

**İÇ DİŞLİ ÇARKLARDA
DİŞ PROFİL HASARLARININ
İNCELENMESİ**

Mert Şafak TUNALIOĞLU

**DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**AĞUSTOS 2011
ANKARA**

Mert Şafak TUNALIOĞLU tarafından hazırlanan “İÇ DİŞLİ ÇARKLARDA DİŞ PROFİL HASARLARININ İNCELENMESİ” adlı bu tezin Doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Bedri TUÇ

.....

Tez Danışmanı, Makina Müh. Anabilim Dalı

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

Prof. Dr. Can ÇOĞUN

.....

Makina Müh. Anabilim Dalı, O.D.T.Ü.

Prof. Dr. Bedri TUÇ

.....

Makina Müh. Anabilim Dalı, G. Ü.

Prof. Dr. Müfit GÜLGEÇ

.....

Makina Müh. Anabilim Dalı, Çan. Ü.

Prof. Dr. Sedat ÜLKÜ

.....

Makina Müh. Anabilim Dalı, U. Ü.

Prof. Dr. Halil AYKUL

.....

Makina Müh. Anabilim Dalı, Hitit. Ü.

Tarih: 18/08/2011

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

Prof. Dr. Bilal TOKLU

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

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

Mert Şafak TUNALIOĞLU

İÇ DİŞLİ ÇARKLARDA DİŞ PROFİL HASARLARININ İNCELENMESİ

(Doktora Tezi)

Mert Şafak TUNALIOĞLU

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Ağustos 2011

ÖZET

Bu çalışmada iç dişli çarkların diş profillerinde oluşan aşınmanın değişimi deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Teorik çalışmalarda Archard tarafından bulunan ve dış dişli çarklarda kullanılan aşınma denklemi, iç dişli çarklara göre değiştirilmiştir. Denklemin çözümü için bir Matlab programı geliştirilmiştir. Geliştirilen program sayesinde iç dişli çarkların diş profillerinde oluşan aşınmanın değişimi teorik olarak belirlenmiştir. Deneysel olarak iç dişli çarkların diş profillerinde oluşan aşınmanın değişimini inceleyebilmek için çalışma prensibi “FZG kapalı devre güç dolaşım sistemi” ile benzer olan bir pinyon-iç dişli çark yorulma ve aşınma test düzeneği imal edilerek aşınma deneyleri yapılmıştır. Deneylerde farklı burulma momenti ile yüklenen St50 malzemeden imal edilmiş pinyon ve iç dişli çarklar kullanılmıştır. Farklı yük tekrarlarında pinyon ve iç dişli çarkın diş profillerinde meydana gelen aşınma miktarları ve aşınmanın diş profili boyunca değişimi incelenmiştir. Ayrıca profil kaydırma miktarının ve kaplama malzemesinin iç dişli çarkların diş profillerinde oluşan aşınmaya etkileri deneysel ve teorik olarak incelenmiştir.

Bilim Kodu : 625.02.01

Anahtar Kelimeler : İç dişli çark, aşınma, profil kaydırma, kaplama malzemesi

Sayfa Adedi : 149

Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Bedri TUÇ

**A RESEARCH OF TEETH PROFILE DAMAGES IN INTERNAL
GEARS**

(Ph.D. Thesis)

Mert Şafak TUNALIOĞLU

GAZİ UNIVERSITY

INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

August 2011

ABSTRACT

In this study the variation of wear on tooth profiles in internal gears observed theoretically and experimentally. For theoretical studies a wear model found by Archard and used in external gears changed for internal gears. A Matlab programme is developed to solve the wear model in internal gears. By helping this programme, the variations of tooth profile in internal gears were determined theoretically. In order to reveal the variation of wear on tooth profiles in internal gears by experimentally method, a pinion-internal gear fatigue and wear test rig was manufactured similar to “FZG closed circuit power circulating system”. In the tests, different test torque subjected on St50 steel pinion and internal gears were used. The amount and the variation of wear was investigated for different load cycles on tooth profiles in pinion and internal gears. Also the effect of profile correction and coating materials of wear on tooth profiles in internal gears observed theoretically and experimentally.

Science Code : 625.02.01

Key Words : Internal gear, wear, profile correction, coating material

Page Number: 149

Adviser : Prof. Dr. Bedri TUÇ

TEŞEKKÜR

Tez konumu belirleyerek, çalışmalar süresince maddi-manevi desteğini esirgemeyen danışmanım, Prof. Dr. Bedri TUÇ'a en derin saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmasının en başından en sonuna kadar tecrübeleriyle desteklerini esirgemeyen Prof. Dr. Müfit GÜLGEÇ ve Prof. Dr. Halil AYKUL'a en derin saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Deneysel çalışmalarda tecrübesiyle ve yardımlarıyla destekleyen değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Nihat GEMALMAYAN'a, test cihazının yapılmasında desteğini esirgemeyen Lamasan Ticaret sahibi Sayın Ünal ARAL'a, deneysel ölçümlerde yardımlarını esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. Tuncay KARAÇAY'a şükranlarımı sunarım.

En son olarak da, doğduğum günden bu zamana kadar her zaman yanımda olan, beni her koşulda maddi-manevi olarak destekleyen ve bütün başarılarımın ilk ve tek mimarı olan Aileme her zaman yanımda oldukları için sonsuz teşekkürü borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xi
RESİMLERİN LİSTESİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR	xvi
1. GİRİŞ	1
2. İÇ DİŞLİ ÇARKLAR	4
2.1. İç Dişli Çark Mekanizmasının Boyutlandırılması	6
2.2. İç Dişli Çarklarda Kavrama	8
2.2.1. Kavrama oranı	10
2.3. Diş Profilleri Arasındaki İzafi Hareket	11
2.4. İç Dişli Çarklarda Profil Kaydırma	16
2.5. Dişli Çarklarda Alt Kesilme Olayı	19
2.6. Diş Ucu Sınırı	21
2.7. İç Dişli Çarkların Üretim Metodu (Fellow Yöntemi)	22
2.8. İç Dişli Çarklarda Mukavemet Hesapları	23
2.8.1. Diş kuvveti	23
2.8.2. Diş dibi gerilmeleri	26
2.8.3. İç dişli çarklarda yüzey basıncı hesabı	30

Sayfa

2.9. İç Dişli Çarklar İle İlgili Yapılan Çalışmalar.....	34
3. DİŞLİ ÇARKLARDA DİŞ PROFİL HASARLARI	44
3.1. Yüzey Yorulması	44
3.2. Plastik Akma.....	45
3.3. Kırılma.....	45
3.4. Aşınma.....	46
3.4.1. Adheziv aşınma	47
3.4.2. Kavrama aşınması.....	48
3.4.3. Abrasiv aşınma	49
3.4.4. Korosiv aşınma	50
3.4.5. Flanking.....	50
3.4.6. Yanma(Burning)	51
4. İÇ DİŞLİ ÇARKARDA AŞINMA	52
4.1. İç Dişli Çarklarda Aşınma Denklemi	52
4.2. Aşınma Denkleminin Bilgisayar Ortamına Aktarılması	59
5. DENEYSEL ÇALIŞMA	61
5.1. Deneyin Amacı	61
5.2. Deney Düzenneği.....	62
5.3. Deneylerde Kullanılan Dişli Çarklar.....	65
5.4. Deneylerde Kullanılan Yağ	66
5.5. Deneylerde Uygulanan Yöntem.....	67
5.6. Deney Planı	67
5.7. İç Dişli Çarklarda Diş Profil Hasarlarının Tespiti.....	69

Sayfa

5.6.1. Elektronik tartı cihazı.....	70
5.6.2.Üç boyutlu koordinat ölçüm cihazı (CMM)	71
6. TEORİK VE DENEYSEL SONUÇLAR.....	73
6.1. Diş Profillerinde Aşınma Derinliğinin Değişimi	73
6.2. Elektronik Tartı ile Dişli Çiftindeki Aşınmanın Gözlenmesi	91
6.3. Teorik, CMM ve Tartım Sonuçlarının Karşılaştırılması	96
7. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ	104
KAYNAKLAR.....	107
EKLER.....	112
EK-1 Dişlilerin Boyut Hesabı	113
EK-2 Dişli Hesap Cetvelleri.....	117
EK-3 Dişli Çark Kaliteleri.....	123
EK-4 Dişli Çarkların Fotoğraf Çekimi	124
EK-5 İç Dişli Çarkların Optik Mikroskop Görüntüleri.....	126
EK-6 Örnek CMM Ölçümü.....	129
ÖZGEÇMİŞ.....	134

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. İç Dişli Çark Mekanizması	7
Çizelge 4.1. Programın şematik olarak gösterilmesi	60
Çizelge 5.1. Deney dişlilerinin özellikleri.....	65
Çizelge 5.2. Deneylerde kullanılan yağın özellikleri	66
Çizelge 5.3. Deney Planı	68
Çizelge 5.4. Kaplama malzemelerinin özellikleri.....	69
Çizelge 5.5. Hassas terazi teknik özellikleri	70
Çizelge 5.6. CMM cihazı teknik özellikleri	72

