidir. Dişli tasarımında pinyon diş sayısı dikkate alınmalıdır. Basınç açısı, helis açısı, diş profili minimum diş sayısını etkileyen faktörlerdir. Birinci çözümde diş dibi ve yüzey mukavemeti için aynı anda dayanımın yeterli olduğu çözüm bölgesi tespiti amaçlandığından çözüme dâhil edilecek değer aralığı geniş tutulmaktadır. Diş dibi için 3 mm ve daha yüksek modül değerlerinde yeterli dayanım gözlemlenmekte, helis açısının artışıyla daha düşük modül değerleri de çözüme dâhil olmaktadır.



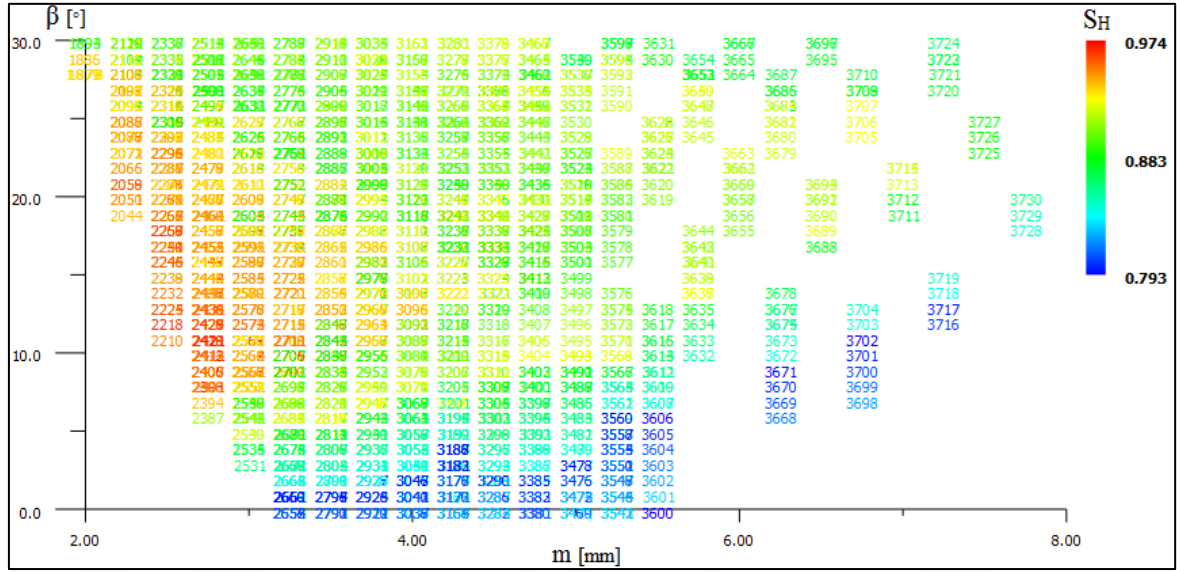
Şekil 4.20. D₁-D₂ dişli çifti için modül ve helis açısına göre diş dibi mukavemeti

Çözümünden elde edilen dişli varyasyonları için yüzey mukavemeti incelendiğinde yeterli dayanıma ulaşamadığı görülmüştür. Modül ve helis açısı ile oluşturulan dişli çiftleri için elde edilen en yüksek yüzey mukavemeti emniyet katsayısı değeri 0,996 olarak hesaplanmıştır. Optimizasyonun bir sonraki basamağında basınç açısı da hesaba dâhil edilerek, ilk çözümünden elde edilen optimal çözüm aralığı, tekrar çözdürülmüştür.



Şekil 4.21. D₁-D₂ dişli çifti için modül ve helis açısına göre yüzey mukavemeti

Diş dibi ve yüzey mukavemetinin farklı bölgelerde yükseliş eğimi göstermeleri dişli çarklarda geometrik parametre seçiminin önemini artırmaktadır. Şekil 4.20’de gösterilen diş dibi için yetersiz dayanım bölgesi çözümden çıkartılarak değişkenlere göre yüzey mukavemeti tekrar gösterilmiştir. Yüzey mukavemeti için emniyet katsayısı, $S_{Fmin} \geq 1$ sınır şartı uygulanmasıyla yeni çözümde 0,974 olarak hesaplanmıştır (Şekil 4.22). İkinci çözüme dâhil edilecek bölgeyi saptamak üzere diş dibi için tanımlanan sınır şartına ek olarak yüzey mukavemeti için de sınır şartı tanımlanmıştır. $S_{Hmin} \geq 0,95$ sınır şartını sağlayan dişli çiftlerinin modül ve helis açısı aralığı, basınç açısı dâhil edilerek tekrar çözdürülmüştür.



Şekil 4.22. D₁-D₂ dişli çifti için $S_{Fmin} \geq 1$ sınır şartında modül ve helis açısına göre yüzey mukavemeti

Birinci çözümden elde edilen dişli varyasyonlarına ait mukavemet verileri değerlendirildiğinde, yüzey mukavemetinin yeterli dayanıma ulaşmaması dolayısıyla, basınç açısı da değişken olarak hesaplamalara dâhil edilmiştir. Çizelge 4.16’da ilk çözümden elde edilen çözüm bölgesi ve yeni çözüme dâhil edilen standart basınç açısı değerleri gösterilmiştir. Ayrıca çözüm neticesinde elde edilen dişli varyasyonu sayısı da verilmiştir.

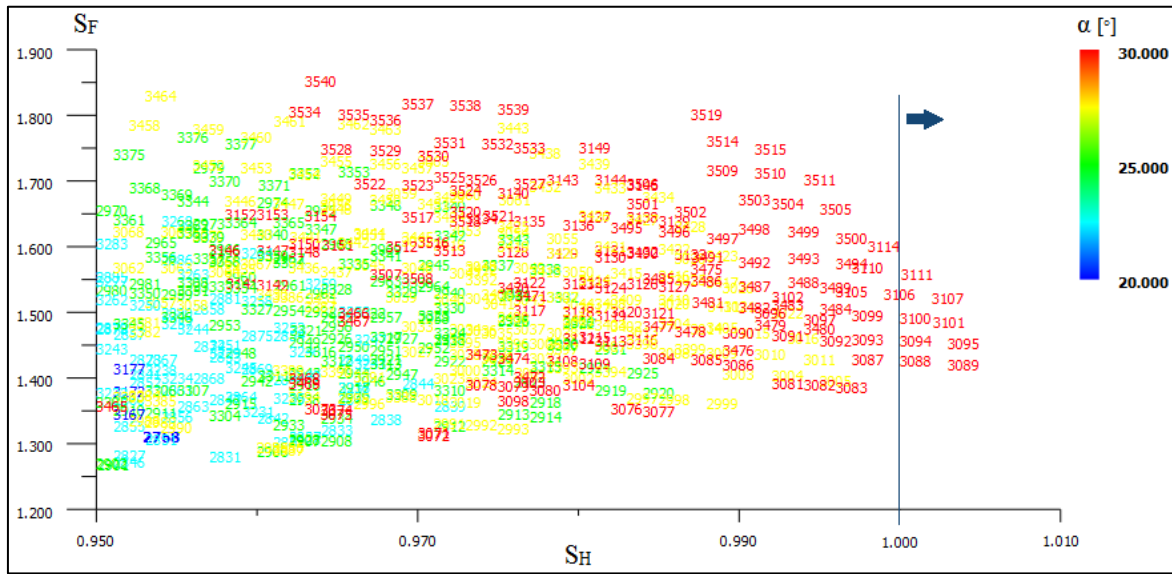
Çizelge 4.16. D₁-D₂ dişli çifti 2.çözüm değişken parametreleri

2. Çözüm	
Modül	2,25-3,75 mm
Helis açısı	8°-24°
Basınç açısı	20°-30°
3540	

D₁-D₂ dişli çifti için yapılan ikinci çözümden elde edilen ve tanımlanan sınır şartlarını sağlayan dişli varyasyonları Şekil 4.23’te gösterilmiştir. Dişli çarklarda diş genişliğinin en yüksek değeri modülün 18 katı olarak önerilmektedir [80]. Referans diş genişliği 60 mm olması dolayısıyla hesaplamalara dâhil edilebilecek minimum modül 3,33 mm’dir. Çözümde modül değer aralığı daraltılmamış, genişlik faktörü $b/m \leq 18$ m olarak sınırlandırılmıştır. Diş dibi ve yüzey mukavemeti için tanımlanan sınır şartları $S_{Fmin} \geq 1$ ve $S_{Hmin} \geq 0,95$ uygulanarak, şartları sağlayan dişli varyasyonları grafikte gösterilmiştir. İletilen

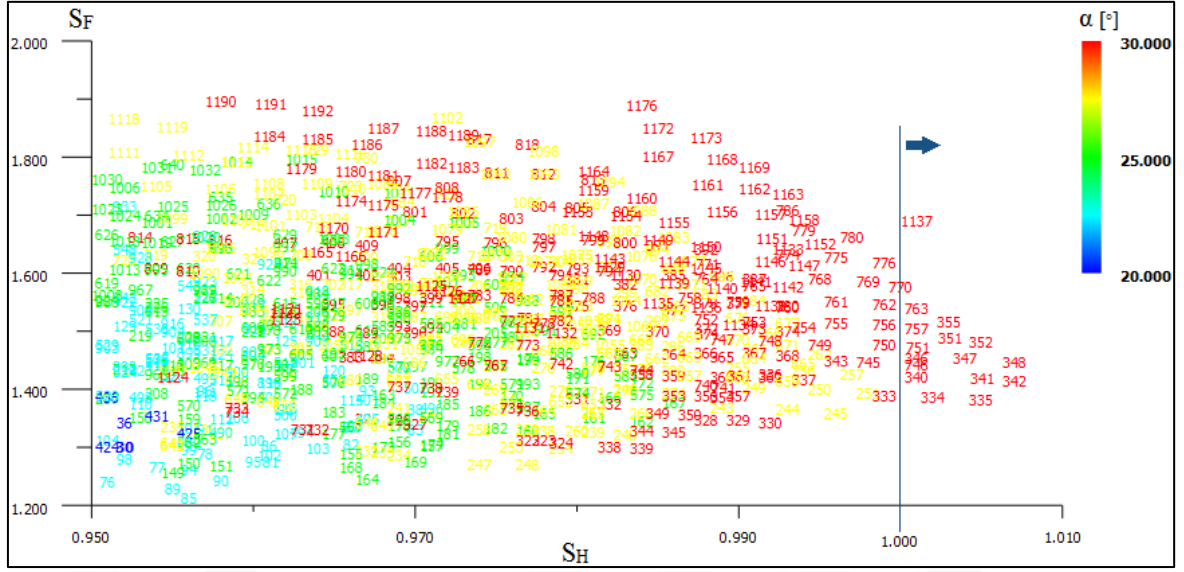
torkun yüksek olmasından dolayı basınç açısı 30° için yüzey mukavemeti hedef değere ulaşmıştır. $S_H=1$ noktasından çizilen normalin ilerisinde kalan çözümler uygulanabilir bölgeyi göstermektedir.

Genişlik faktörü için tanımlanan sınırlamadan dolayı Şekil 4.23'te gösterilen dişli varyasyonları 3,5-3,75 mm modül aralığında oluşmuştur. Uygulanabilir dişli varyasyonu adedi 9 olarak hesaplanmıştır. Çözümün genişlemesi ve optimuma yaklaştırılabilmesi için aynı çözüm çapsal adıma göre de yapılmıştır.



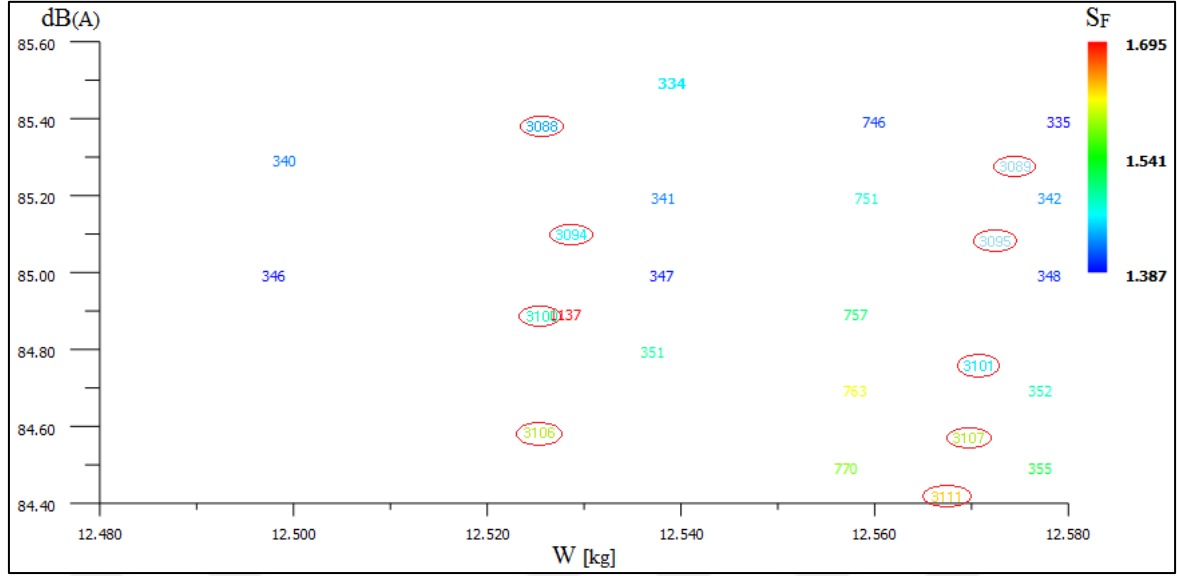
Şekil 4.23. D₁-D₂ dişli çifti standart modül değerleri için kavrama açısına göre mukavemet değerleri

Çizelge 4.16'da modül için tanımlanan değer aralığı 6,5-7,5 1/inç çapsal adım olarak değiştirilerek çözüm yinelemiştir. Belirlenen çapsal adım değerleri 3,3867-3,9077 mm modül değerine karşılık gelmektedir. Çözümde 1192 dişli varyasyonu türetilmiştir. Standart modül değerlerine göre yapılan çözümde tanımlanan sınır şartları standart çapsal adım çözümü için de uygulanmış ve elde edilen çözüm bölgesi Şekil 4.24'te gösterilmiştir. Standart çapsal adım değerleriyle yapılan çözümden uygulanabilir 17 dişli varyasyonu türetilmiştir.