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. İlkel dişli çeşitleri.....	1
Şekil 2.1. İç dişli çark	4
Şekil 2.2. Dişli çarklarda kavrama boyu	6
Şekil 2.3. İç dişli çarklarda kavrama boyu	8
Şekil 2.4. Diş profillerinin hız bileşenleri	12
Şekil 2.5. Kavrama boyu üzerindeki kayma hızlarının yayılımı	14
Şekil 2.6. Kavrama doğrusu üzerinde özgül kayma hızının dağılımı	15
Şekil 2.7. Diş profili üzerindeki aşınma.....	16
Şekil 2.8. Diş profillerinin kavrama durumları	16
Şekil 2.9. İç dişli çarklarda profil kaydırma	17
Şekil 2.10. Dişli çarklara etkiyen kuvvetler	24
Şekil 2.11. Diş profili üzerinde yükleme durumları	26
Şekil 2.12. Levis yöntemi.....	27
Şekil 2.13. Dişli çarkların mukavemet hesabı	27
Şekil 2.14. İçten temaslı iki silindirin yüzey basıncı	30
Şekil 2.15. Dişli çarklarda Hertz yüzey basıncı	31
Şekil 2.16. İç dişli çarklarda Hertz yüzey basıncı	32
Şekil 4.1. Temasta olan dişler.....	52
Şekil 4.2. Dişli çiftinin herhangi bir noktada teması	54
Şekil 4.3. Kavrama esnasında dişler üzerindeki noktaların birbirinden uzaklıkları	56
Şekil 4.4. Hertz temas uzunluğu	56

Şekil	Sayfa
Şekil 5.1. Kapalı devre iç dişli aşınma test cihazı	64
Şekil 5.2. Diş profilinden ölçüm yapılan noktalar	72
Şekil 6.1. 50Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişlinin diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi.....	75
Şekil 6.2. 100Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişlinin diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi.....	76
Şekil 6.3. 150Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişlinin diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi.....	77
Şekil 6.4. 50Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi.....	78
Şekil 6.5. 100Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi.....	79
Şekil 6.6. 150Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi.....	80
Şekil 6.7. 100Nm burulma momenti ile yüklenen, motor hızı 1500d/dak, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişlinin diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi.....	84
Şekil 6.8. 100Nm burulma momenti ile yüklenen, motor hızı 1500d/dak, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi.....	85
Şekil 6.9. 100Nm burulma momenti ile yüklenen, motor hızı 1500d/dak, profil kaydırma yapılmamış küçük dişlinin diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi.....	88
Şekil 6.10. 100Nm burulma momenti ile yüklenen, motor hızı 1500d/dak, profil kaydırma yapılmamış çember dişli çarkın diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi.....	89

Şekil	Sayfa
Şekil 6.11. 50Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı	91
Şekil 6.12. 100Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı	91
Şekil 6.13. 150Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı	92
Şekil 6.14. 50Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı	92
Şekil 6.15. 100Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı	92
Şekil 6.16. 150Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı	93
Şekil 6.17. 100Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500d/dak, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı.....	94
Şekil 6.18. 100Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500d/dak, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı.....	94
Şekil 6.19. 100Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500d/dak, profil kaydırma yapılmamış küçük dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı.....	95
Şekil 6.20. 100Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500d/dak, profil kaydırma yapılmamış çember dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı.....	95
Şekil 6.21. 50Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması	97

Şekil	Sayfa
Şekil 6.22. 100Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması	97
Şekil 6.23. 150Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması	97
Şekil 6.24. 50Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması	98
Şekil 6.25. 100Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması	98
Şekil 6.26. 150Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması	98
Şekil 6.27. 100Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500d/dak, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması	99
Şekil 6.28. 100Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500d/dak, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması	99
Şekil 6.29. 100Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500d/dak, profil kaydırma yapılmamış küçük dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması grafiği	99
Şekil 6.30. 100Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500d/dak, profil kaydırma yapılmamış çember dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması grafiği	100

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. İş makinası	5
Resim 2.2. İş makinasının paletinde bulunan planet dişli sistemi	5
Resim 2.3. İç dişli çarkların üretim metodu	23
Resim 3.1. Yüzey yorulması sonucu oluşan pitting	44
Resim 3.2. Plastik akma	45
Resim 3.3. Kırılma.....	46
Resim 3.4. Kavrama aşınması	48
Resim 3.5. Abrasiv aşınmaya uğramış dişli	49
Resim 3.6. Katkılı yağdan kaynaklanan kimyasal korozyon	50
Resim 3.7. Flanking.....	50
Resim 3.8. Yanma.....	51
Resim 5.1. Deney düzeneğinin önden görünüşü	64
Resim 5.2. Deney düzeneğinin yandan görünüşü.....	64
Resim 5.3. Deneyde kullanılan dişli çarklar	65
Resim 5.4. Elektronik tartı cihazı	70
Resim 5.5. Üç boyutlu koordinat ölçüm cihazı	71
Resim 5.6. İç dişli çarkın aşınma derinliğinin ölçülmesi.....	71

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simge ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda verilmiştir.

Simgeler	Açıklama
a, a_0	Eksenler arası mesafe, mm
a_H	diş temas uzunluğu, mm
b	Diş genişliği, mm
c	Özgül ısı, J/kgK
c_γ	Diş rijitliği, N/mm
d	Yuvarlanma dairesi çapı, mm
d_0	Taksimat dairesi çapı, mm
d_b	Diş başı dairesi çapı, mm
d_g	Temel dairesi çapı, mm
d_t	Diş dibi dairesi çapı, mm
e	Kavrama uzunluğu, mm
e_1, e_2	Kavramaya giriş-çıkış uzunlukları, mm
E	Elastisite modülü, N/mm ²
F_n, F_{nc}	Diş kuvveti, N
F_t	Normal kuvvetin teğetsel bileşeni, N
F_r	Normal kuvvetin radyal bileşeni, N
h	Aşınma derinliği, mm
i	Çevrim oranı
k	aşınma katsayısı, mm ² /Nmm
K_0	Çalışma faktörü
K_E	Elastiklik faktörü
K_i	Çevrim oranı faktörü
K_v	Dinamik veya hız faktörü
K_m	Kuvvet dağılışı faktörü

Simgeler	Açıklama
K_a	Yuvarlanma noktası faktörü
K_ε	Kavrama oranı faktörü
m	Modül, mm
m_n	Normal modül, mm
M_b	Burulma momenti, Nmm
N	İletilen güç, watt
p	Bölgesel temas basıncı, N/mm^2
P_H	Hertz basıncı, N/mm^2
q	Temas bölgesinden uzaklaştırılan yağ miktarı, l
s	iki yüzey arasındaki kayma mesafesi, mm
S	Emniyet katsayısı
t	Sıcaklık, °C
q	Yüzeyler arasında oluşan ısı, w
ω	Açısal hız, rad/s
v	Hız, m/s
v_k	Kayma hızı, m/s
y	Bölüm dairesinden olan uzaklık, mm
z	Diş sayısı
Z_n	Yüzey gerilmesi için ömür faktörü
Z_w	Malzeme çifti faktörü
Z_x	Büyüklik faktörü
α_0	Kavrama açısı, °
α	Yuvarlanma dairesi kavrama açısı, °
$\eta_{yağ}$	Yağın viskozitesi, MPas
μ	Sürtünme katsayısı
ρ	Eğrilik yarıçapı, mm
ε	Kavrama oranı
γ	Özgöl ağırlık, kg/m^3

Kullanılan indisler**Açıklama**

1	pinyon
2	çark
a	alın kesiti
n	normal kesit

Özel Simgeler**Açıklama**

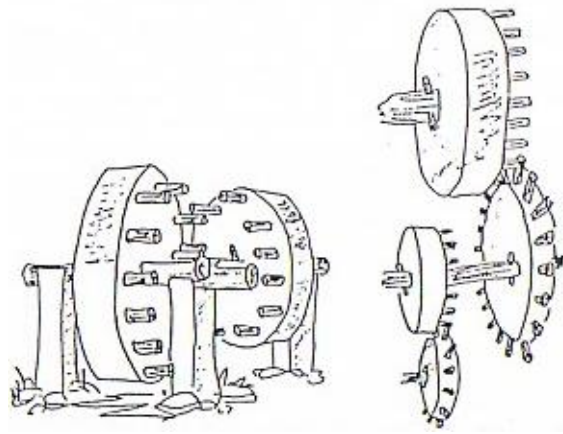
A,B,C,D,E	Kavrama boyu üzerindeki özel noktalar
------------------	---------------------------------------

Kısaltmalar**Açıklama**

AGMA	American Gear Manufactures Association
EHD	Elasto-hidrodinamik
FZG	Forschungsstelle für Zahnrad und Getriebbau Technische Hochschule München, GERMANY
CMM	Coordinate Measuring Machines

1. GİRİŞ

Günümüzden yaklaşık 3000 yıl öncesine kadar dişli çark mekanizmalarından yararlanıldığı bazı arkeolojik kalıntı ve varsayımlardan anlaşılmaktadır [1]. Bu tarihlerde dişli çarklar daha çok taş blokların taşınmasında kullanılmıştır. İlk kullanılan dişli çarklar genellikle tahtadan imal edilmiş olup dişler çark etrafına dik bir şekilde yerleştirilmiştir (Şekil 1.1).



Şekil 1.1. İlkel dişli çark çeşitleri [2]

Romalılar geliştirdikleri dişli çarkları un değirmenlerinde kullanmışlar, dişli çarkları demir ve bronzdan yaparak daha dayanıklı ve kullanışlı duruma getirmişlerdir. 18. yüzyılda buhar makinasının bulunmasıyla dişli çarklarda önemli gelişmeler olmuştur. Redüktörlerin ve dişli mekanizmalarının büyük güç ve yüksek devir sayılarını az kayıpla iletebilmesi için çalışmalar yapılmıştır. 1856'da Schiele ilk yuvarlanma metodu takımını, 1899 yılında Fellow dişli çark şeklindeki kesici bıçağı bulmuştur[3].