Şekil 4.24. D₁-D₂ dişli çifti standart çapsal adım değerleri için kavrama açısına göre mukavemet değerleri

Standart modül ve çapsal adım değerlerine göre yapılan ikinci çözümden elde edilen 26 uygulanabilir dişli varyasyonu Şekil 4.25'te gösterilmiştir. Ağırlık ve gürültü seviyelerine göre yerleştirilen çözümlerde diş dibi mukavemeti renk skalasında gösterilmiştir. Standart çapsal adım değerlerine göre elde edilen 17 dişli varyasyonu grafikte çözüm numarası ile gösterilmiş, standart modül değerlerine göre elde edilen 9 dişli çifti çözüm numarası kırmızı halka içine alınarak belirtilmiştir. 1137 numaralı çözüm diş dibi mukavemetinde en yüksek emniyet katsayısına sahip çözümdür. Kütle, gürültü seviyesi ve helis açısı ortalama değerlerin altındadır. Belirtilen sebeplerden ötürü 1137 numaralı çözüm D₁-D₂ dişli çifti için optimum kabul edilmiştir. Standart modül ve çapsal adım değerleri için çözüm bölgesi Çizelge 4.17'de, D₁-D₂ dişli çifti optimize edilmiş parametreler Çizelge 4.18'de verilmiştir.



Şekil 4.25. D₁-D₂ dişli çifti optimal çözüm bölgesinin kütle, gürültü ve diş dibi mukavemeti

Çizelge 4.19. Standart modül ve çapsal adım değerleri için çözüm bölgesi

No	a [mm]	m [mm]	Dp [1/inç]	α	β	z_1	z_2	x_1	x_2	b/m	S_{Fmin}	S_{Hmin}	W [kg]	T_{max}/W [Nm/kg]	dB(A)
1137	127	3,9077	6,5	30	12	43	22	-0,5889	-0,1134	15,35	1,695	1,001	12,52	193,6	84,9
770	127	3,6286	7,0	30	15	45	23	-0,2331	0,0353	16,53	1,582	1,000	12,55	193,2	84,5
763	127	3,6286	7,0	30	14	45	23	-0,1271	0,0863	16,53	1,544	1,001	12,55	193,5	84,7
355	127	3,3867	7,5	30	14	49	25	-0,5134	-0,1040	17,71	1,522	1,003	12,57	194,3	84,5
757	127	3,6286	7,0	30	13	45	23	-0,0282	0,1343	16,53	1,509	1,001	12,55	193,6	84,9
351	127	3,3867	7,5	30	13	49	25	-0,5098	0,0452	17,71	1,493	1,003	12,53	194,7	84,8
352	127	3,3867	7,5	30	13	49	25	-0,4098	-0,0548	17,71	1,486	1,005	12,57	195,2	84,7
751	127	3,6286	7,0	30	12	45	23	0,0637	0,1791	16,53	1,477	1,001	12,55	193,5	85,2
346	127	3,3867	7,5	30	12	49	25	-0,5136	0,1911	17,71	1,460	1,001	12,49	194,6	85,0
347	127	3,3867	7,5	30	12	49	25	-0,4136	0,0911	17,71	1,458	1,004	12,53	195,2	85,0
348	127	3,3867	7,5	30	12	49	25	-0,3136	-0,0089	17,71	1,452	1,007	12,57	195,7	85,0
746	127	3,6286	7,0	30	11	45	23	0,1484	0,2207	16,53	1,447	1,001	12,56	193,3	85,4
340	127	3,3867	7,5	30	11	49	25	-0,4248	0,2337	17,71	1,427	1,001	12,49	194,8	85,3
341	127	3,3867	7,5	30	11	49	25	-0,3248	0,1337	17,71	1,425	1,005	12,53	195,5	85,2
342	127	3,3867	7,5	30	11	49	25	-0,2248	0,0337	17,71	1,420	1,007	12,57	195,8	85,2
334	127	3,3867	7,5	30	10	49	25	-0,2436	0,1730	17,71	1,392	1,002	12,53	192,6	85,5
335	127	3,3867	7,5	30	10	49	25	-0,1436	0,0730	17,71	1,387	1,005	12,57	191,3	85,4
3111	127	3,5	7,257	30	15	47	24	-0,4070	-0,0511	17,14	1,563	1,001	12,56	193,4	84,4
3106	127	3,5	7,257	30	14	47	24	-0,3983	0,1008	17,14	1,533	1,000	12,52	193,6	84,6
3107	127	3,5	7,257	30	14	47	24	-0,2983	0,0008	17,14	1,525	1,003	12,56	194,0	84,6
3100	127	3,5	7,257	30	13	47	24	-0,2968	0,1496	17,14	1,496	1,001	12,52	194,0	84,9
3101	127	3,5	7,257	30	13	47	24	-0,1968	0,0496	17,14	1,489	1,003	12,56	194,4	84,8
3094	127	3,5	7,257	30	12	47	24	-0,2025	0,1952	17,14	1,462	1,001	12,52	194,2	85,1
3095	127	3,5	7,257	30	12	47	24	-0,1025	0,0952	17,14	1,456	1,004	12,56	194,5	85,1
3088	127	3,5	7,257	30	11	47	24	-0,1156	0,2374	17,14	1,431	1,001	12,52	194,2	85,3
3089	127	3,5	7,257	30	11	47	24	-0,0156	0,1374	17,14	1,425	1,004	12,57	194,5	85,3

Çizelge 4.20. D₁-D₂ dişli çifti optimize edilmiş parametreler

D ₁ -D ₂	Pinyon	Çark	Pinyon	Çark	Pinyon	Çark
z	43	22	43	22	43	22
α°	30		30		30	
β°	12		12		12	
Kalite	6		5		5	
b [mm]	60	60	60	60	59	59
D_p [1/inç]	6,5		6,5		6,5	
m [mm]	3,908		3,908		3,908	
ε	1,361		1,361		1,361	
ε_β	1,016		1,016		0,999	
ε_γ	2,377		2,377		2,360	
a [mm]	127		127		127	
W [kg]	12,528		12,528		12,319	
$T_{\max}/W$	193,686		196,550		196,569	
$dB(A)$	84,9		84,8		84,8	
x	-0,5889	-0,1134	-0,5889	-0,1134	-0,5889	-0,1134
S_F	1,803	1,695	1,827	1,717	1,799	1,690
S_H	1,022	1,001	1,029	1,008	1,021	1,000

4.3. Mikro-Geometri Optimizasyonu

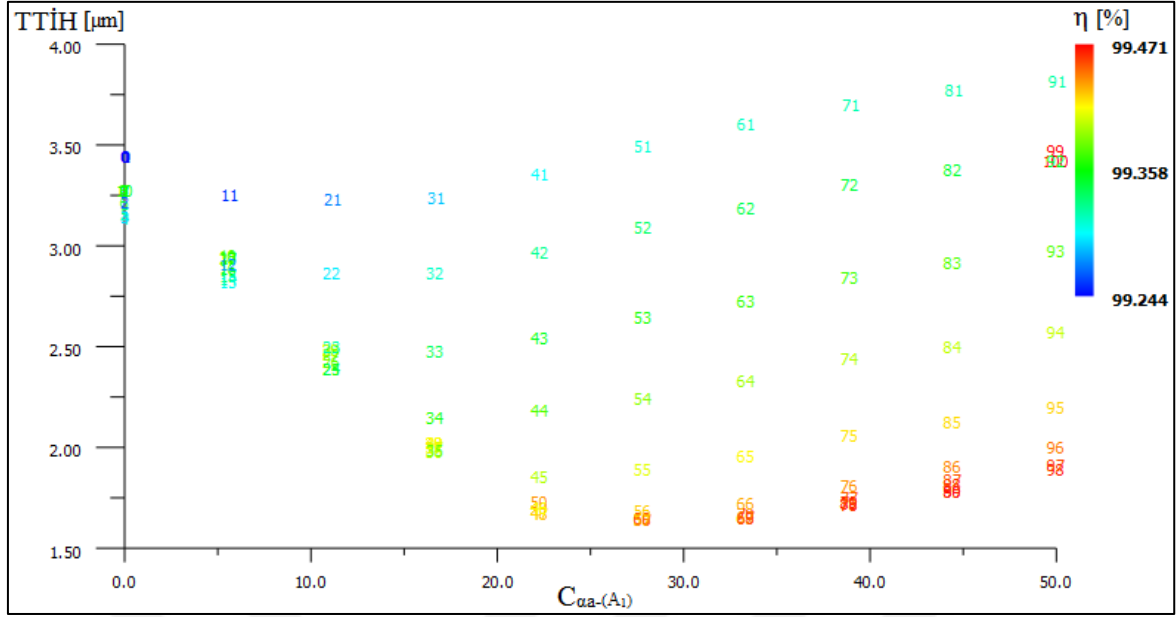
Dişli çarklarda hareket ve güç aktarımının düzenli sağlanabilmesi için uygun diş profili ile mümkündür. Teorik yaklaşımda hareket ve güç iletiminin sürekli kavrama noktası üzerinden sağlanması gerekmektedir. Bir diğer ifade ile eşlenik diş profillerinin temas noktalarının kavrama doğrusu dışında istenmeyen bir durumdur. Evolvent profiller dişli ana kanununa uygun eşlenik hareketi sağlayabilecek bir yapıya sahip olsa da dinamik şartlarda dişli sistemindeki elemanların esnekliğinden dolayı ve elastik deformasyonlardan bağımsız olarak üretim ve montaj hatalarından kaynaklanan sebeplerden ötürü kavrama şartları bozulmakta ve temas kavrama çizgisi dışında oluşmaktadır. Dinamik şartlarda temas noktasının teorik konumundan mikron cinsinden sapma miktarı iletim hatası olarak tanımlanmaktadır. Tepeden tepeye iletim hatası (TTİH) çalışma parametrelerini etkileyen ana faktördür. Mikro seviyede uygulanan profil modifikasyonlar ile iletim hatalarının tepeden tepeye genliği optimize edilerek iletim kusurları giderilmektedir.

Çalışmanın bu bölümünde diş başı daraltma yöntemi ile tepeden tepeye iletim hatası optimize edilecektir. Literatür araştırmasında yöntemin uygulanmasına dair bilgiler sunulmuştur. Profil modifikasyonları dişli özelinde uygulanan bir yöntemdir. Diş başı daraltma miktarı farklı yüklenme koşullarında bile değişmektedir. Bu çalışmada uzun tip diş başı daraltma işlemi uygulanmıştır. Modifikasyon başlangıç noktası olarak geleneksel yöntem olarak ifade edilen, diş profili üzerindeki tek diş temasında en yüksek çap ölçüsüne denk gelen nokta birçok çalışmada referans kabul edilmiştir. Uygulanan modifikasyon işleminde bu nokta referans alınarak optimal diş başı daraltması hesaplanmıştır.