20. yüzyıla gelindiğinde dişli çarkların kullanılmadığı alana rastlamak hemen hemen mümkün değildir. Ancak, teknolojinin gelişimiyle birlikte dişli çarklar daha büyük ve ağır boyutlarda üretilmeye başlanmıştır. Birçok dişli çarkın bu şekilde kullanılması hem yer sıkıntısı açısından hem de birkaç dişli çarkın beraber kullanılması açısından zor olduğu için dişli çarkların boyutları küçültülürken aynı

güç bir çift dişli çark yerine birkaç çift dişli çarktan oluşan dişli mekanizmalarıyla iletmeye çalışılmıştır [4].

Boyutları küçültülmüş dişli çarkların kullanılmasıyla dişli çark sistemlerinde maliyet düşüşleri sağlanmış, fakat bu seferde küçülen dişli çarklar ile büyük güçlerin iletilmesinde sorunlar ortaya çıkmıştır. Büyük güçlerin mümkün olan en küçük boyuttaki dişli çarklarla iletilmesini sağlamak için dişli çarkların bozulma mekanizmalarının araştırılması ve tasarımın buna göre geliştirilmesi gerekmektedir.

Dişli çarklar ile ilgili çalışmalar ağırlıklı olarak diş dibinden kırılma ve yüzey yorulması (pitting) üzerinde yoğunlaşmıştır. Düz dişli çarklarda aşınmasının matematiksel olarak tanımlanması ilk 1953'te Archard[5] tarafından ortaya atılmıştır. Daha sonra çeşitli dişli çark mekanizmalarında da bu formüller kullanılmış fakat deneysel olarak karşılaştırılma tatmin edici bir şekilde yapılmamıştır.

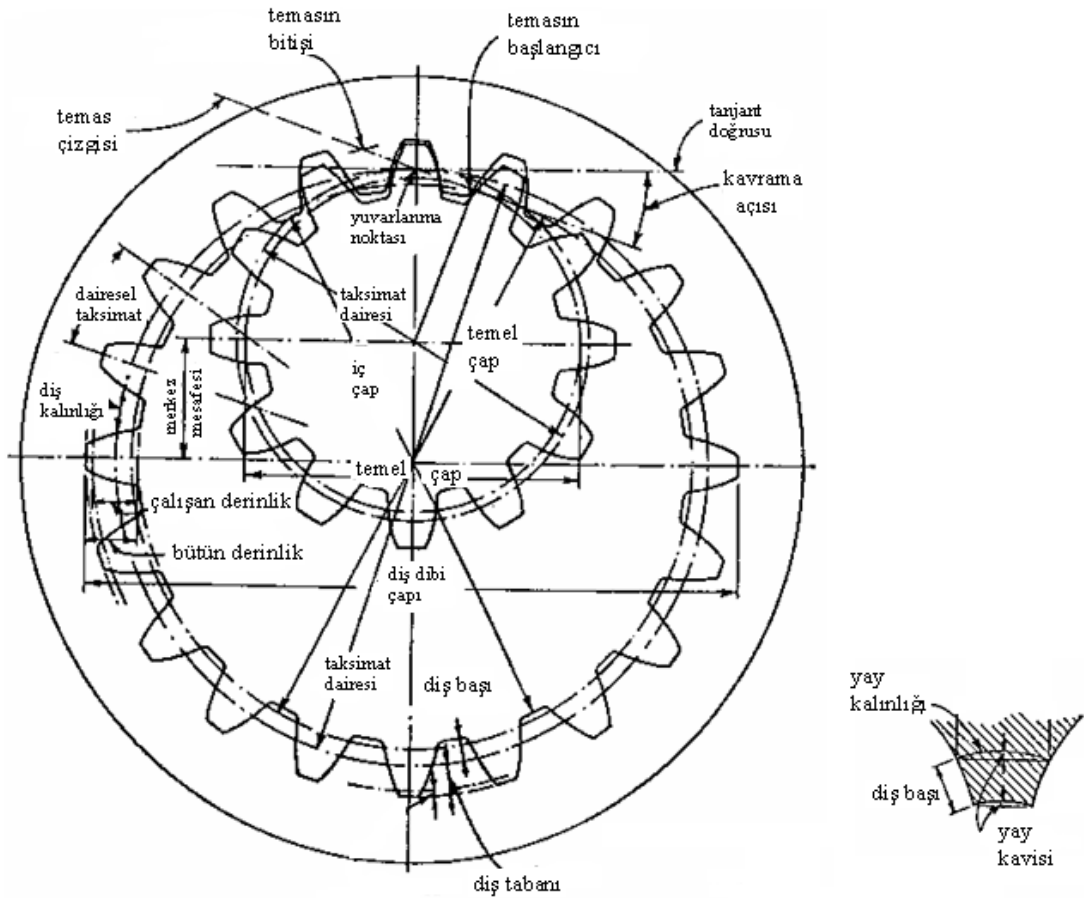
Gerek diş şeklinin farklı olmasından dolayı, gerekse özgül kayma hızının düz dişli çarka göre farklılık göstermesine rağmen iç dişli çarklarla ilgili çalışmalar çok fazla değildir. İç dişli çarklarla ilgili yapılan çalışmaların çoğu diş dibinde oluşan gerilmelerin incelenmesi ve bu gerilmelerin azaltılması yönünde olmuş, aşınma ile ilgili deneysel çalışmalar çok fazla yapılmamıştır.

Bu çalışmanın amacı, aşınma deneyleri yapılarak iç dişli çarklarda meydana gelen diş profil hasarlarını incelemektir. Aynı zamanda profil kaydırma uygulanmış iç dişli çarklar ve yüzey kaplama işlemi yapılmış iç dişli çarklar kullanılarak diş profil hasarlarının değişimini incelemektir. Bu nedenle tezin ikinci bölümünde dişli çarkların hız, yüzey basıncı ve kuvvet analizleri yapılmıştır. Üçüncü bölümde dişli çarklarda meydana gelen diş profil hasarları incelenmiştir. Dördüncü bölümde Archard tarafından bulunan ve dış dişli çarklar için kullanılan teorik aşınma denklemi, iç dişli çarklara göre değiştirilmiş, denklemin çözümü için bir program geliştirilmiştir. Beşinci bölümde deney cihazı, deneylerden sonra diş profillerinde

meydana gelen aşınmayı belirlemek için kullanılan ölçüm cihazları, deneylerde kullanılan dişli çarklar ve deney prosedürü konularında bilgi verilmiştir. Altıncı bölümde farklı dönme tekrarları sonunda pinyon ve iç dişli çarkın dış profillerinde meydana gelen aşınma miktarları ve aşınmanın dış profili boyunca değişimi teorik ve deneysel olarak belirlenmiş, sonuçlar grafiklerle verilerek karşılaştırılmıştır. Yedinci bölümde pinyon ve iç dişli çarkların dış profillerinde oluşan aşınma derinliği sonuçları Literatür ile karşılaştırılarak yorumlar yapılmıştır.

2. İÇ DİŞLİ ÇARKLAR

İç dişli çarklar, dişlerinin dişli çark merkezinin dışına değil de içine doğru dönük olması yönüyle dış dişli çarklardan farklıdır (Şekil 2.1). İç bükümlü bir yüzeyin dış bükümlü bir yüzeyle çalışmasından dolayı iyi bir yağlama, düşük yüzey basıncı ve iyi bir verim elde edilir. Diş şekli dış dişli çarka göre farklıdır. Dişlerin birbirleri ile teması ve temasın bitişi esnasında daha az kayma yaparlar. Otomotiv ve havacılık endüstrisinde dişli çark eksenler arası mesafesinin kısa olmasından dolayı yaygın olarak kullanılırlar. Ayrıca dişli kutusunun çok az yer kaplaması gerektiği, örneğin planet dişlilerinde (Resim 2.1 ve 2), vites kutularında, otomatik transmisyonlarda, marş motorunda, diferansiyel kutularında, kren ve vinçlerde (özellikle döner vinçlerde), çeşitli mutfak ve el aletlerinde kullanılırlar. İmal edilmeleri dış dişli çarklara göre daha zordur. Sadece Fellow yöntemi ile imal edilirler.



Şekil 2.1. İç dişli çark[6]



Resim 2.1. İş makinası

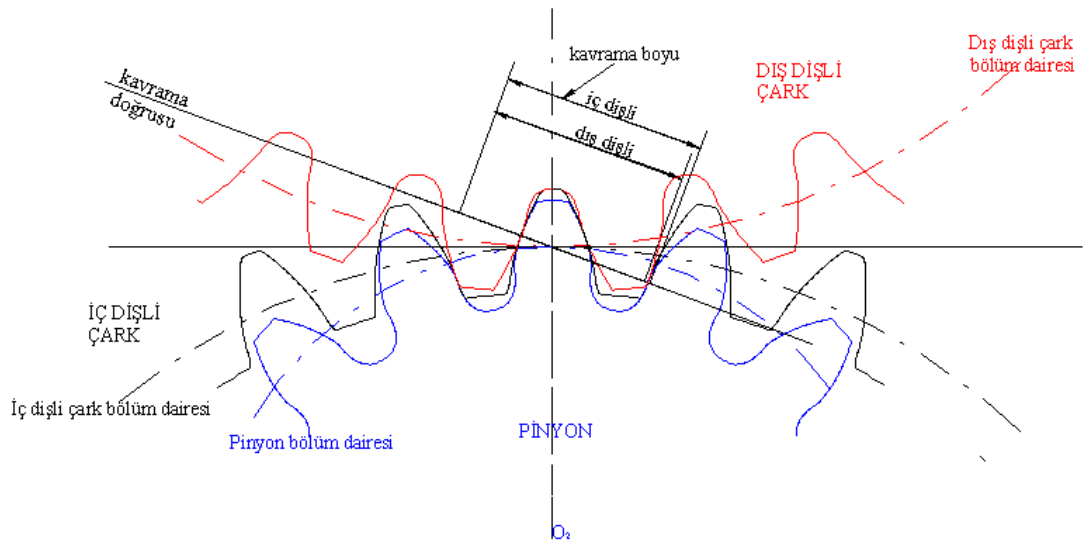


Resim 2.2. İş makinasının paletinde bulunan planet dişli sistemi

İç dişli çarkların, dış dişli çarklara göre bazı avantajları vardır;

- İç dişli çarklarda iki adet şaftın aynı yönde dönmesi istendiği durumlarda dış dişli çarklarda ortaya çıkan ilave dişliye ihtiyaç duyulmaz.
- Eksenler arası mesafesi dış dişli çarklara göre daha kısadır. Bu sebepten dolayı dişli kutularında daha yaygın olarak kullanılırlar.

- Dişlerin kavramaya girişinde ve kavramadan çıkışında kayma hızı iç dişli çarklarda daha düşüktür.
- Aynı diş sayısı ve modüle sahip iç ve dış dişli çarklar, pinyon dişlisi ile kavramaya girdiklerinde pinyon-iç dişli çark arasında oluşan kavrama boyu pinyon-dış dişli çark arasında oluşan kavrama boyundan daha uzundur (Şekil 2.2). Şekil 2.2'ye göre $z_1=30$ (dış dişli), $z_2=15$ (pinyon) $z_3=30$ (iç dişli) kavrama durumunda iç dişli çarkın kavrama boyunun dış dişli çarka göre daha büyük olduğu görülmektedir. Bu sayede diş çiftlerine gelen kuvvetler daha fazla diş çiftine etkir.



Şekil 2.2. Dişli çarklarda kavrama boyu [6]

- İç dişli çarkların dişleri çarkın içine doğru olduğundan dolayı dişleri, çarkın dışında olan dış dişli çarkların çalışması sonucu oluşabilecek iş kazaları riski dış dişli çarklara göre daha azdır.

2.1. İç Dişli Çark Mekanizmasının Boyutlandırılması

Dış dişli çark mekanizmalarının boyutlandırılması DIN 867'ye göre yapılmaktadır. İç dişli çark mekanizmaların boyutlandırılmasında esas olarak dıştan temaslı düz dişli çark mekanizmalarındaki bağıntılar kullanılır. Ancak iç dişli çarklarda dişler silindirin iç yüzeyine açılmış olduğundan, bu bağıntılarda bazı değişiklikler meydana

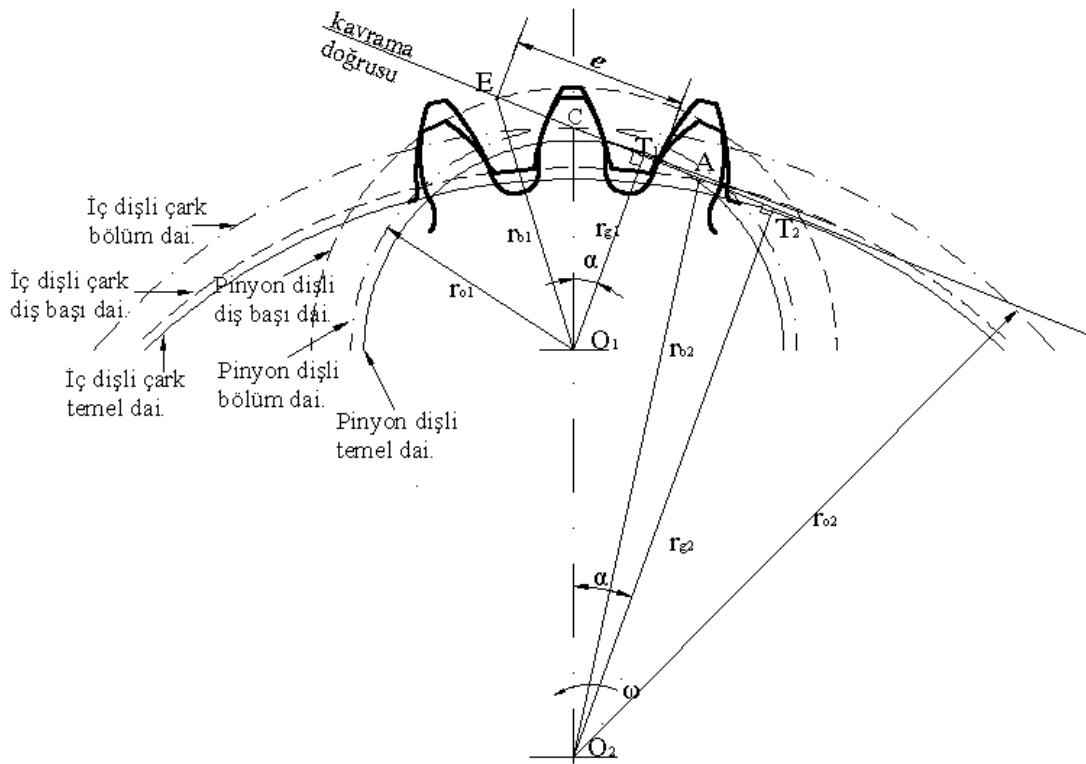
gelmektedir. Örneğin, diş başı ve diş taban dairesi çapları iç ve dış dişli çarklarda farklıdır. Dış dişli çarklarda diş başı çapı diş taban dairesi çapından büyüktür. İç dişli çarklarda ise diş taban dairesi çapı diş başı dairesi çapından büyüktür. Dolayısıyla iç dişli çarkların boyutlandırılmasında Çizelge 2.1’deki bağıntılar kullanılmaktadır.

Çizelge 2.1. İç dişli çark mekanizması

Diş formu no	Sembol	Formül
Taksimat	t_0	$t_0 = \pi m$
Modül	m	$m = t_0 / \pi$
Diş sayısı	z	
Diş genişliği	b	$b = \psi_m m = \psi_d d_0$
Standart kavrama açısı	α_0	DIN 867’ye göre standart kavrama açısı 20°’dir
Taksimat dairesi çapı	d_0	$d_0 = mz$
Diş baş dairesi çapı	d_{b1}	$d_{b1} = d_{01} + 2m$
	d_{b2}	$d_{b2} = d_{02} - 2m$
Temel dairesi çapı	d_g	$d_g = d_0 \cos \alpha_0$
Diş taban dairesi çapı	d_{t1}	$d_{t1} = d_{01} - 2.5m$
	d_{t2}	$d_{t2} = d_{02} + 2.5m$
Eksenler arası mesafe	a_0	$a_0 = (d_{02} - d_{01})/2$
Kavrama oranı	ε	$\varepsilon = \frac{\sqrt{(r_{b1}^2 - r_{g1}^2)} - \sqrt{(r_{b2}^2 - r_{g2}^2)} + a \sin \alpha}{\pi m \cos \alpha_0}$
Diş kalınlığı	s_0	$s_0 = t_0/2$
Diş boşluğu	l_0	$l_0 = t_0/2$
Diş yüksekliği	h	$h = 2m$
Diş başı yüksekliği	h_b	$h_b = m$
Diş taban yüksekliği	h_t	$h_t = 1.25m$
Dişin tüm yüksekliği	h_z	$h_z = 2.25m$
Çevrim oranı	i	$i = d_{02}/d_{01} = w_1/w_2 = z_2/z_1$
Kavramaya giriş boyu	e_1	$e_1 = (\sqrt{d_{b1}^2 - d_{g1}^2})/2 - (d_1 \sin \alpha)/2$
Kavramadan çıkış boyu	e_2	$e_2 = (d_2 \sin \alpha)/2 - (\sqrt{d_{b2}^2 - d_{g2}^2})/2$

2.2. İç Dişli Çarklarda Kavrama

Eş çalışan dişli çarklarda diş profillerinin kavraması, döndüren dişli çarkın diş tabanının döndürülen dişli çarka ait dişin en baş noktası ile temasıyla başlar ve döndüren dişli çarkın diş başının döndürülen dişli çarkın diş tabanını terk etmesiyle sona erer [7]. Bu şekilde eş çalışan profillerin çalışması sırasındaki temas noktalarının geometrik yeri kavrama eğrisini verir. Evolvent dişli çarklarda kavrama eğrisi bir doğru olur ve kavrama doğrusu adını alır (Şekil 2.3). Bu doğru dişlerin temas noktasında diş profillerine dik ve her iki dişli çarkın temel dairelerine teğettir yani evolventi meydana getiren ana doğrunun kendisidir.