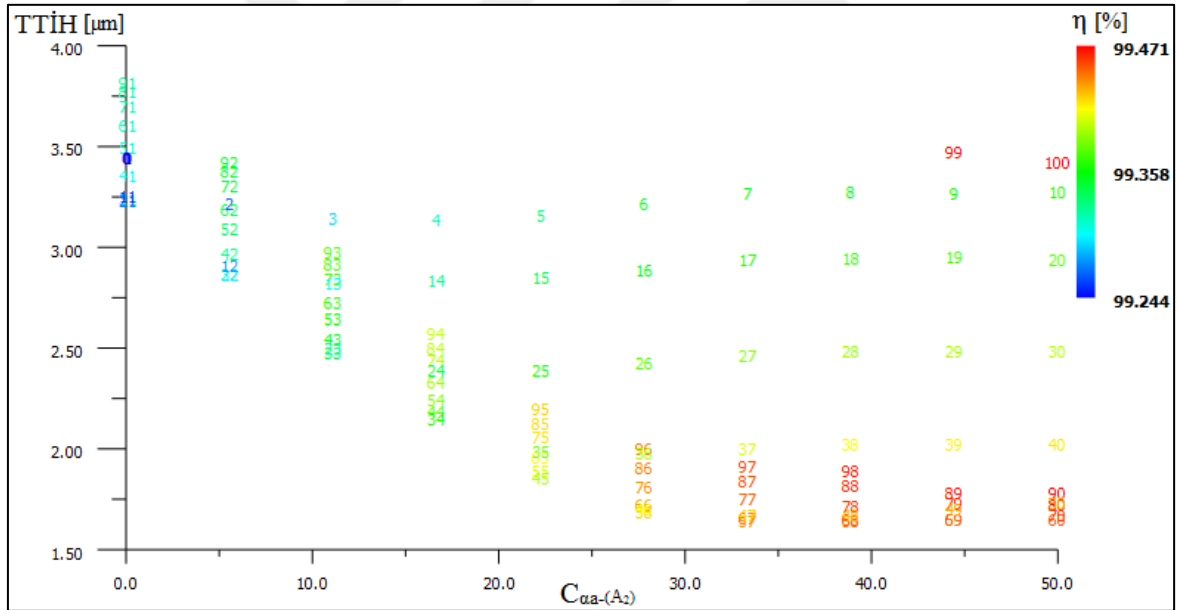
4.3.1. A_1 - A_2 dişli çifti mikro-geometri optimizasyonu

Kaynaktan gelen güç ve hareket A_1 - A_2 dişli çifti vasıtasıyla giriş milinden ara mile aktarılmaktadır. Dişli kutusunda en yüksek dönme devrinde çalışan ve en yüksek iletim oranı sahip dişli çifti olması sebebiyle diğer dişli çiftlere kıyasla iletim hatası daha yüksektir. Düz dişlilerde teorik profil kavrama oranı en yüksek 1,98 değerini alabilmektedir. Bunun anlamı yükün bir kısmı iletim esnasında sadece tek diş temasında taşınmaktadır. Helis dişlilerde profil kavrama oranına ek olarak helis kavrama oranının varlığı yükün sürekli birden fazla diş tarafından taşındığını göstermektedir. Sürekli yük paylaşımı diş rijitliği değerinde dalgalanma olmadığı ve sehimin düz dişlilere kıyasla daha az olduğu anlamına gelmektedir. Bu sebeple helis dişlilerde iletim hataları daha azdır. Makro-geometri optimizasyonu uygulanmış helisel dişli çarklarda dahi uygulanan profil modifikasyonla elde edilen TTİH değerlerindeki azalma grafiklerde gösterilmiştir.

Diş profili üzerinde tek diş temasının en yüksek noktasının diş başı daraltma yönteminde başlangıç noktası olarak referans kabul edildiği modifikasyonda her iki dişli çarkta 0-50 μm aralığı 10 adım değeri için çözdürülmüştür. İterasyon sonucunda 100 varyasyon elde edilmiş, modifikasyon yapılmamış durum ile birlikte dişli ve pinyon için grafiklerde ayrı ayrı gösterilmiştir. Tahrik dişlisi olan A_1 için 30 μm civarı TTİH değerlerinin azalma eğilimi gösterdiği Şekil 4.26'dan gözlemlenmiştir. Tahrik edilen dişli A_2 için 40 μm bölgesi minimuma yakınsamanın olduğu çözüm bölgesidir (Şekil 4.27). Grafiklerde sabit diş başı daraltma miktarına karşılık farklı TTİH değerlerine sahip varyasyonların oluşmasının sebebi eşlenik hareket edilen dişlinin aldığı çözüm değerleridir. Grafiklerde ayrıca dişli verimi renk skalasında ifade edilmiştir. TTİH değerlerindeki azalma, verimde artırıcı bir etkiye sahiptir.



Şekil 4.26. A_1 dişlisinde diş ucu daraltma miktarının iletim hata genliği ve verime etkisi



Şekil 4.27. A_2 dişlisinde diş ucu daraltma miktarının iletim hata genliği ve verime etkisi

Optimizasyonun ilk basamağında elde edilen grafiklerden diş ucu daraltma miktarına göre TTİH değerlerindeki artış-azalış eğilimi gözlemlenmiştir. Elde edilen veriler ışığında optimal çözüm bölgesi tespit edilerek, ikinci çözüm için giriş verileri belirlenmiştir. Çizelge 4.19'da ikinci çözüme dâhil edilecek değer aralığı gösterilmiştir. Çark ve pinyon için belirtilen değer aralığı tam değerlerin elde edilebilmesi için 11 adımda çözdürülmüş 121 varyasyon elde edilmiştir.

Çizelge 4.21. A₁-A₂ dişli çifti ikinci çözüm değer aralığı

Modifikasyonun uygulanacağı dişli	Çözüm aralığı
A ₁ (Tahrik dişlisi)	25-35 μ m
A ₂ (Tahrik edilen dişli)	30-40 μ m

Minimum TTİH sıralaması yapılarak elde edilen ilk 10 dişli varyasyonu ve modifikasyon öncesi durum Çizelge 4.20’de gösterilmiştir. Çizelgede dinamik şartlarda profil modifikasyonun çalışma parametrelerine etkisi görülmektedir. Dişli varyasyonları çözüm numaraları ile birlikte verilmiş, modifikasyon öncesi durum sıfır ile tanımlanmıştır. Tepeden tepeye iletim hatası uygulanan modifikasyon ile %54 oranında azalmıştır. Yük altında dişlilerde meydana gelen elastik deformasyonlardan dolayı açısız olarak geciken tahrik dişlisinin temastaki diş, kavramaya yeni katılan eşlenik diş ile olması gereken zamandan daha erken temas başlamaktadır. Bunun anlamı, yük altında profil kavrama oranı her zaman teorik kavrama oranından daha büyük bir değere sahiptir. Diş başı daraltma veya diş dibi boşaltma gibi profil modifikasyonlar ile temas başlangıcı ertelenerek teorik kavrama oranı ile yük altında kavrama oranı eşitlenmeye çalışılmaktadır. Profil kavrama oranı teoride 1,257 iken yük altında 1,53’e çıkmaktadır. Profil modifikasyon ile yük altında kavrama değeri 1,37’ye indirilmiştir. Dinamik koşulların dişli üzerindeki açığa çıkardığı etkileri aynı olsa dahi dişlideki her bir dişin yük altındaki davranışı malzeme içyapısı, çalışma alanı, güç kaynağı gibi faktörlere bağlı olarak etki dereceleri değişiklik gösterebilir. Dişli çarklarda temel kurallara dayanan sabit çevre hızı ve hareketin kayma olmadan iletilme ilkeleri reel şartlarda bir miktar bozulabilmektedir. Tabloda verilen iletilen tork dalgalanmalarının (ΔT) ve güç kaybının (P_{loss}) sebebi açıklanan durumdur. Dişli çarklarda hareket ve güç iletimi diş genişliği boyunca yüzeylerin çizgisel temas üzerinden birbirlerine uyguladıkları kuvvet ile sağlanmaktadır. Çark ve pinyon dönme hareketi yaparken diş yüzeyleri birbiri üzerinde kuvvetin etkisiyle kayma hareketi yapmaktadır. Hareket bölüm dairesinde, C noktasında, yuvarlanma, sonrasında tekrar kayma olarak devam etmektedir. Kayma hızına ve yüzeylerin birbiri üzerinde oluşturduğu basınca bağlı ısı açığa çıkmaktadır. Profil modifikasyon ile tabloda gösterildiği gibi, temas sıcaklığı azaltılabilmektedir. İletim hataları ve diş rijitliğinden kaynaklanan harmoniklerin birinci (1. hg) ve ikinci genliği (2. hg) ayrıca verilmiştir. Modifikasyon uygulanmasıyla oluşan harmoniğin genlik değerlerinde ve Masuda eşitliğine [81] göre hesaplanan gürültü seviyelerinde kayda değer bir azalma gözlemlenmiştir.

Optimal diş başı daraltma miktarı, tahrik dişlisi için 32 μm , tahrik edilen dişli için 39 μm değerlerinin kaydedildiği 87 numaralı çözümden elde edilmiştir. Pinyon ve çark için profil üzerindeki tek diş temasının en yüksek noktasına karşılık gelen genişlik faktörü (L_{Ca}) değerleri tabloda verilmiştir.

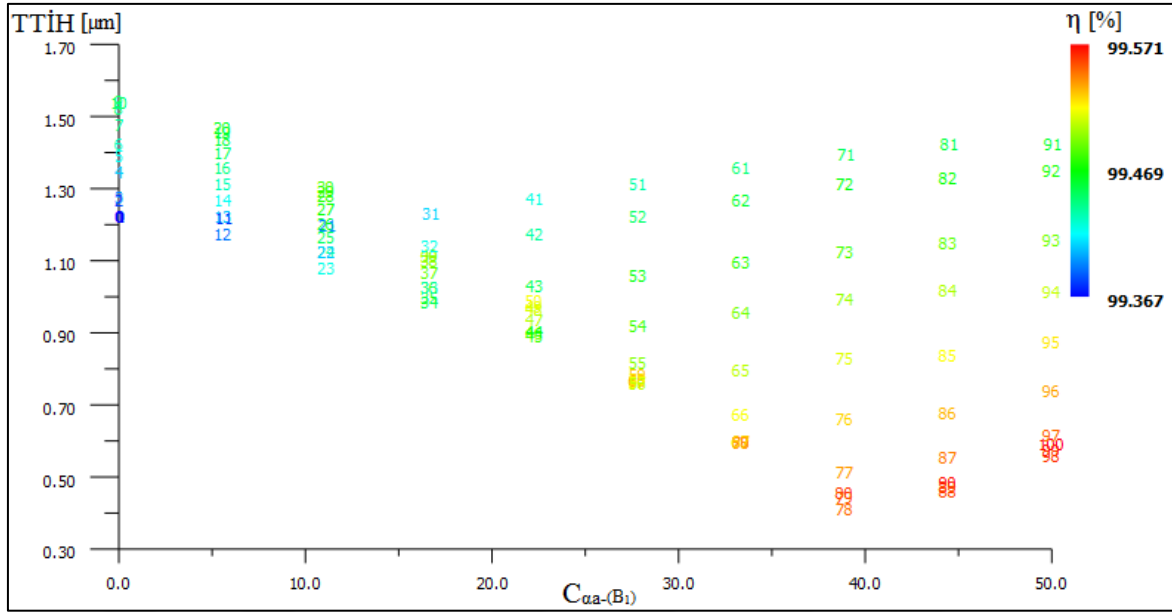
Çizelge 4.22. A_1 - A_2 dişli çifti çalışma parametreleri

No	TTİH [μm]	ϵ_a	verim [%]	dB(A)	ΔT [Nm]	Θ_{temas} [$^{\circ}\text{C}$]	P_{loss} [W]	1. hg. [μm]	2. hg. [μm]	$C_{\alpha a1}$ [μm]	L_{Ca1}	$C_{\alpha a2}$ [μm]	L_{Ca2}
87	1,58	1,37	99,45	57,8	6,09	149,9	1713	0,695	0,138	32	0,749	39	0,747
42	1,59	1,38	99,44	57,9	5,85	149,2	1736	0,719	0,081	28	0,749	38	0,747
31	1,61	1,38	99,44	58	5,52	149,1	1743	0,731	0,077	27	0,749	38	0,747
55	1,61	1,37	99,45	58	6,07	150,1	1725	0,716	0,116	29	0,749	40	0,747
109	1,61	1,35	99,45	58	6,83	150,1	1705	0,696	0,168	34	0,749	39	0,747
44	1,62	1,37	99,45	58	6,44	150,1	1730	0,722	0,107	28	0,749	40	0,747
101	1,62	1,38	99,44	58,1	6,2	146	1742	0,787	0,059	34	0,749	31	0,747
54	1,62	1,37	99,45	58,1	6,37	149,7	1727	0,713	0,104	29	0,749	39	0,747
92	1,62	1,38	99,44	58,1	5,41	147,1	1734	0,757	0,074	33	0,749	33	0,747
82	1,62	1,38	99,44	58,1	6,84	147,6	1733	0,745	0,077	32	0,749	34	0,747
0	3,46	1,53	99,24	64,7	6,85	183,8	2355	1,675	0,497	0	0,000	0	0,000

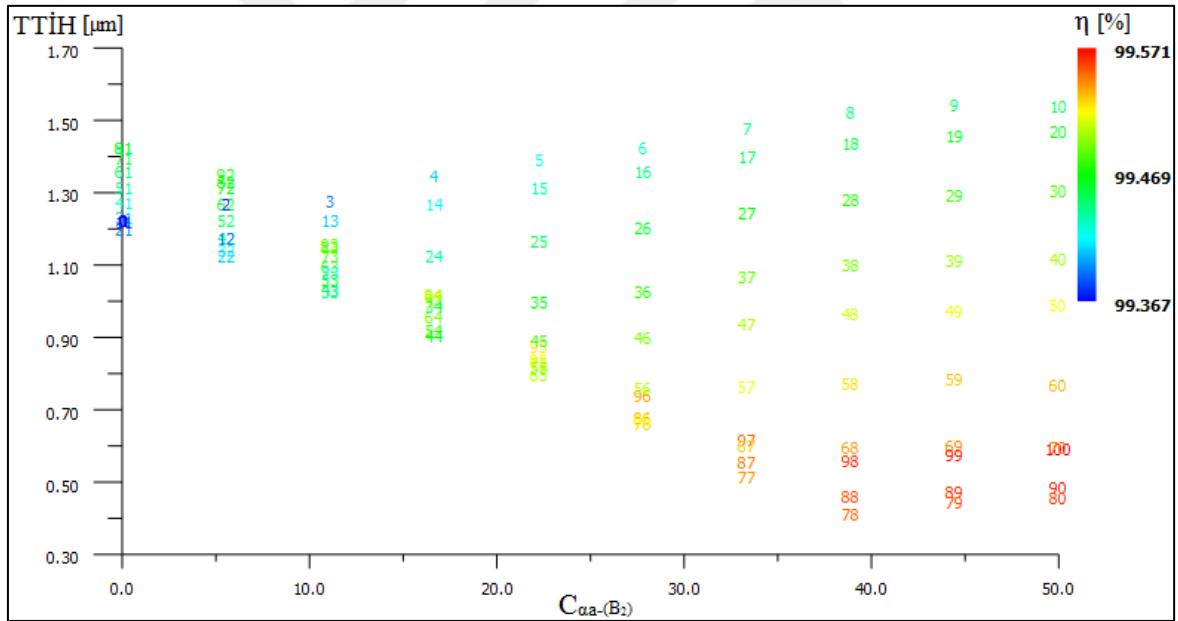
4.3.2. B_1 - B_2 dişli çifti mikro-geometri optimizasyonu

Giriş dişlisi için uygulanan optimizasyon yöntemi benzer şekilde B_1 - B_2 dişli çifti için de uygulanmıştır. Giriş dişli seti vasıtasıyla ara mile aktarılan hareket ve güç, B_1 - B_2 dişli seti üzerinden hızı artırılarak çıkış miline iletilmektedir. A_1 - A_2 dişli çifti ile beraber çalıştığı durum dişli kutusundaki üçüncü vites kademesini oluşturmaktadır. Kademedeki tahrik dişlisi B_2 , tahrik edilen dişli B_1 olarak çalışmaktadır.