Şekil 2.3. İç dişli çarklarda kavrama boyu [6]

Kavrama doğrusunun her iki diş başı dairesi arasında kalan ve asıl kullanılan AE uzunluğuna kavrama boyu adı verilir. Geometrik olarak kavramanın başlangıcını gösteren A noktası, iç dişli çarka ait diş başı dairesinin kavrama doğrusu ile kesiştiği noktadır (Şekil 2.3). Kavramanın sona erdiğini belirten E noktası ise, pinyonun diş

başı dairesinin kavrama doğrusu ile kesiştiği noktadır. Kavrama doğrusunda kavrama boyu (e);

$$e = \overline{AE} = \overline{T_1E} + \overline{T_2T_1} - \overline{T_2A} \quad (2.1)$$

şeklinde bulunur. Şekil 2.3'de pinyon için O_1T_1E üçgeninden;

$$\overline{O_1E}^2 = \overline{O_1T_1}^2 + \overline{T_1E}^2$$

veya

$$r_{b1}^2 = r_{g1}^2 + \overline{T_1E}^2 \Rightarrow \overline{T_1E} = \sqrt{r_{b1}^2 - r_{g1}^2} \quad (2.2)$$

şeklinde bulunur. İç dişli çark için O_2T_2A üçgeninden;

$$\overline{O_2A}^2 = \overline{O_2T_2}^2 + \overline{T_2A}^2$$

$$r_{b2}^2 = r_{g2}^2 + \overline{T_2A}^2 \Rightarrow \overline{T_2A} = \sqrt{r_{b2}^2 - r_{g2}^2} \quad (2.3)$$

şeklinde bulunur. $\overline{T_2T_1}$ uzunluğu;

$$\overline{T_2T_1} = \overline{T_2C} - \overline{T_1C} \text{ olup;}$$

$$O_1\overset{\Delta}{T_1}C' \text{ den; } \overline{T_1C} = r_{o1} \sin \alpha_0 \quad (2.4)$$

$$O_2\overset{\Delta}{T_2}C' \text{ den; } \overline{T_2C} = r_{o2} \sin \alpha_0 \quad (2.5)$$

olduğu dikkate alınırsa;

$$\overline{T_2T_1} = r_{02} \sin \alpha_0 - r_{01} \sin \alpha_0 = a_0 \sin \alpha_0 \quad (2.6)$$

şeklinde bulunur. Eş. 2.1’de Eş. 2.2, 3 ve 6 yerine yazılırsa $\overline{AE}$ kavrama doğrusunun kavrama boyu;

$$\overline{AE} = \sqrt{r_{b1}^2 - r_{g1}^2} - \sqrt{r_{b2}^2 - r_{g2}^2} + a_0 \sin \alpha_0 \quad (2.7)$$

şeklinde elde edilir. Dişli çarklarda kavrama boyu, kavramaya giriş ve kavramadan çıkış uzunluğunun toplamıdır. Buna göre Şekil 2.3’ten iç dişli çarkın kavramaya giriş uzunluğu (e_1):

$$e_1 = \overline{EC} = \overline{AE} - \overline{AC}$$

$$e_1 = -r_{02} \sin \alpha_0 + \sqrt{r_{b1}^2 - r_{g1}^2} + a_0 \sin \alpha_0 \quad (2.8)$$

şeklindedir. İç dişli çarkın kavramadan çıkış uzunluğu (e_2) ise:

$$e_2 = \overline{AC} = \overline{T_1C} - \overline{T_1A}$$

$$e_2 = r_{01} \sin \alpha_0 - \sqrt{r_{b2}^2 - r_{g2}^2} + a_0 \sin \alpha_0 \quad (2.9)$$

şeklinde bulunmaktadır.

2.2.1. Kavrama oranı

Dişli çark mekanizmalarında hareketin devamlılığı için bir diş çiftinin birbirinden ayrılmadan önce ikinci bir diş çiftinin birbirini kavraması gerekir [1]. Başka bir deyişle, bir diş çiftinin hareket süresi kavrama eğrisi üzerinde (Şekil 2.3) AE noktaları arasında devam ederken, ikinci diş çiftinin bölüm dairelerinin yuvarlanma

hareketine göre bir hatve boyu sonra kavrama eğrisi üzerinde temasa geçmeleri gerekir. Aksi halde bir dişli çiftinden takip eden sonraki diş çiftine geçişte kontrolsüz, darbeli bir hareket meydana gelir.

Kavrama oranının sayısal değeri, eş çalışma sırasında temasta bulunan diş çifti sayısının alt ve üst sınırını belirler. Ayrıca kavrama oranı ile toplam yükün dişler arasında nasıl paylaşıldığını, dolayısı ile dişlerin nasıl zorlandığı anlaşılır. İç dişli çark mekanizmasında bir diş çiftinin temasa başladığı andan itibaren aynı diş çiftinin ayrılmasına kadar geçen süre içinde yuvarlanma dairelerinden herhangi biri üzerinde alınan yol 'e' ise iç dişli çarklarda kavrama oranı;

$$\varepsilon = \frac{e}{t} \quad (2.10)$$

veya

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{(r_{b1}^2 - r_{g1}^2)} - \sqrt{(r_{b2}^2 - r_{g2}^2)} + a \sin \alpha}{\pi m \cos \alpha_0} \quad (2.11)$$

şeklindedir.

2.3. Diş Profilleri Arasındaki İzafi Hareket

Dişli ana kanununa göre, bir dişli çark mekanizmasının sabit oranda hız iletebilmesi için eş çalışan profillerin herhangi bir temas noktasındaki ortak normali, daima her iki yuvarlanma dairesinin temas noktasından geçmelidir [8]. Eş çalışan dişli çarkların temas noktasındaki çevresel hızları ile bu hızların bileşenleri Şekil 2.4'te gösterilmiştir.

ve profillerin ortak teğeti üzerindeki hız bileşenleri

$$w_1 = w_2$$

şeklinde olmaktadır. A temas noktasındaki profil hızlarının t doğrusu üzerindeki bileşenleri ise ρ_1 , ρ_2 sırasıyla pinyon ve iç dişli çarkın dönme merkezlerinin A temas noktasına t doğrusu üzerindeki uzaklıkları olmak üzere, bu noktanın ani dönme merkezleri olan T_1 ve T_2 noktalarına göre aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$w_1 = \omega_1 \rho_1 \quad (2.14)$$

$$w_2 = \omega_2 \rho_2 \quad (2.15)$$

Diş profilleri arasında meydana gelen kayma hızı birinci profile göre (pinyon dişli)

$$g_{k1} = w_1 - w_2 = (\omega_1 \rho_1) - (\omega_2 \rho_2) \quad (2.16)$$

İkinci profile göre (iç dişli çark)

$$g_{k2} = w_2 - w_1 = (\omega_2 \rho_2) - (\omega_1 \rho_1) \quad (2.17)$$

olmaktadır. Şekil 2.4'den;

$$\overline{CA} = e, \quad \overline{CT_1} = r_1 \sin \alpha, \quad \overline{CT_2} = r_2 \sin \alpha \text{ ise;}$$

$$\rho_1 = \overline{CT_1} - e = r_1 \sin \alpha - e \quad (2.18)$$

$$\rho_2 = \overline{CT_2} - e = r_2 \sin \alpha - e \quad (2.19)$$

şeklinde yazılabilir. ρ_1 ve ρ_2 değerleri Eş. 2.16'da yerine konursa

$$g_{k1} = (r_1 \sin \alpha - e) \cdot \omega_1 - (r_2 \sin \alpha - e) \cdot \omega_2$$

$$g_{k1} = e (\omega_2 - \omega_1) + (r_1 \omega_1 - r_2 \omega_2) \sin \alpha$$

veya

$$\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$$

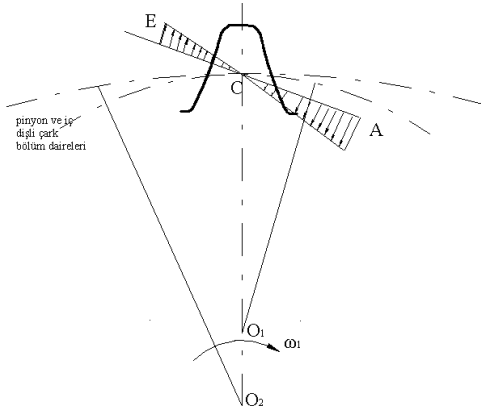
olduğundan pinyon dişlinin kayma hızı;

$$g_{k1} = e(\omega_2 - \omega_1) \quad (2.20)$$

olur. Aynı işlemler Eş. 2.17 içinde yapılırsa iç dişli çarkın kayma hızı;

$$g_{k2} = e(\omega_1 - \omega_2) \quad (2.21)$$

şeklinde elde edilir. Eş. 2.20 ve Eş. 2.21'e göre kavrama boyu üzerindeki kayma hızlarının değişimi Şekil 2.5'de gösterilmiştir. Şekil 2.5'e göre kayma hızlarının maksimum olduğu yerler temasta olan dişlerin kavramaya giriş ve çıkış noktalarıdır.



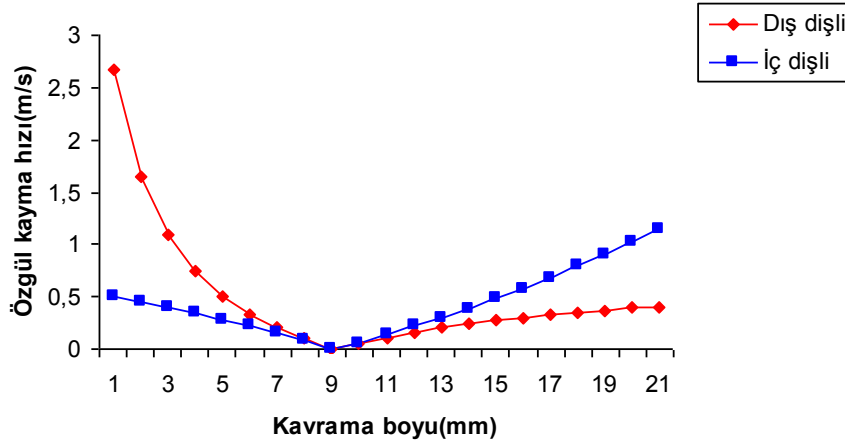
Şekil 2.5. Kavrama boyu üzerindeki kayma hızlarının yayılımı [7]

Bilindiği gibi profillerde meydana gelen kayma hareketi adhezyon aşınmasına yol açar. Bunun profiller üzerine etkisini daha iyi bir şekilde ifade etmek için özgül kayma hızlarından yararlanılır.

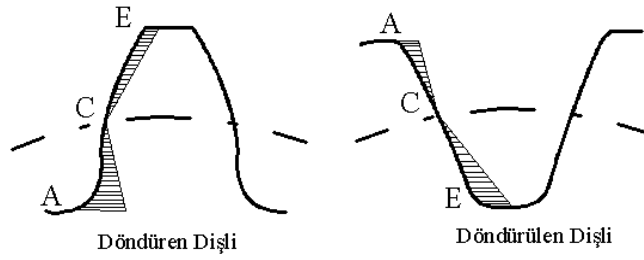
$$a_{k1} = \frac{g_{k1}}{w_1} = \frac{w_1 - w_2}{w_1} = \frac{-e \cdot (\omega_1 - \omega_2)}{\rho_1 \cdot \omega_1} \quad (2.22)$$

$$a_{k2} = \frac{g_{k2}}{w_2} = \frac{w_2 - w_1}{w_2} = \frac{e \cdot (\omega_1 - \omega_2)}{\rho_2 \cdot \omega_2} \quad (2.23)$$

Eş. 2.22 ve Eş. 2.23 ile hesaplanan özgül kayma hızlarının kavrama doğrusu üzerindeki değişimi Şekil 2.6'da gösterilmiştir. Şekil 2.6'ya göre özgül kayma hızı, kavramanın başlangıç ve sonundaki A ve E noktalarında en büyük değerleri almaktadır. Özgül kayma hızları, dişli çarkların profilleri üzerinde gösterilirse Şekil 2.7'deki durum ortaya çıkar. Şekil 2.7'ye göre dişli çarklarda aşınma kayma hızının en yüksek olduğu A ve E noktalarında maksimumdur.

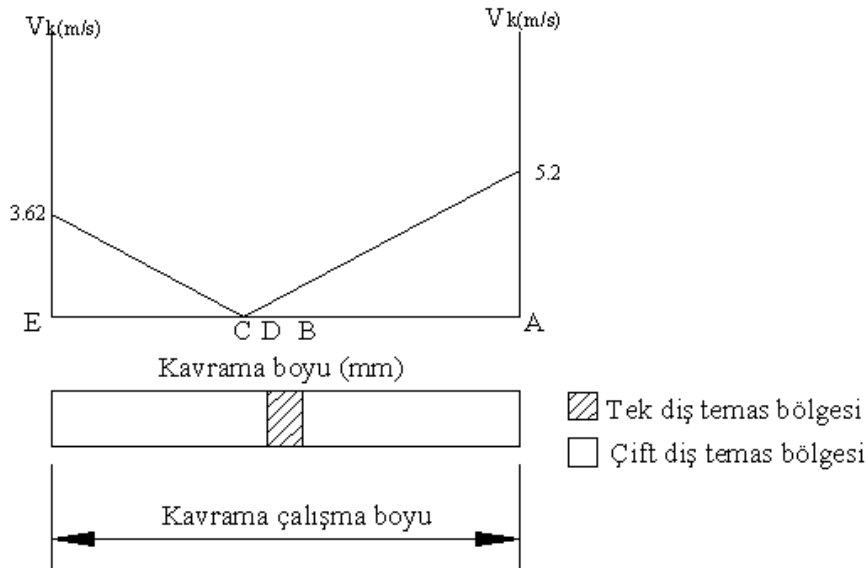


Şekil 2.6. Kavrama doğrusu üzerinde özgül kayma hızının dağılımı [8]



Şekil 2.7. Diş profili üzerindeki aşınma [9]

Dişli çarkların kavrama uzunluğu boyunca kayma hızlarının değişimi ile yükleme durumu Şekil 2.8’de verilmiştir. Şekil 2.8’e göre döndüren dişli (pinyon) için A noktası kavramaya giriş, E noktası ise kavramadan çıkış noktalarını göstermektedir. B ve D noktaları ise tek diş temas bölgesi ile çift diş temas bölgesi arasındaki geçiş yerlerini göstermektedir.



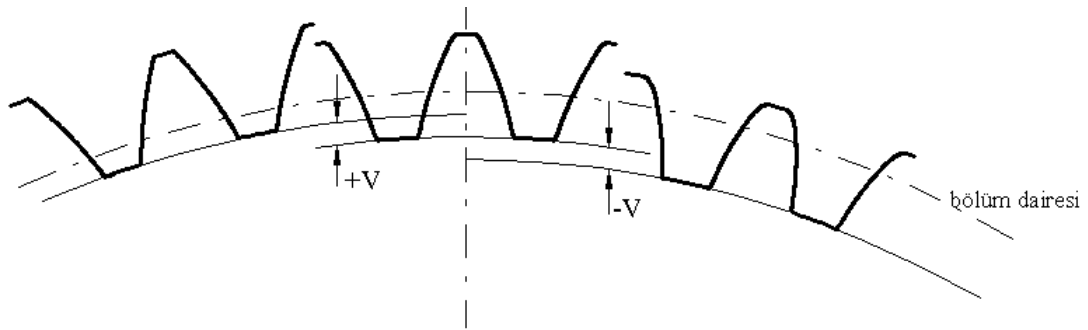
Şekil 2.8. Diş profillerinin kavrama durumları

2.4. İç Dişli Çarklarda Profil Kaydırma

Profil kaydırma; dişli çark mekanizmalarının mukavemet ve yüzey basıncı açısından yük taşıma kabiliyetini artırmak, alt kesilmeyi önlemek, belirli diş sayısı ve standart modeldeki dişli çark mekanizmalarını istenilen eksenler arası mesafede yerleştirmek, dişli çarklar arasında meydana gelen kayma ve buna bağlı olarak aşınmayı azaltmak,

kavrama oranını büyüterek mekanizmanın daha sessiz çalışmasını sağlamak için yapılır.

Evolvent bir dişli profilinde profil kaydırması yapmak demek, o dişli çarkı normal diş üstü çapından daha büyük (pozitif x) bir çapta veya daha küçük (negatif x) bir çapta aynı diş sayısı ve aynı modülle açmak demektir (Şekil 2.9).



Şekil 2.9. İç dişli çarklarda profil kaydırma [7]

Şekil 2.9'a göre oluşan profil kaydırmanın değeri; x profil kaydırma faktörü, m modül olmak üzere;

$$V = xm \quad (2.23)$$

şeklindedir. Profil kaydırma faktörünün büyüklük ve işaretinin dişin şekli üzerindeki etkisi önemlidir. Genel olarak artı profil kaydırmada, profil kaydırma faktörü büyüdükçe diş dibi kalınlaşırken, diş başı sivrileşmektedir. Bunun yanı sıra dişli çarkın mukavemeti arttırılır. Fakat kavrama oranı azaldığı için dişli çark gürültülü çalışır. Eksi profil kaydırmada diş dibi incelirken diş başı kalınlaşmaktadır. Diş dibi incelendiğinden dolayı mukavemet azalır, kavrama oranı büyüdüğü için dişli çarklar daha sessiz çalışırlar. İç dişli çark mekanizmaları, profil kaydırma durumuna bağlı olarak iki gruba ayrılmaktadır.

- Sıfır (Standart) dişli mekanizması
- Profil kaydırmalı dişli mekanizması

Sıfır (Standart) dişli mekanizması: Bu mekanizma iki adet sıfır (standart) dişli çarktan meydana gelir. Genel olarak diş sayıları sınır diş sayısından büyük ise, eksenler arası mesafe ve diş mukavemeti bakımından dişli çarklar için özel istekler mevcut değil ise dişli çarklar standart tezgahlarda imal edilirler[64].

Taksimât dairesi çapları;

$$d_{01} = mz_1 \quad (2.24)$$

$$d_{02} = mz_2 \quad (2.25)$$

Diş başı dairesi çapları;

$$d_{b1} = d_{01} + 2m \quad (2.26)$$

$$d_{b2} = d_{02} - 2m \quad (2.27)$$

Diş taban dairesi çapları;

$$d_{t1} = d_{01} - 2m \quad (2.28)$$

$$d_{t2} = d_{02} + 2m \quad (2.29)$$

Diş kalınlıkları;

$$s_{01} = \pi.m/2 \quad (2.30)$$

$$s_{02} = \pi.m/2 \quad (2.31)$$

Eksenler arası mesafe;

$$a = a_0 = (d_{02} - d_{01})/2 \quad (2.32)$$

Profil kaydırmalı dişli mekanizması: Bu mekanizmada eksenler arası mesafe ve kavrama açısı sıfır dişli çarklara göre aynı kalmamaktadır. Artı profil kaydırmada, profil kaydırma faktörü büyüdükçe diş dibi kalınlaşırken, diş başı sivrileşmektedir. Eksi profil kaydırmada diş dibi incelirken diş başı kalınlaşmaktadır.