Diş profili üzerinde tek diş temasının en yüksek noktasının diş başı daraltma yönteminde başlangıç noktası olarak kabul edildiği modifikasyonda her iki dişli çarkta 0-50 μm aralığı 10 adım değeri için çözdürülmüştür. İterasyon sonucunda 100 varyasyon elde edilmiş, modifikasyon yapılmamış durum ile birlikte dişli ve pinyon için grafiklerde ayrı ayrı gösterilmiştir. Tahrik edilen ve tahrik eden her iki dişli çifti için yapılan kaba çözümde diş başı daraltma miktarı 40 μm civarında TTİH değerlerinin azalma eğilimi gösterdiği Şekil 4.28 ve Şekil 4.29’da diş başı daraltma miktarına göre TTİH ve verim değerleri gösterildiği grafiklerden gözlemlenmiştir.



Şekil 4.28. B₁ dişlisinde diş ucu daraltma miktarının iletim hata genliği ve verime etkisi



Şekil 4.29. B₂ dişlisinde diş ucu daraltma miktarının iletim hata genliği ve verime etkisi

Optimizasyonun ilk basamağında elde edilen grafiklerden diş ucu daraltma miktarına göre TTİH değerlerindeki artış-azalış eğilimi gözlemlenmiştir. Elde edilen veriler ışığında optimal çözüm bölgesi tespit edilerek, ikinci çözüm için giriş verileri belirlenmiştir. Çizelge 4.21’de ikinci çözüme dâhil edilecek değer aralığı gösterilmiştir. Çark ve pinyon için belirtilen değer aralığı tam değerlerin elde edilebilmesi için 11 adımda çözdürülmüş 121 varyasyon elde edilmiştir. Minimum TTİH sıralaması yapılarak elde edilen ilk 10 dişli varyasyonu ve modifikasyon öncesi durum Çizelge 4.22’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.23. B₁-B₂ dişli çifti ikinci çözüm değer aralığı

Modifikasyonun uygulanacağı dişli	Çözüm aralığı
B1 (Tahrik edilen dişli)	35-45 μm
B2 (Tahrik dişlisi)	35-45 μm

Dişli çarklarda farklı miktarda uygulanan diş başı daraltma işlemi, dinamik çalışma koşullarını ciddi bir etkiye sahiptir. Çizelge 4.22’de profil modifikasyon varyasyonlarının dinamik şartlarda çalışma parametrelerine etkisi görülmektedir. Çizelgede dişli varyasyonları çözüm numaraları ile birlikte verilmiş, modifikasyon öncesi durum sıfır ile tanımlanmıştır. Tepeden tepeye iletim hatası uygulanan modifikasyon kayda değer oranda azalmıştır. İstenmeyen erken temas, diş başında yapılan boşaltma sayesinde giderildiğinden kavrama oranı azalmış, teorik kavrama oranına yaklaşmıştır. Yük altında kavrama oranı 1,67 iken, elastik deformasyonun ihmal edildiği haller için bu oran 1,33 dür. Profil modifikasyon ile 1,52 değerine indirilmiştir. Eşlenik hareketin bozulmasından kaynaklanan tork dalgalanmaları ve güç kaybı, TTİH değerine bağlı düşmüştür. Kayma hızı ve temas basıncının fonksiyonu olan ve kayma hızının en yüksek olduğu diş başı bölgelerinde en yüksek değerlere ulaşan temas sıcaklığının maksimum değeri, optimal profil modifikasyon varyasyonunda, modifikasyonsuz dişliye göre 30°C daha düşüktür. Dinamik etkiler neticesinde oluşan harmoniklerin genlikleri tabloda değerlendirilmiştir. Birinci harmonik genliği on kat azalırken ikinci harmonikte 0,05 μm artış gözlemlenmiştir. Profil modifikasyon uygulaması ile Masuda eşitliklerine dayanan gürültü seviyesi 9,25 dB(A) azalmıştır. Tabloda en düşük TTİH değerlerine göre listelenmiş profil modifikasyon varyasyonları arasında dinamik koşullarda kayda değer bir fark gözlenememiş fakat modifikasyonsuz dişliye kıyasla diş başı daraltma işlemi uygulanmış dişlilerde, dinamik koşullarda çalışma parametrelerinde ciddi farkların olduğu kaydedilmiştir. 49 numaralı çözüm optimal kabul edilmiştir.

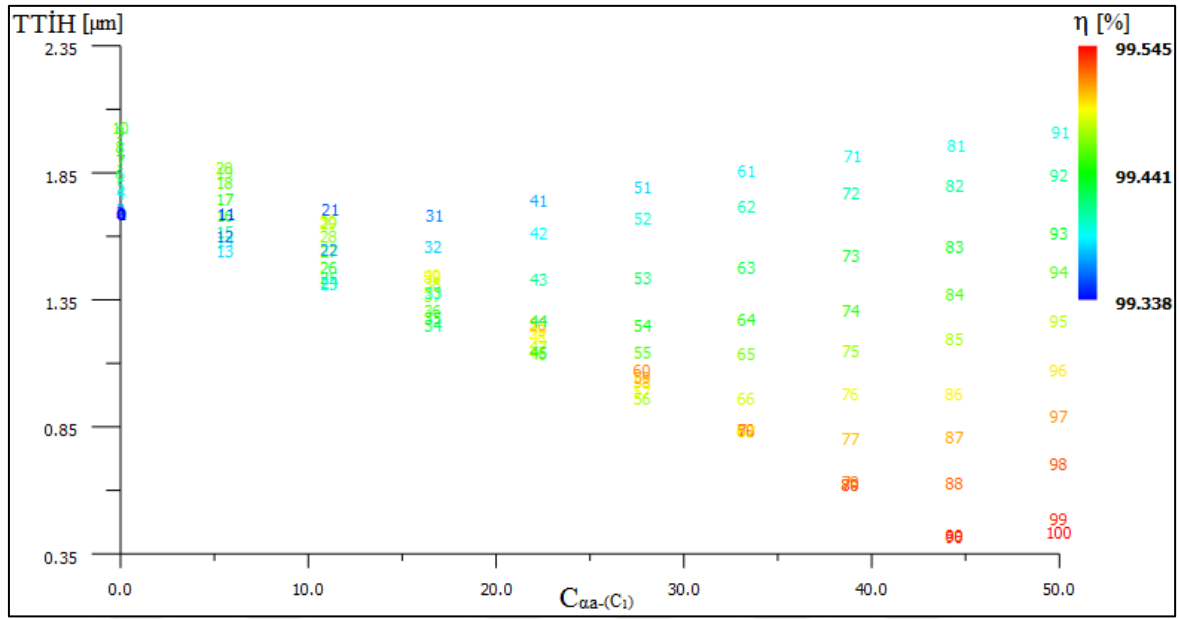
Çizelge 4.24. B₁-B₂ dişli çifti çalışma parametreleri

No	TTİH [μm]	ε _a	verim [%]	[dB(A)]	ΔT [Nm]	Θ _{temas} [°C]	P _{loss} [W]	1. hg. [μm]	2. hg. [μm]	C _{αa1} [μm]	L _{Ca1}	C _{αa2} [μm]	L _{Ca2}
49	0,424	1,52	99,55	44,98	1,92	125,2	1405	0,056	0,152	39	0,938	39	0,937
59	0,425	1,51	99,55	44,99	1,89	125,4	1405	0,065	0,151	40	0,938	38	0,937
71	0,425	1,51	99,55	45,00	2,10	125,7	1396	0,065	0,143	41	0,938	39	0,937
70	0,425	1,51	99,55	45,00	2,06	125,7	1401	0,070	0,147	41	0,938	38	0,937
60	0,428	1,51	99,55	45,05	1,93	125,5	1401	0,058	0,148	40	0,938	39	0,937
50	0,430	1,51	99,55	45,09	1,96	125,3	1401	0,048	0,151	39	0,938	40	0,937
72	0,432	1,50	99,55	45,14	2,12	125,8	1392	0,063	0,140	41	0,938	40	0,937
69	0,432	1,51	99,55	45,15	1,87	125,6	1406	0,074	0,152	41	0,938	37	0,937
61	0,432	1,51	99,55	45,15	2,08	125,5	1397	0,054	0,145	40	0,938	40	0,937
51	0,432	1,51	99,55	45,15	2,19	125,3	1397	0,042	0,151	39	0,938	41	0,937
0	1,231	1,67	99,37	54,23	2,44	155,3	1971	0,537	0,105	0	0	0	0

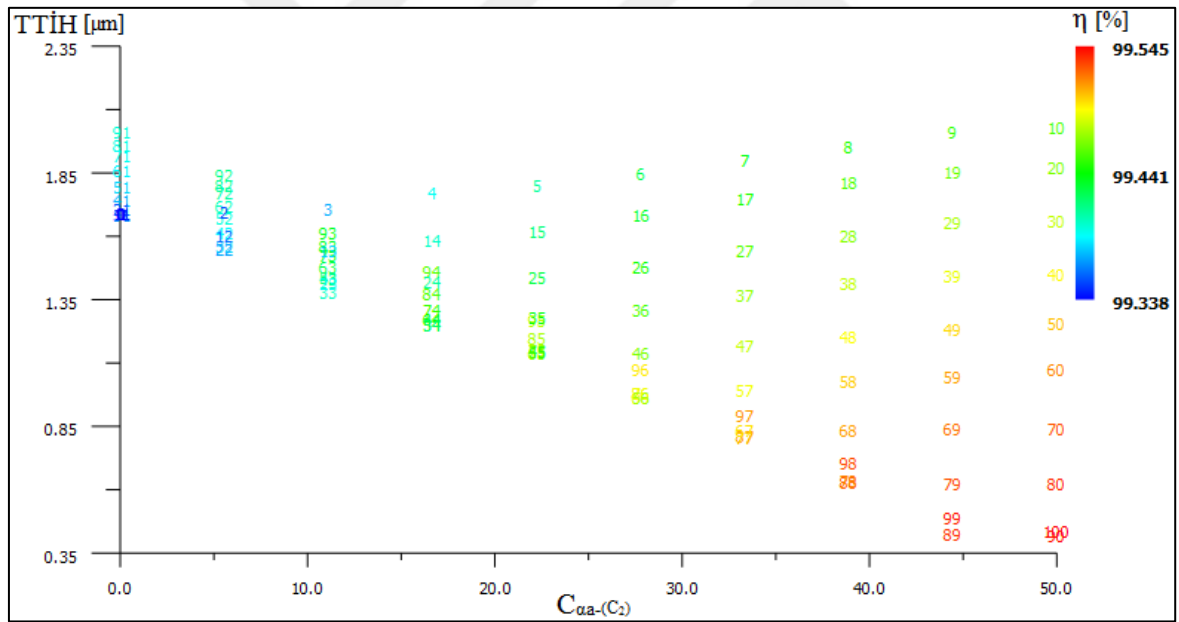
4.3.3. C₁-C₂ dişli çifti mikro-geometri optimizasyonu

Optimal profil modifikasyon miktarının belirlenmesi için uygulanan optimizasyon yöntemi benzer şekilde C₁-C₂ dişli çifti için de uygulanmıştır. Dişli kutusunda ara milde aktarılan hareket C₁-C₂ dişli çifti üzerinden torku artırılarak çıkış miline aktarılmaktadır. Giriş dişli seti ile C₁-C₂ dişli çiftinin oluşturduğu hareket ve güç akışı dişli kutusunda ikinci vites kademesini oluşturmaktadır. Kademedeki tahrik dişlisi C₂, tahrik edilen dişli C₁ olarak çalışmaktadır.