Pinyon-iç dişli çiftinin bölüm (taksimat) daireleri çapları profil kaydırma yapılmamış dişli çarklarla aynı kalmaktadır. d_{01} , d_{02} sırasıyla pinyon ve iç dişli çarkın bölüm daireleri olmak üzere;

$$d_{01} = mz_1 \quad (2.33)$$

$$d_{02} = mz_2 \quad (2.34)$$

şeklindedir. Diş başı dairesi çapı eğer dişli çiftine pozitif profil kaydırma yapılmışsa, profil kaydırma miktarına bağlı olarak pinyon dişli çark için artarken, iç dişli çark için azalmaktadır. d_{b1} , d_{b2} sırasıyla pinyon ve iç dişli çarkın diş başı daireleri çapı olmak üzere;

$$d_{b1} = d_{01} + 2m(1 + x_1) \quad (2.35)$$

$$d_{b2} = d_{02} - 2m(1 - x_2) \quad (2.36)$$

şeklindedir. Diş taban dairesi çapı eğer dişli çiftine pozitif profil kaydırma yapılmışsa, profil kaydırma miktarına bağlı olarak pinyon dişli çark için azalırken, iç dişli çark için artmaktadır. d_{t1} , d_{t2} sırasıyla pinyon ve iç dişli çarkın diş taban daireleri çapı olmak üzere;

$$d_{t1} = d_{01} - 2m(1.25 - x_1) \quad (2.37)$$

$$d_{t2} = d_{02} + 2m(1.25 + x_2) \quad (2.38)$$

şeklindedir. Diş kalınlıkları eğer dişli çiftine pozitif profil kaydırma yapılmışsa, profil kaydırma miktarına bağlı olarak pinyon dişli çark için artarken, iç dişli çark

için azalmaktadır. s_{01} , s_{02} sırasıyla pinyon ve iç dişli çarkın diş başı kalınlıkları olmak üzere;

$$s_{01} = \pi.m/2 + 2x_1 \tan \alpha_0 \quad (2.39)$$

$$s_{02} = \pi.m/2 - 2x_2 \tan \alpha_0 \quad (2.40)$$

şeklindedir. Profil kaydırma yapılmış pinyon-iç dişli çark çiftinde standart kavrama açısı işletme kavrama açısına dönüştüğü için bu açığa bağlı olarak eksenler arası mesafede değişmektedir. a pinyon-iç dişli çark çiftinin eksenler arası mesafesi olmak üzere;

$$a = a_0 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} = m \frac{(z_2 - z_1) \cos \alpha_0}{2 \cos \alpha} \quad (2.41)$$

şeklindedir. Evolvent bir dişli profilinde dişli çark, normal diş üstü çapından daha büyük (pozitif x) bir çapta veya daha küçük (negatif x) bir çapta aynı diş sayısı ve aynı modülle açılırsa kavrama açısı profil kaydırma miktarına bağlı olarak büyür veya küçülür. Bu şekilde oluşan açı işletme kavrama açısı olup değeri;

$$ev \alpha = 2 \frac{x_2 - x_1}{z_2 - z_1} \tan \alpha_0 + ev \alpha_0 \quad (2.42)$$

şeklindedir. Profil kaydırma faktörünün alt değerini alttan kesme, üst değerini ise sivri tepe sınırlamaktadır.

2.5. Dişli Çarklarda Alt Kesilme Olayı

Takım dişlilerde diş sayısı çok küçük olan evolvent dişliler kullanıldığı zaman, bunlarla birlikte çalışan büyük dişlilerin diş başları kavrama doğrusunu T_1T_2 (Şekil 2.4) sınırının dışında kestikleri ve böylelikle küçük dişlinin diş tabanlarını oydukları görülür ki bu durumda çalışan dişli çarklarda alttan kesilme olayı meydana gelir [1].

Bu durum evolvent profilinin aktif çalışan boyunun kısılmasına, dolayısı ile kavrama oranının küçük değerler alabilmesine ve dişli mukavemetinin azalmasına neden olmaktadır. Alt kesilme olmaksızın sınır diş sayısı;

$$z_{\min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha_0} \quad (2.43)$$

şeklindedir [1]. Buna göre sınır diş sayısı kavrama açısına bağlıdır. Standart dişli çarklarda $\alpha_0=20^\circ$ olduğuna göre teorik olarak minimum diş sayısı $z_{\min}=17$ olarak bulunur. Pratikte diş profilinin bir miktar alttan kesilmesine müsaade edilerek $z'_{\min}=14$ olarak alınır. Buna göre pratik sınır diş sayısı;

$$z'_{\min} = (5/6)z_{\min} \quad (2.44)$$

olarak belirlenebilir. Alttan kesilmeyi önlemede yaygın şekilde uygulanan yöntem profil kaydırma yöntemidir. Profil kaydırmalı dişli çarklarda alttan kesilmenin önlenmesi için x profil kaydırma faktörünün değerinin bilinmesi gereklidir. z alttan kesilmeye maruz kalan dişlinin diş sayısı ise, profil kaydırma faktörü;

$$x = \frac{14 - z}{17} \quad (2.45)$$

denklemden bulunur.

2.6. Diş Ucu Sınırı

Diş üstü çapında diş başı kalınlığının meydana gelmeyişi, bir başka deyişle diş baş kalınlığının sıfır olması artı profil kaydırmalı dişli çarklarda meydana gelebileceğinden, bu tür dişli çarklarda profil kaydırma işlemi yapılırken diş başı kalınlığının kontrolü yapılmalıdır [10].

Diş başı kalınlığının sıfır olduğu durumda (diş profillerinin kesiştiği noktayı merkeze birleştiren doğru aynı zamanda dişin simetri eksenidir) diş başı dairesi yarıçapı, aynı zamanda sınır yarıçapı;

$$r_{üs} = \frac{r_g}{\cos \alpha_{üs}} = r_0 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_{üs}} = \frac{1}{2} m z \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_{üs}} \quad (2.46)$$

şeklinde olur. Burada;

$\alpha_{üs}$: sınır diş ucu kavrama açısıdır. Evolvent fonksiyonuna göre;

$$\alpha_{üs} = Ev \alpha_{üs} = \frac{s_0}{d_0} + Ev \alpha_0 \quad (2.47)$$

Artı profil kaydırmalı bir dişlide bölüm dairesindeki diş kalınlığı;

$$s_0 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2xmtg \alpha_0 \right) \quad (2.48)$$

(2.48) no'lu denklem (2.47) no'lu denklemde yerine yazılırsa;

$$ev \alpha_{üs} = \frac{\pi m / 2 + 2xmtg \alpha_0}{zm} + ev \alpha_0 \quad (2.49)$$

Evolvent fonksiyonu çizelgesinden (Ek-2, Cetvel7) alınarak ($\alpha_{üs}$) tayin edilir.

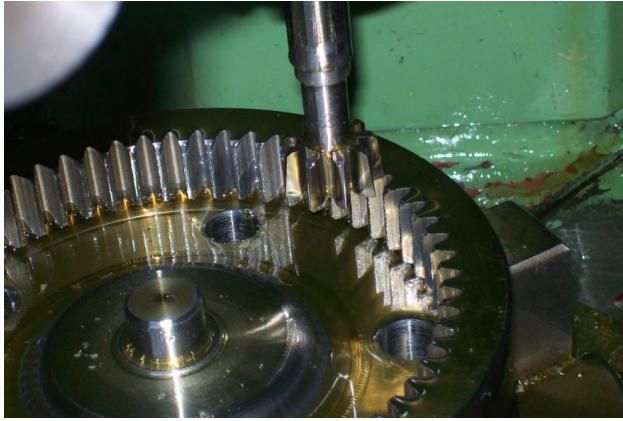
2.7. İç Dişli Çarkların Üretim Metodu (Fellow Yöntemi)

İç dişli çarklar sadece Fellow yöntemi ile üretilirler [37]. Maag metodunda kullanılan kremayer şeklindeki düz bıçak yerine dişli çark şeklindeki bir kesici bıçak kullanılır.

Kesici bıçak, pinyon dişli çark gibi kullanılır. Bu şekilde üretim sanki iki dişli çarkın çalışması gibidir. İki dişli çark, diş sayıları oranında;

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

sabit açısal hızlarla dönme hareketi yapar, yalnız kesici bıçağın dişli taslağı eksenine paralel olarak hareketi esnasında aşağı inerken dönme hareketi durur, kesme bir diş boyunca tamamlanıp bıçak taslaktan ayrılınca dönme olur. Bu şekilde aralıklı dönme hareketleri ile iç dişli çark üretilir. (Resim 2.3).



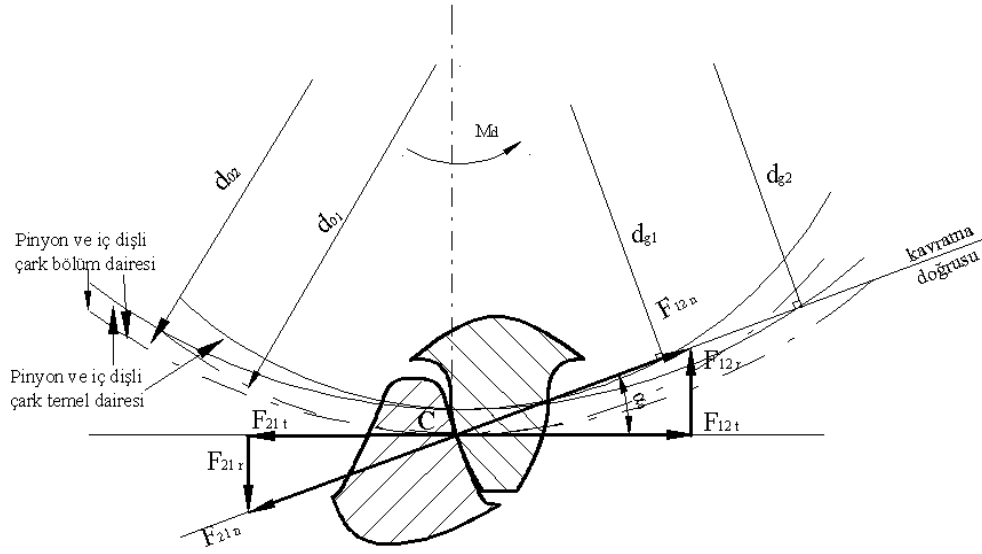
Resim 2.3. İç dişli çarkların üretim metodu

İç dişli çarklar DIN standardına göre 6. kaliteye göre imal edilirler [Ek-3].