Diş yüzeyinde, tek diş teması için en yüksek çap ölçüsü referans alınarak 0-50 μm aralığı 10 adım değeri için çözdürülmüştür. İterasyon sonucunda 100 varyasyon elde edilmiş, modifikasyon yapılmamış durum ile birlikte dişli ve pinyon için grafiklerde ayrı ayrı gösterilmiştir. Tahrik edilen dişli C₁ için yapılan çözümde TTİH değerleri 45 μm'ye kadar azalma eğilimi gösterdiği, sonra ki adımda değerlerin arttığı Şekil 4.30'da, grafikte gözlemlenmiştir. Şekil 4.31'de tahrik edilen dişli için yapılan çözüm sonuçları gösterilmiştir. Grafikte son adıma kadar değerlerin arttığı görülmektedir. Tepe noktasının ikinci çözümde tespit edilebileceği öngörüsü ile çözüm yenilenmemiştir. 50 μm sınırında yapılan kaba çözüm, ikinci çözümde genişletilmiştir. Eşlenik hareket eden her iki dişli için verilen grafikler incelendiğinde, TTİH değerlerinin her iki dişli için de uygun modifikasyon ile azaltılabildiği, uygulama yapılmış bazı dişli çiftlerin modifikasyonsuz durumdan daha yüksek TTİH değerlerine sahip olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.30. C_1 dişlisinde diş ucu daraltma miktarının iletim hata genliği ve verime etkisi



Şekil 4.31. C_2 dişlisinde diş ucu daraltma miktarının iletim hata genliği ve verime etkisi

Optimizasyonun ilk basamağında elde edilen grafiklerden diş ucu daraltma miktarına göre TTİH değerlerindeki artış-azalış eğilimi gözlemlenmiştir. Elde edilen veriler ışığında optimal çözüm bölgesi tespit edilerek, ikinci çözüm için giriş verileri belirlenmiştir. Çizelge 4.23'de ikinci çözüme dâhil edilecek değer aralığı gösterilmiştir. Çark ve pinyon için belirtilen değer aralığı tam değerlerin elde edilebilmesi için 11 adımda çözdürülmüş

121 varyasyon elde edilmiştir. Minimum TTİH sıralaması yapılarak elde edilen ilk 10 dişli varyasyonu ve modifikasyon öncesi durum Çizelge 4.24'te gösterilmiştir.

Çizelge 4.25. C₁-C₂ dişli çifti ikinci çözüm değer aralığı

Modifikasyonun uygulanacağı dişli	Çözüm aralığı
C ₁ (Tahrik edilen dişli)	40-50 μm
C ₂ (Tahrik dişlisi)	45-55 μm

Çizelge 4.23'de belirtilen optimum çözüm aralığında yapılan ikinci çözümden elde edilen değerler Çizelge 4.24'te verilmiştir. Kaba çözümde tepe noktası elde edilemeyen tahrik dişlisi için tanımlanan yeni aralıkta en düşük değer elde edilmiştir. Minimum TTİH değerlerine göre yapılan sıralamada listelenmiş ilk 10 çözüm içerisinde tahrik dişlisi için diş ucu daraltma miktarı değer aralığı 47-52 μm olarak kaydedilmiştir. Tepeden tepeye iletim hatası diş başı daraltması ile 1,704 den 0,370'e indirilmiştir. Yük altında dişlide meydana gelen sehim sebebiyle 1,337 den 1,67 ye çıkan kavrama oranı, istenmeyen erken teması engellemek için uygulanan profil modifikasyonla azaltılarak 1,46'ya düşürülmüştür. Helis dişlilerde verimin yüksek değerlere ulaşmasına rağmen optimal sonuçta verim 99,54 olarak hesaplanmıştır. Profilde yapılan boşaltma işlemi küçük değerde bile olsa diş rijitliğine etki etmektedir. Burada yapılan işlemde diş rijitliği uygulama bölgesinde azaltılsa bile dinamik çalışma koşullarında meydana gelen elastik deformasyona sebep olan istenmeyen birleşim engellendiğinden çalışma düzeni iyileşmektedir. Diş rijitliğindeki azalma sebebiyle iletimdeki tork değişimi 0.71 Nm artmıştır. Diş yüzeyinde hasar oluşumuna sebep olan temas sıcaklığının maksimum değeri 159 °C'den 131,1 °C'ye indirilmiştir. Diş yüzeylerinde girişim durumu engellenerek kayıp güç azaltılmıştır. Dişlilerde eşlenik hareketin iyileştirilmesiyle, oluşan harmonik genlikleri azaltılarak gürültü seviyesi düşürülmüştür. Tahrik dişlisi için 48 μm , tahrik edilen dişli için 46 μm diş başı daraltma miktarı uygulanan 70 numaralı varyasyon optimum çalışma parametrelerini sunmaktadır.

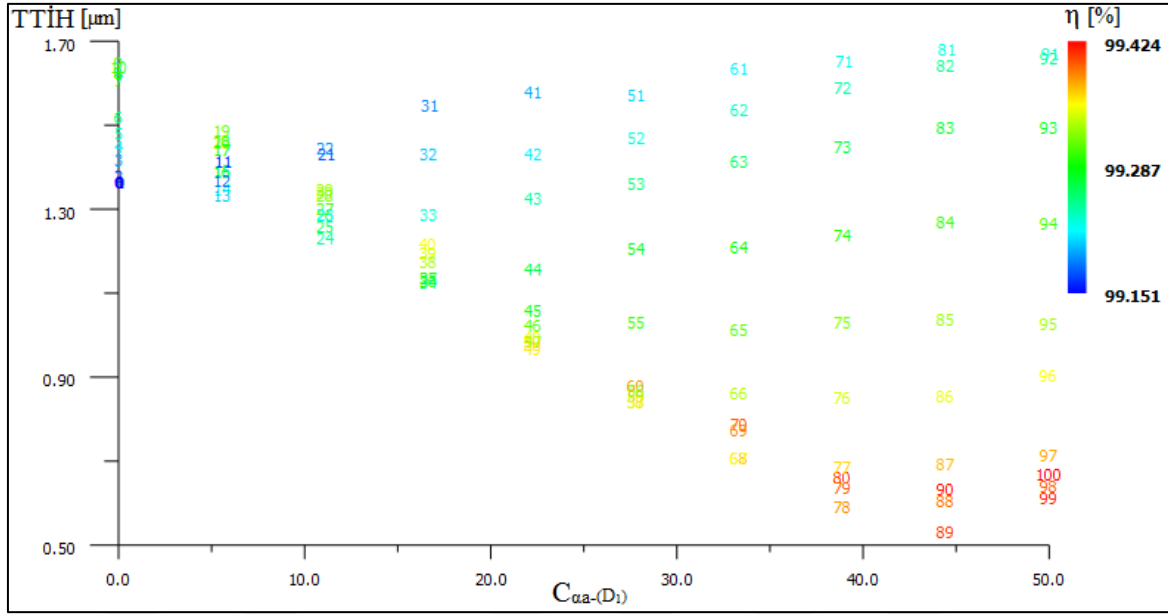
Çizelge 4.26. C₁-C₂ dişli çifti çalışma parametreleri

No	TTİH [μm]	ε _a	verim [%]	[dB(A)]	ΔT [Nm]	Θ _{temas} [°C]	P _{loss} [W]	1. hg. [μm]	2. hg. [μm]	C _{aa1} [μm]	L _{Ca1}	C _{aa2} [μm]	L _{Ca2}
70	0,370	1,46	99,54	43,57	3,33	131,1	1431	0,05	0,10	46	0,950	48	0,951
69	0,377	1,47	99,54	43,74	3,26	130,7	1435	0,06	0,09	46	0,950	47	0,951
74	0,378	1,44	99,54	43,76	3,58	132,2	1418	0,04	0,11	46	0,950	52	0,951
68	0,381	1,47	99,54	43,83	3,20	130,4	1439	0,08	0,09	46	0,950	46	0,951
81	0,383	1,46	99,54	43,87	3,35	131,1	1429	0,05	0,09	47	0,950	48	0,951
63	0,384	1,44	99,54	43,89	3,53	132,1	1421	0,02	0,12	45	0,950	52	0,951
71	0,388	1,46	99,54	43,98	3,44	131,4	1428	0,04	0,10	46	0,950	49	0,951
80	0,389	1,46	99,54	44,01	3,29	130,8	1433	0,07	0,09	47	0,950	47	0,951
62	0,390	1,45	99,54	44,02	3,46	131,9	1424	0,01	0,12	45	0,950	51	0,951
85	0,390	1,44	99,55	44,03	3,59	132,3	1416	0,05	0,10	47	0,950	52	0,951
0	1,704	1,67	99,34	56,84	2,62	159,0	2062	0,91	0,09	0	0,000	0	0,000

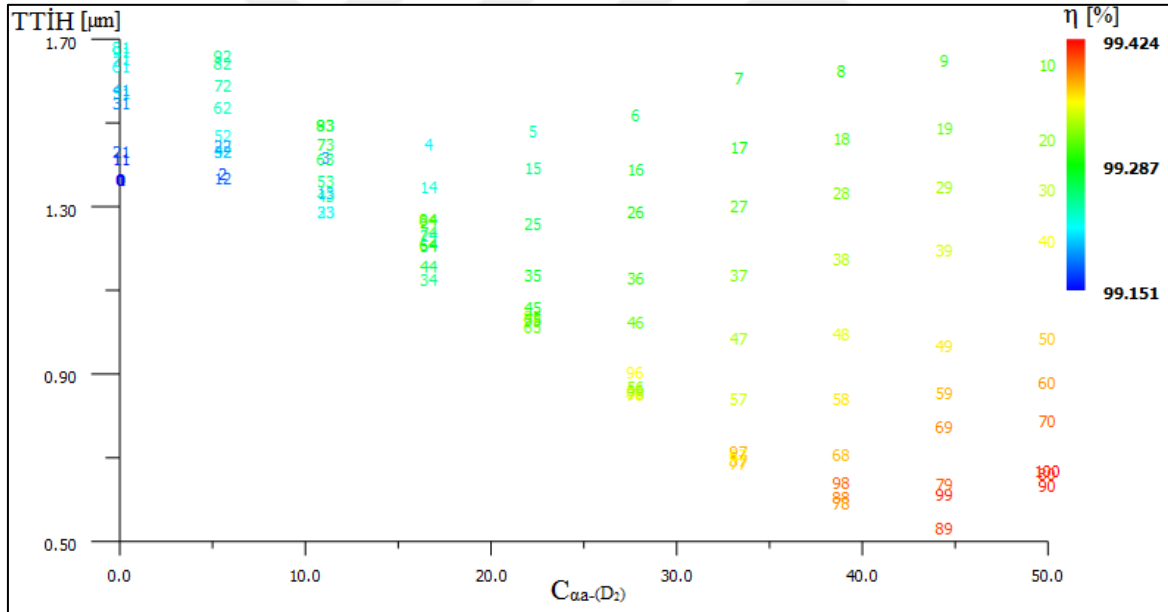
4.3.4. D₁-D₂ dişli çifti mikro-geometri optimizasyonu

D₁-D₂ dişli çiftinde dinamik yüklerin en aza indirilmesi ve güvenli çalışma ortamının sağlanabilmesi için uygulanan profil modifikasyonun optimal değerleri, dişli kutusunda çalışan diğer dişli setlere uygulanan yöntem kullanılarak elde edilmiştir. Giriş dişlisinin ara mile aktardığı hareketi en yüksek iletim oranını oluşturacak şekilde çıkış miline aktarılması D₁-D₂ dişli çifti ile sağlanmaktadır. Oluşturulan bu aktarım düzeni dişli kutusunda birinci vites kademesini oluşturmaktadır. Kademedeki tahrik dişlisi D₂, tahrik edilen dişli D₁ olarak çalışmaktadır.

Tek diş temasının diş yüzeyi üzerinde olduğu son nokta, diş başından uygulanmış modifikasyonun başlangıç noktası olarak referans alınmıştır. Diş başında daraltma miktarı kaba çözümde 0-50 μm aralığında, 10 adımda çözdürülmüştür. İterasyon sonucunda elde edilen varyasyonlar, modifikasyon yapılmamış durum ile birlikte dişli ve pinyon için grafiklerde ayrı ayrı gösterilmiştir. Tahrik edilen ve tahrik eden her iki dişli çifti için yapılan kaba çözümde diş başı daraltma miktarı 45 μm civarında TTİH değerlerinin azalma eğilimi gösterdiği, Şekil 4.32 ve Şekil 4.33'te diş başı daraltma miktarına göre TTİH ve verim grafiklerinden gözlemlenmiştir.



Şekil 4.32. D₁ dişlisinde diş ucu daraltma miktarının iletim hata genliği ve verime etkisi



Şekil 4.33. D₂ dişlisinde diş ucu daraltma miktarının iletim hata genliği ve verime etkisi

Optimizasyonun ilk basamağında 0-50 μm değer aralığında yapılan kaba çözümde dönüm noktası elde edilmiştir. Profil modifikasyon işlemleri dişli özelinde olan uygulamalar olması sebebiyle sistemdeki her bir dişli için ayrı hesaplanarak, ayrı değerler elde edilmiştir. Dönüm noktasının olduğu optimum bölge, detaylandırılacak ikinci çözümün giriş değerlerini tanımlamaktadır. Çizelge 4.25'te ikinci çözüme dâhil edilecek değer aralığı gösterilmiştir. Çark ve pinyon için belirtilen değer aralığı tam değerlerin elde edilebilmesi için 11 adımda çözdürülmüş 121 varyasyon elde edilmiştir. Minimum TTİH

sıralaması yapılarak elde edilen ilk 10 dişli varyasyonu ve modifikasyon öncesi durum Çizelge 4.26’da gösterilmiştir.

Çizelge 4.27. D₁-D₂ dişli çifti ikinci çözüm değer aralığı

Modifikasyonun uygulanacağı dişli	Çözüm aralığı
D ₁ (Tahrik edilen dişli)	40-50 µm
D ₂ (Tahrik dişlisi)	40-50 µm

Çizelge 4.25’a göre yapılan çözümden elde edilen optimal varyasyonlara ait parametreler ve modifikasyon uygulanmamış dişli çifti parametreleri Çizelge 4.26’da gösterilmiştir. Tepeden tepeye iletim hatası uygulanan modifikasyonla 1,373 µm’dan 0,514 µm’ye indirilmiştir. Yüksüz durumda profil kavrama oranı 1,361 iken, yük altında meydana gelen sehinden dolayı profil kavrama oranı 1,61’e yükselmiştir. Uygulanan diş başı daraltma işlemi ile profil kavrama oranı dinamik durumda 1,46’ya indirilmiştir. TTİH’ye bağlı olarak kayıp gücün azalması, verim artışına katkı sağlamıştır. İletim esnasında, özellikle diş geçişlerinde oluşan harmonikler dengelenerek genlikleri azaltılmıştır. Gürültüyü tetikleyen titreşimlerin dengelenmesiyle 57,62 dB(A) olarak hesaplanan ilk değer uygun modifikasyonla 49,09 dB(A) değerine düşürülmüştür. Geniş bir dişli olması sebebiyle D₁-D₂ dişli çiftinin rijitliği yüksektir. TTİH değerinin küçük olması ve tork dalgalanmalarının az olmasının sebebi bu durumla açıklanabilir. Yüksek iletim oranının sonucu olarak taşınan yük ve kayma hızının fazla olması temas sıcaklığının maksimum değerini modifikasyonsuz dişli setinde 170 °C’ye çıkarmıştır. Uygulanan yöntemle maksimum temas sıcaklığı 133 °C’ye indirilmiştir. Tahrik dişlisi için 43 µm, tahrik edilen dişli için 45 µm diş başı daraltma miktarı uygulanan 59 numaralı varyasyon optimum çalışma parametrelerini sunmaktadır.

Çizelge 4.28. D₁-D₂ dişli çifti çalışma parametreleri

No	TTİH [μm]	ε _a	verim [%]	dB(A)	ΔT [Nm]	Θ _{temas} [°C]	P _{loss} [W]	1. hg. [μm]	2. hg. [μm]	C _{aa1} [μm]	L _{Ca1}	C _{aa2} [μm]	L _{Ca2}
59	0,514	1,46	99,40	49,09	1,98	133	1856	0,18	0,11	45	1,003	43	1,004
70	0,517	1,46	99,41	49,13	1,89	133	1852	0,19	0,10	46	1,003	43	1,004
48	0,520	1,47	99,40	49,19	1,90	133	1860	0,16	0,12	44	1,003	43	1,004
25	0,522	1,48	99,40	49,23	1,71	132	1876	0,13	0,14	42	1,003	42	1,004
37	0,524	1,47	99,40	49,25	1,89	133	1864	0,15	0,12	43	1,003	43	1,004
26	0,528	1,47	99,40	49,31	1,88	132	1868	0,14	0,13	42	1,003	43	1,004
36	0,528	1,47	99,40	49,32	1,81	132	1872	0,14	0,13	43	1,003	42	1,004
60	0,528	1,46	99,41	49,32	2,04	133	1848	0,19	0,10	45	1,003	44	1,004
38	0,532	1,47	99,40	49,38	2,11	133	1856	0,16	0,12	43	1,003	44	1,004
49	0,532	1,46	99,41	49,39	1,97	133	1852	0,18	0,11	44	1,003	44	1,004
0	1,373	1,61	99,15	57,62	2,68	170	2644	0,34	0,36	0	0,000	0	0,000



5. SONUÇLAR

Bu çalışmada sondaj makinelerinde kullanılan dört kademeli referans dişli kutusu, KISSsys programı ile bilgisayar ortamında dinamik model haline getirilerek, KISSsoft programı ile makro ve mikro düzeyde optimize edilmiştir. Optimizasyonun hedefi, referans dişli kutusunda, kutu hacmi, her bir vites kademesi için iletim oranları ve eksenler arası mesafenin değişmediği tasarım şartlarında, diş dibi ve yüzey mukavemetinin artırıldığı, ağırlık ve gürültünün azaltıldığı bir revizyon gerçekleştirmektir. Makro-geometri optimizasyon çalışmasında, güvenli çalışma şartlarını sağlayabilecek, dişli mukavemeti için minimum emniyet katsayılarının her durumda 1 ve üzeri değerlerde olduğu geometrik dişli parametrelerinin tespiti gerçekleştirilmiştir. Mikro-geometri optimizasyon çalışmasında, dinamik çalışma koşullarında eşlenik hareketin sağlanabilmesi amacıyla diş profili üzerinde modifikasyonlar hesaplanmıştır. Optimizasyon sonuçlarının karşılaştırılabilmesi amacıyla analizler eş malzeme seçiminde yapılmıştır. Her iki dişli kutusu 18CrNiMo7-6 sementasyon çeliğine göre hesaplanmıştır. Hesaplamalarda giriş şartları, “BOSCH Rexroth-AA6VM80HD1/63W-VSC520B-E” marka/model hidro-motorun katalog verileri kabul edilmiştir [82]. Optimizasyon sonuçları Çizelge 5.1’de gösterilmiştir. Çalışmada dişli dayanımları ISO 6336 standardına göre hesaplatılmıştır. Optimizasyon sonrası elde edilen dişli çiftler ayrıca DIN 3990 standardına göre de hesaplatılarak sonuçlar kıyaslanmıştır. Çizelge 5.1’de optimizasyon sonuçları verilmiştir.

Çizelge 5.2. Optimizasyon sonuçları

		ISO 6336					DIN 3990						
		m [mm]	D _p [1/inç]	α [°]	β [°]	b [mm]	S _{Fmin}	S _{Hmin}	S _{Fmin}	S _{Hmin}	W [kg]	dB(A)	TTİH [μm]
A ₁ -A ₂	İlk hal	3,175	8	20	0	34,0	1,104	0,791	1,281	0,916	7,66	88,10	21,583
	Makro G.O.	3,000	8,466	30	23	32,9	1,639	1,000	1,884	1,241	7,40	83,80	3,460
	Mikro G.O.	3,000	8,466	30	23	32,9	1,669	1,008	1,924	1,254	7,40	57,80	1,580
B ₁ -B ₂	İlk hal	3,628	7	20	0	32,5	1,127	0,826	1,289	0,937	6,30	86,20	20,334
	Makro G.O.	3,000	8,466	30	18	32,0	1,336	1,000	1,522	1,178	6,25	83,50	1,231
	Mikro G.O.	3,000	8,466	30	18	32,0	1,370	1,012	1,563	1,193	6,25	44,98	0,424
C ₁ -C ₂	İlk hal	3,628	7	20	0	39,7	1,036	0,785	1,176	0,883	7,61	85,10	4,984
	Makro G.O.	3,175	8	30	16	39,7	1,341	1,001	1,502	1,153	7,75	83,50	1,704
	Mikro G.O.	3,175	8	30	16	39,7	1,355	1,010	1,535	1,166	7,75	43,57	0,370
D ₁ -D ₂	İlk hal	4,233	6	20	0	60,0	1,288	0,837	1,439	0,937	12,39	86,90	26,653
	Makro G.O.	3,908	6,5	30	12	60,0	1,690	1,000	1,914	1,138	12,31	84,90	1,373
	Mikro G.O.	3,908	6,5	30	12	60,0	1,711	1,006	1,938	1,146	1,31	49,09	0,514

Makro-geometri optimizasyon çalışmasında, hidro-motorun maksimum tork ve devir şartlarına dayanım gösterebilecek, giriş milindeki hareketi güvenli şekilde çıkış miline aktarabilecek dişli çiftleri oluşturulmuştur. Modül, kavrama açısı, helis açısı, diş genişliği, kalite, profil kaydırma katsayısı değişkenlerine göre diş dibi ve yüzey mukavemeti için optimal değerler elde edilmiştir. Optimizasyonda değişken olarak atanmayan her bir parametre referans dişli kutusu ile eşdeğer kabul edilmiştir. Makro-geometri optimizasyonunun ilk basamağında geniş modül ve helis açısı aralığında çözüm yapılarak diş dibi ve yüzey mukavemetinin ortak olarak en iyi olduğu aralıkların tespiti yapılmış, çözüm bu bölgelere daraltılarak her bir adımda yeni değişken eklenmek suretiyle hesaplar tekrarlanmıştır. Modül ve helis açısının optimal bölgesi, basınç açısı ile tekrar çözdürülmüş, yeni optimal bölge kütle ve gürültü açısından değerlendirilerek, profil kaydırma katsayısı kontrolü yapılmak üzere uygun parametreler tespit edilmiştir.

Her bir dişli çifti için yapılan hesaplamalarda, modül artışının diş dibi mukavemetini arttırdığı, sabit eksenler arası mesafede diş boyutundaki büyümeye karşılık diş sayısındaki azalmadan dolayı yüzey mukavemetinin azaldığı tespit edilmiştir. Düşük modül değerlerinde yeterli diş dibi dayanımı sağlanamadığından her bir vites kademesinde optimum modül değeri 3-4 mm aralığında elde edilmiştir. Helis dişli çiftleri, açılı yerleşim düzenine sahip yapıları gereği kademeli yüklenmeye maruz kaldığından ve profil kavrama oranına ek olarak helis kavrama oranından dolayı yükün birden fazla diş tarafından paylaşılması dolayısıyla, düz dişlilere kıyasla daha yüksek diş dibi ve yüzey mukavemeti göstermişlerdir. Helis açısındaki artışın eksenel yükleri arttırması sebebiyle sürekli mukavemet artışı gözlemlenmemiş, optimal değerler 12° - 23° aralığında elde edilmiştir. Basınç açısının titreşim ve gürültü üzerinde negatif etkiye sahip olmasına rağmen, dişli kutusunda giriş şartları ve iletim oranlarının yüksek olması sebebiyle yeterli dayanım ancak 30° basınç açısında elde edilmiştir. Tasarımda basınç açısının olumsuz etkisi profil kaydırma ve profil modifikasyon çalışmaları ile telafi edilmiştir. Diş dibi ve yüzey mukavemeti için emniyet katsayıları makro-geometri optimizasyonu ile referans dişli kutusunda çalışan dişli çiftlere kıyasla kayda değer oranda arttırılmıştır.

Mikro-geometri optimizasyon çalışmaları, standart geometrisi belli dişli çarklarda, çalışma şartları dikkate alınarak iletim düzenini iyileştirmek amacıyla yapılan uygulamalardır. Yapılan çalışmada iletim hata genliğinin minimuma indirilebilmesi amacıyla, diş profili üzerindeki tek diş temasının olduğu en yüksek noktanın başlangıç olarak kabul edildiği,

diş başından lineer daraltma modifikasyonu için optimal boşaltma miktarı analiz edilmiştir. Giriş dişli çiftinde 3,46 μm olan TTİH değeri, tahrik eden ve edilen dişlilerde sırası ile 32-39 μm diş başından lineer daraltma yöntemi uygulanarak 1,58 μm 'ye indirilmiştir. “B, C, D” grup dişlilerde iletim hataları sırası ile 1,67, 1,704, 1,373 μm değerinde iken optimizasyon sonrası 0,424, 0,370, 0,514 μm 'ye düşürülmüştür. Diş başının optimal miktarda daraltılmasıyla, istenmeyen temas ve girişim engellenerek iletimde geçiş yumuşaklığı sağlanmıştır. Diş profillerinin birbiri üzerinde oluşturduğu aşındırıcı basınç azaltılarak temas sıcaklığı düşürülmüş, güç kaybı azaltılmış, bu sayede çalışma verimi artırılmıştır. Masuda eşitliklerine göre hesaplanan dB(A) cinsinden gürültü seviyesi her bir kademe dişli çifti için 7,5-13 birim azaltılmıştır. Elastik deformasyon sebebiyle oluşan temas düzensizlikleri ve bunun sonucu olarak artan kavrama oranı yapılan çalışmada dengelenmiştir. İletim hatalarından doğan dinamik yüklerin azaltılması diş dibi ve yüzey mukavemetinde artış sağlamıştır.

Bu çalışmada sabit hacim ve eksenler arası mesafede, makro geometrik parametrelerin diş dibi ve yüzey mukavemeti üzerindeki etkileri araştırılarak, yapılan çözümlerle önemi vurgulanmıştır. Ayrıca, makro-geometri optimizasyonu ile gerekli iyileştirmeler sağlanmış dişli setlerinde bile kayda değer oranda etkiye sahip olan mikro-geometri optimizasyonunun önemi gösterilmiştir. Referans dişli kutusu ile optimizasyonla tasarlanan dişli kutusu kıyaslandığında aynı hacimde, dayanımı daha yüksek, sessiz ve hafif dişli kutusu elde edilmiştir.



KAYNAKLAR

1. Freeth, T., and Jones, A. (2012). The cosmos in the Antikythera mechanism. *Institute for the Study of the Ancient World (ISAW) Papers*, 4.
2. Needham, J. (1986). *Science and Civilization in China*, 4 ,298.
3. İnternet: Wikipedia contributors. (2021) South-pointing chariot. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/South-pointing_chariot, Son Erişim Tarihi: 07.02.2021
4. Babalık, F. (2015). *Makine elemanları ve konstrüksiyon örnekleri*. Ankara: Dora Yayınevi. 700, 751.
5. Townsend, D. P. (1991). *Dudley's Gear handbook: The Design, Manufacture, and Application of Gears* (Second Edition(USA)). McGraw-Hill, Inc, Chapters paged separately, 6 x 9 in., Illustrated, 1991.
6. Kutay, M. G. (2006). *Dişli çarklar ve redüktörleri*. İstanbul: Birsen Yayınevi, 0.6, 0.74, 2.3.
7. Litvin, F. L., and Fuentes, A. (2004). *Gear geometry and applied theory*. Cambridge: Cambridge University Press, 404-405.
8. Andrei, L., Andrei, G., Epureanu, A., Oancea, N., Walton, D. (2002). Numerical simulation and generation of curved face width gears. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 42(1), 1-6.
9. Yazar, M., ve Özdemir, A. (2010). Eliptik Düz Dişlilerin Bilgisayar Destekli Tasarımı ve CNC Tel Erozyon ile İmalatı. *Politeknik Dergisi*, 13(4), 245-253.
10. Kalay, O. C., Doğan, O., Yılmaz, T. G., Yüce, C., Karpas, F. (2021). A comparative experimental study on the impact strength of standard and asymmetric involute spur gears. *Measurement*, 172.
11. Doğan, O., Yuce, C., Karpas, F. (2021). Effects of rim thickness and drive side pressure angle on gear tooth root stress and fatigue crack propagation life. *Engineering Failure Analysis*, 122.
12. Şahin, B., Yıldırım, N., Akpolat, A. (2018). Gear Root Bending Stress Reduction by Employing Dual Asymmetry-Asymmetry in Tooth Profile Shape and Root Fillet Form. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 39(6), 637-645.
13. Miler, D., and Hoić, M. (2021). Optimisation of cylindrical gear pairs: A review. *Mechanism and Machine Theory*, 156.
14. Mao, K., Greenwood, D., Ramakrishnan, R., Goodship, V., Shrouti, C., Chetwynd, D., Langlois, P. (2019). The wear resistance improvement of fibre reinforced polymer composite gears. *Wear*, 426, 1033-1039.

15. Liu, H., Zhu, C., Zhang, Y., Wang, Z., Song, C. (2016). Tribological evaluation of a coated spur gear pair. *Tribology International*, 99, 117-126.
16. Berdiev, D., and Yusupov, A. (2020). Improving the wear resistance of gear teeth by cyclic quenching with inductive heating. *Russian Engineering Research*, 40(6), 473-475.
17. Skoglund, P., Litstrom, O., Flodin, A. (2013). Improvement of Powder Metallurgy Gears for Engines and Transmissions. *Society of Automotive Engineers Technical Paper*, No. 2013-32-9102.
18. Akpolat, A. (2018). Kesici takım asimetrik diş ucu yarıçapının diş dibi eğilme gerilmesine etkileri. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 33(2), 713-728.
19. Liu, H., Liu, H., Zhu, C., Parker, R. G. (2020). Effects of lubrication on gear performance: A review. *Mechanism and Machine Theory*, 145.
20. Lee, H. K., Do, J. G., Hong, S. M., Yoo, D. K., Won, K. M., Chae, G. M., Lee, T. H. (2014). Research for a Development of the Test Equipment for Transmission Error of the Planetary Gear Carrier Pack. *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, 24(7), 549-554.
21. Miler, D., Žeželj, D., Lončar, A., Vučković, K. (2018). Multi-objective spur gear pair optimization focused on volume and efficiency. *Mechanism and Machine Theory*, 125, 185-195.
22. Konak, A., Coit, D. W., Smith, A. E. (2006). Multi-objective optimization using genetic algorithms: A tutorial. *Reliability engineering and system safety*, 91(9), 992-1007.
23. Savsani, V., Rao, R., Vakharia, D. (2010). Optimal weight design of a gear train using particle swarm optimization and simulated annealing algorithms. *Mechanism and Machine Theory*, 45(3), 531-541.
24. Kim, S. C., Moon, S. G., Sohn, J. H., Park, Y. J., Choi, C. H., Lee, G. H. (2020). Macro geometry optimization of a helical gear pair for mass, efficiency, and transmission error. *Mechanism and Machine Theory*, 144.
25. Gologlu, C., and Zeyveli, M. (2009). A genetic approach to automate preliminary design of gear drives. *Computers and Industrial Engineering*, 57(3), 1043-1051.
26. Roda-Casanova, V., and Sanchez-Marin, F. (2019). A 2D finite element based approach to predict the temperature field in polymer spur gear transmissions. *Mechanism and Machine Theory*, 133, 195-210.
27. Abderazek, H., Ferhat, D., Ivana, A. (2017). Adaptive mixed differential evolution algorithm for bi-objective tooth profile spur gear optimization. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 90(5), 2063-2073.

28. Abderazek, H., Ferhat, D., Atanasovska, I., Boualem, K. (2015). A differential evolution algorithm for tooth profile optimization with respect to balancing specific sliding coefficients of involute cylindrical spur and helical gears. *Advances in Mechanical Engineering*, 7(9), 1-11.
29. Kapelevich, A. L., and McNamara, T. M. (2005). Direct Gear Design® for Automotive Applications . *Society of Automotive Engineers Technical Paper*, No. 2005-01-1817.
30. Dong, P., Zuo, S., Du, S., Tenberge, P., Wang, S., Xu, X., Wang, X. (2020). Optimum design of the tooth root profile for improving bending capacity. *Mechanism and Machine Theory*, 151.
31. Kognole, S. (2014). Optimizing the geometric parameters of new gear pair using existing gear pairs . *Society of Automotive Engineers Technical Paper*, No. 2014-01-1770.
32. Jin, M., Islam, M. R., Li, L., Rahman, M. H. (2020). Contact stress and bending stress calculation model of spur face gear drive based on orthogonal test. *Microsystem Technologies*, 26(4), 1055-1065.
33. Bozca, M. (2017). Optimisation of effective design parameters for an automotive transmission gearbox to reduce tooth bending stress. *Modern Mechanical Engineering*, 7(2), 35-36.
34. Prabhakaran, S., Balaji, D., Kumar, R. P. (2017). Bending stress analysis of a spur gear for material steel 15ni2cr1mo28. *Journal of Engineering and Applied Sciences*, 12(19), 5636-5641.
35. Vigneshwaran, K., Shanmugam, D., Balasuthagar, C. (2020, August). *Experimental and analytical stress analysis of spur gear*. In Institute of Physics Conference Series: Materials Science and Engineering. Institute of Physics Publishing, 912(2).
36. Singh, H., and Kumar, D. (2020). Effect of face width of spur gear on bending stress using AGMA and ANSYS. *International Journal for Simulation and Multidisciplinary Design Optimization*, 11, 23.
37. Osakue, E., and Anetor, L. (2020). Revised Lewis Bending Stress Capacity Model. *The Open Mechanical Engineering Journal*, 14(1), 1-14.
38. Revar, V., Parmar, D., Shah, H. (2016). Design, modeling and stress analysis of high-speed helical gear on the basis of bending strength and contact strength by changing face width and helix angle. *International Journal For Technological Research In Engineering*, 3(9), 1975-1980.
39. Golabi, S. i., Fesharaki, J. J., Yazdipoor, M. (2014). Gear train optimization based on minimum volume/weight design. *Mechanism and Machine Theory*, 73, 197-217.

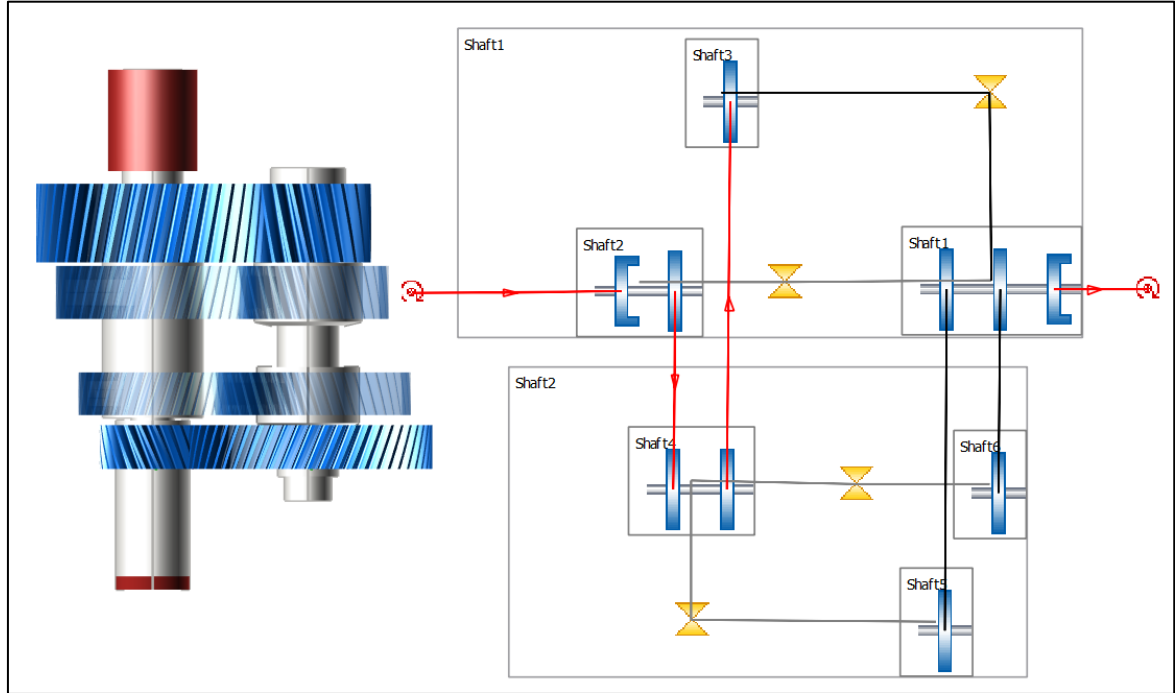
40. Zeyveli, M., Saruhan, H., Göloğlu, C. (2008). Dişli kutularında parametrelerin hacim ve mukavemete etkilerinin araştırılması. *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Fen Bilimleri Dergisi*, 24(1), 315-333.
41. Del Rincon, A. F., Viadero, F., Iglesias, M., García, P., De-Juan, A., Sancibrian, R. (2013). A model for the study of meshing stiffness in spur gear transmissions. *Mechanism and Machine Theory*, 61, 30-58.
42. Pedrero, J. I., Pleguezuelos, M., Sánchez, M. B. (2017). Load sharing model for spur gears with tip relief. *Forsch Ingenieurwes*, 83, 401-408.
43. Lin, H. H., Oswald, F. B., Townsend, D. P. (1994). Dynamic loading of spur gears with linear or parabolic tooth profile modifications. *Mechanism and Machine Theory*, 29(8), 1115-1129.
44. Yildirim, N., and Munro, R. (1999b). A systematic approach to profile relief design of low and high contact ratio spur gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 213(6), 551-562.
45. Yildirim, N., and Munro, R. (1999a). A new type of profile relief for high contact ratio spur gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 213(6), 563-568.
46. Kütük, M. A., and Yıldırım, N. (2003). Ağır yük düz ve helis dişlilerin performans analizi ve profil optimizasyonu. *Makina Tasarım ve İmalat Dergisi*, 5(2), 96-102.
47. Sánchez, M. B., Pleguezuelos, M., Pedrero, J. I. (2019). Influence of profile modifications on meshing stiffness, load sharing, and transmission error of involute spur gears. *Mechanism and Machine Theory*, 139, 506-525.
48. Pedrero, J. I., Pleguezuelos, M., Artés, M., Antona, J. A. (2010). Load distribution model along the line of contact for involute external gears. *Mechanism and Machine Theory*, 45(5), 780-794.
49. Sánchez, M. B., Pleguezuelos, M., Pedrero, J. I. (2013). Enhanced model of load distribution along the line of contact for non-standard involute external gears. *Meccanica*, 48(3), 527-543.
50. Sánchez, M. B., Pleguezuelos, M., Pedrero, J. I. (2017). Approximate equations for the meshing stiffness and the load sharing ratio of spur gears including hertzian effects. *Mechanism and Machine Theory*, 109, 231-249.
51. Yu, W., and Mechefske, C. K. (2016). Analytical modeling of spur gear corner contact effects. *Mechanism and Machine Theory*, 96, 146-164.
52. Kissling, E. U. (2010). Effects of profile corrections on peak-to-peak transmission error. *Gear Technology*, 52-61.
53. Çakır, A. (1989). *Dişli çark kinematiği*. İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi, 1-3.

54. Budynas, R. G., Nisbett, J. K., Tangchaichit, K. *Shigley's mechanical engineering design* (çev. Ergür H.S., Dilmeç M., Halkacı H.S., Karadeniz S., Kılış B. ve Pancar Y.). İstanbul: Literatür yayınları. (Eserin orijinali 2008'de yayımlandı). 656, 661, 666.
55. Mott, R. L. (2013). *Machine elements in mechanical design* (Sixth Edition). New York: Pearson Higher., 310, 313, 375.
56. Fan, J. (2015). *Determination of the module for gear drives* (German). Master's Thesis, Mittweida University of Applied Sciences, Germany.
57. Dogruer, C. U. (1999). *Dynamic analysis of spur gears*. Master's thesis, Graduate School Of Natural And Applied Sciences of METU, Turkey.
58. Walton, D., and Goodwin, A. (1998). The wear of unlubricated metallic spur gears. *Wear*, 222(2), 103-113.
59. ANSI/AGMA 1010-F14. (1995). Appearance of Gear Teeth: Terminology of Wear and Failure. *American Gear Manufacturers Association*, 40.
60. İnternet: Neale Consulting Engineers. (2021). *How To Diagnose Gear Failures*. 2021; Web: <https://www.tribology.co.uk/services/failure-analysis/how-to-diagnose-gear-failures/>, Son Erişim Tarihi: 20.03.2021
61. İnternet: Vikneshwaran. (2017). *Plastic Flow*. Web: <https://gearsmechon.wordpress.com/plastic-flow/>, Son Erişim Tarihi: 21.03.2021
62. Mark, W., Reagor, C., McPherson, D. (2007). Assessing the role of plastic deformation in gear-health monitoring by precision measurement of failed gears. *Mechanical systems and signal processing*, 21(1), 177-192.
63. Niemann, G., and Winter, H. (1989). *Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe-Grundlagen, Stirnradgetriebe*. Springer.
64. Salehi, F. M., Khaemba, D., Morina, A., Neville, A. (2016). Corrosive–abrasive wear induced by soot in boundary lubrication regime. *Tribology Letters*, 63(2), 1-11.
65. Osman, T., and Velez, P. (2010). Static and dynamic simulations of mild abrasive wear in wide-faced solid spur and helical gears. *Mechanism and Machine Theory*, 45(6), 911-924.
66. Akbarzadeh, S., and Khonsari, M. (2009). Prediction of steady state adhesive wear in spur gears using the EHL load sharing concept. *Journal of tribology*, 131(2).
67. Kızılaslan, K., İşel, B., Yavuz, I. (2010). Dişli çarklarda meydana gelen hasar türleri. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 7(1), 119-129.
68. Younes, R., Hamzaoui, N., Ouelaa, N., Djebala, A. (2015). Perceptual study of the evolution of gear defects. *Applied Acoustics*, 99, 60-67.

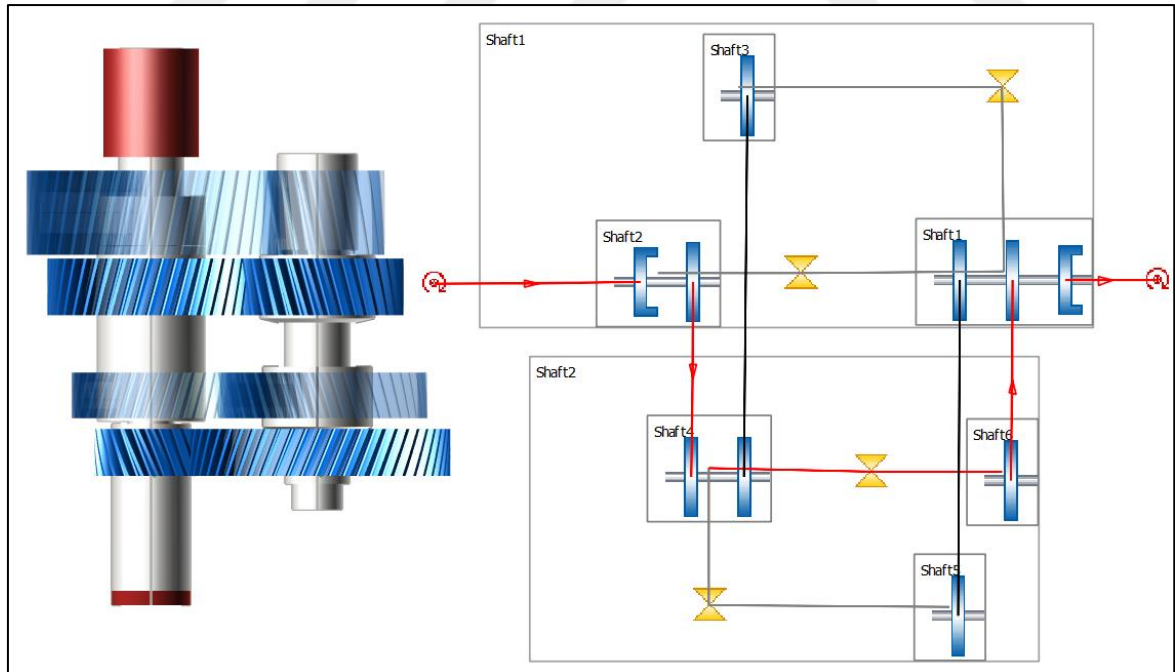
69. Muraro, M. A., Koda, F., Reisdorfer Jr, U., Silva, C. H. d. (2012). The influence of contact stress distribution and specific film thickness on the wear of spur gears during pitting tests. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 34(2), 135-144.
70. İmrek, H. (2009). Performance improvement method for Nylon 6 spur gears. *Tribology International*, 42(3), 503-510.
71. Lewis, W. (1893). Investigation of the strength of gear teeth. Proceedings of the Engineers Club. *American Machinist*, 16, 3-10.
72. BS ISO 6336. (2019). Calculation of load capacity of spur and helical gears.
73. AGMA 2001-D04. (2001). Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth. 2001.
74. DIN 3990. (1987). Calculation of load capacity of cylindrical gears; introduction and general influence factors.
75. BS ISO 6336-1. (2019). Calculation of load capacity of spur and helical gears, - Basic principles, introduction and general influence factors.
76. ANSI/AGMA 6123-C16. (2016). Design manual for enclosed epicyclic gear drives.
77. BS ISO 6336-3. (2019). Calculation of load capacity of spur and helical gears - Calculation of tooth bending strength.
78. BS ISO 6336-5. (2016). Calculation of load capacity of spur and helical gears - Strength and quality of materials.
79. BS ISO 21771. (2007). Gears - Cylindrical involute gears and gear pairs - Concepts and geometry.
80. Akkurt, M. (2012). *Makine Elemanları Cilt: 2* (Üçüncü baskı). İstanbul: Birsen Yayınevi, 162-163.
81. Masuda, T., Abe, T., Hattori, K. (1986). Prediction method of gear noise considering the influence of the tooth flank finishing method. *Journal of Vibration and Acoustics*, 108(1), 95-100.
82. Bosch Rexroth AG. (2014). *Datasheet for Axial Piston Variable Motor A6VM*. URL: https://www.boschrexroth.com/documents/12605/25209234/re91607_2016-06.pdf/c3eeb7b6-bbf3-51a1-ff19-c77c6223fa33, Son Erişim Tarihi: 03.04.2021



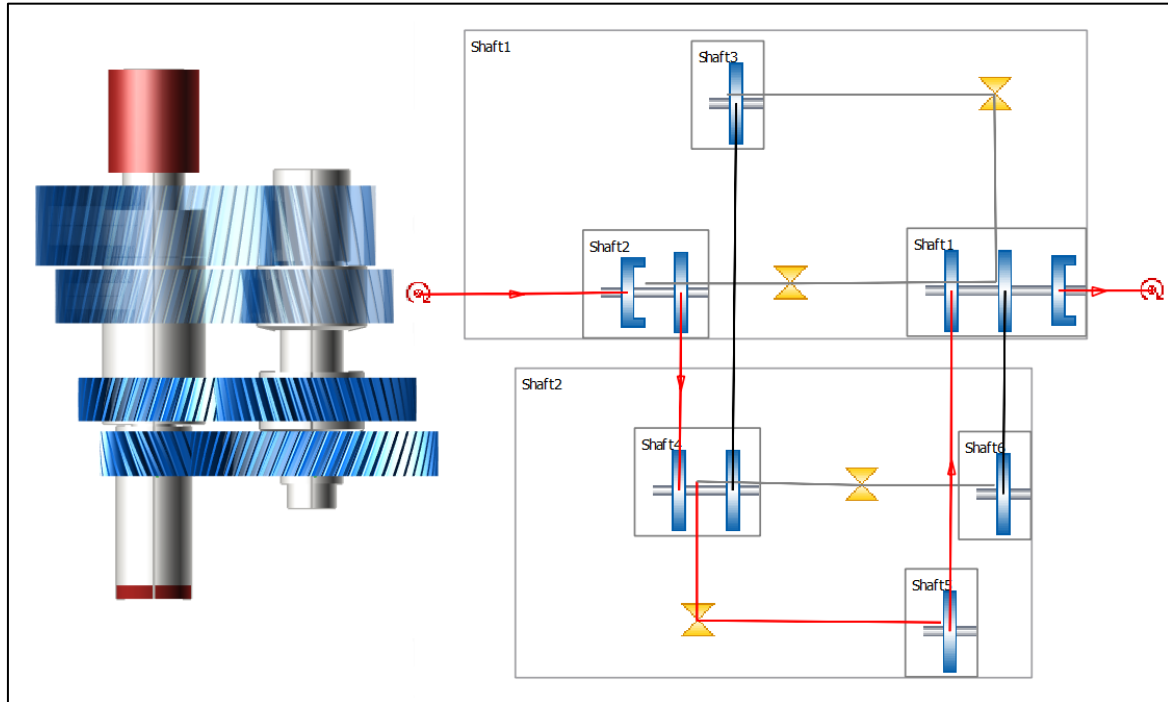
EK-1. Birinci vites kademesi güç akış şeması



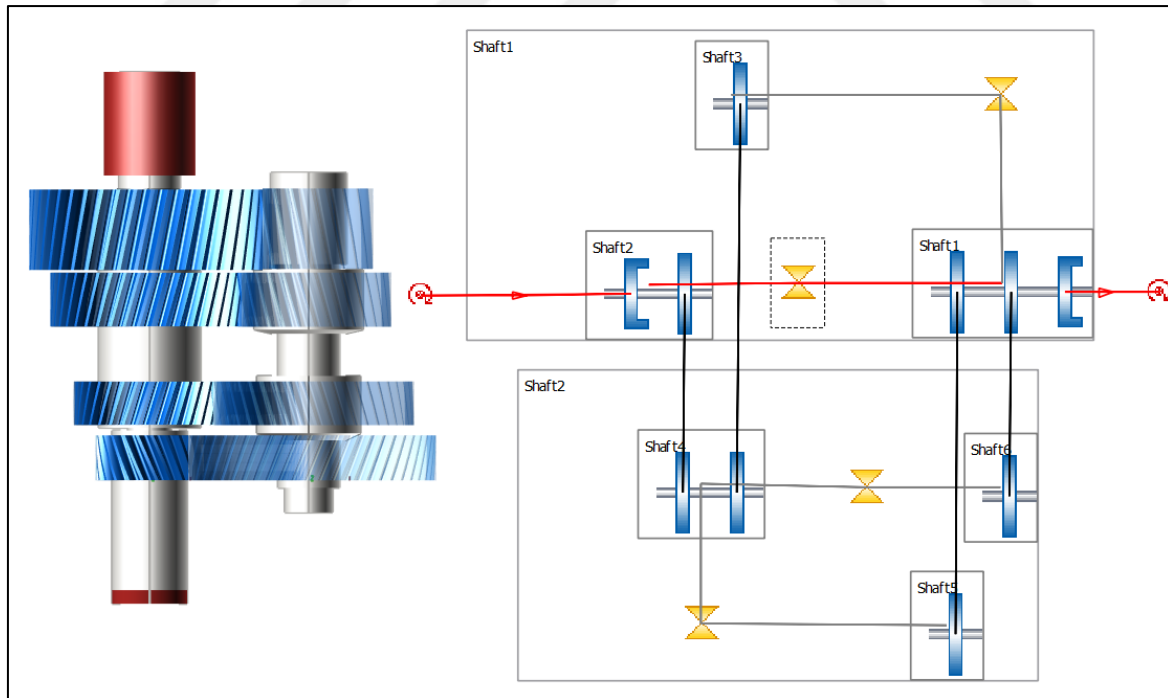
EK-2. İkinci vites kademesi güç akış şeması



EK-3. Üçüncü vites kademesi güç akış şeması



EK-4. Dördüncü vites kademesi güç akış şeması





GAZİ GELECEKTİR..