2.8. İç Dişli Çarklarda Mukavemet Hesapları

2.8.1 Diş kuvveti

Eş çalışan pinyon ve iç dişli çarka ait bir çift diş kavramaya girdiğinde mekanizmanın ileteceği döndürme momentinden kaynaklanan ve diş üzerine gelen F_n normal kuvveti kavrama boyunca etkir (Şekil 2.10).



Şekil 2.10. Dişli çarklara etkiyen kuvvetler [4]

Eş çalışan dişlilerin temas yerinin yani C noktasının taksimat dairesi üzerinde bulunduğu durumda bu kuvvetin teğetsel bileşeni

$$F_t = F_n \cos \alpha_0 \quad (2.50)$$

şeklindedir. Bu kuvvetin radyal bileşeni

$$F_r = F_n \sin \alpha_0 \quad (2.51)$$

olur. Kavramaya giriş esnasında mekanizmanın ileteceği moment dikkate alınır;

$$F_t = \frac{2M_b}{d_o} \quad (2.52)$$

veya güç ve devir sayınsa bağlı olarak;

$$F_t = \frac{30N}{r_o n \pi} \quad (2.53)$$

olur. Dişli çarklar çalışma esnalarında sadece iletilen momentten kaynaklanan kuvvetle zorlanmazlar. İşletme şartlarından, dişli çark mekanizmasının kullanıldığı tahrik ve iş makinasından, aralarındaki kavramanın karakteristiğinden, millerin rijitliğinden ve kendi aralarında oluşan titreşimden kaynaklanan ek kuvvetlerde vardır. Dişli çarklarda mukavemet hesabı yapılırken bu kuvvetlerde göz önünde bulundurulmalıdır.

Dişli çarklarda mukavemet hesaplarında esas olan diş kuvveti F_{nc} , yukarıda sayılan etkenler göz önünde tutularak

$$F_{nc} = K_o K_v K_m K_\epsilon F_n \quad (2.54)$$

ifadesine göre hesaplanır. Burada;

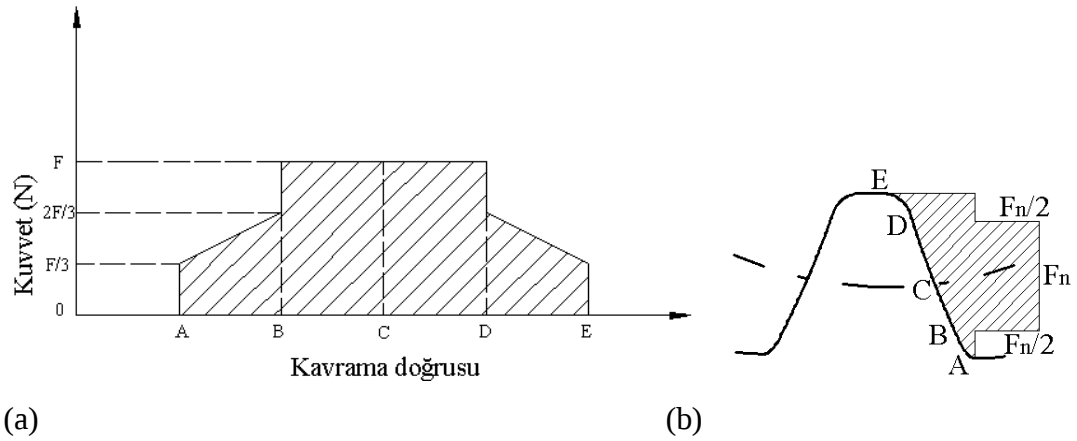
K_o : çalışma faktörü [Ek-2, Cetvel 5]

K_v : hız faktörü [Ek-2, Cetvel 1]

K_m : kuvvet dağılışı faktörü

K_ϵ : kavrama faktörü

şeklindedir. Dişli çarklarda kavrama oranı genellikle $\epsilon > 1$ olduğundan dişlere gelen yük, kavramaya girişte ve çıkışta dişli çarkların başka dişleride kavrama durumunda oldukları için tam yük değil de, kısmi yük şeklinde etki eder. Bu durumda yük, tekil yükleme noktaları olarak bilinen B ve D noktaları arasında tam yük olacaktır. Buna bağlı olarak diş kuvvetinin yüzeyde oluşturduğu yükün kavrama doğrusu boyunca dişlere dağılışı Şekil 2.11 (a)'da gösterildiği gibidir [7]. Bu dağılım dişlilerin tam rijit olmaları durumunda geçerlidir. Pratikte dişliler tam rijit olmayacağından ve dolayısıyla yük altında şekil değiştirmelerinden dolayı yükün dağılımı Şekil 2.11 (b)'de gösterildiği gibidir. Dişli çarklarda profil kaydırma faktörü işlemi yapıldığında, kavramaya giriş ve çıkış uzunlukları ile tek diş temas bölgesinin yeri değişeceğinden bu olay profil kaydırma faktöründen de etkilenmektedir.



Şekil 2.11. Diş profili üzerinde yükleme durumları[7]

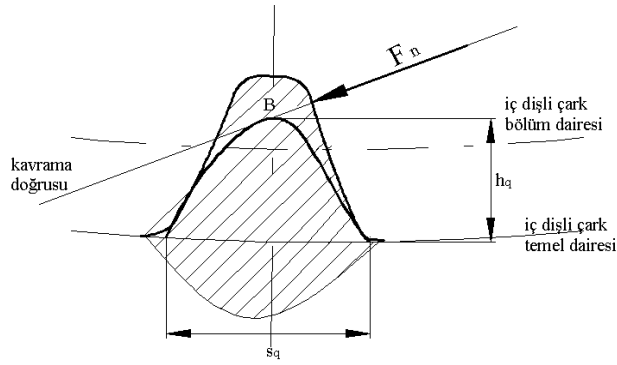
2.8.2. Diş dibi gerilmeleri

Dişli çarklar ile ilgili diş dibi deneylerinden elde edilen sonuçlara göre dişlilerde en büyük gerilmeler diş tabanında meydana gelir ve kırılmalar bu bölgede olur [7]. Yorulma özelliği taşıyan bu kırılmalar, çekme gerilmelerinin bulunduğu bölgede bir çatlak ile başlar. Zamanla bu çatlak ilerler ve diş dibi kesiti ani olarak dişe gelen yükü karşılayamayacak değere düştüğünde diş kırılır.

Diş tabanında meydana gelen gerilmelerin hesabı için diş tabanındaki kırılma kesitine kadar olan eğilme kolu uzunluğunun h_q ve kırılma kesiti kalınlığının s_q tespit edilmesi gerekir. Dişin yükleme durumuna göre iki yöntem vardır.

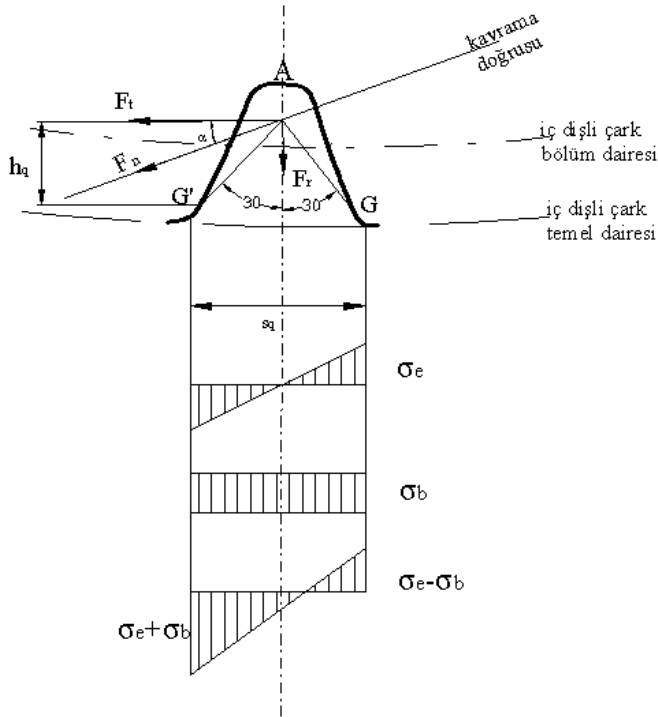
Levis yöntemi

Bu yöntemle göre diş kuvvetinin etkiye noktası, kavrama sırasında eş diş çiftinin kavramada kaldığı üst tekil yükleme noktası olarak kabul edilir (Şekil2.12). Kuvvetin etki doğrultusunun, yani kavrama doğrusunun diş simetri eksenini kestiği noktadan eşit eğilme momentli bir cisim çizilirse parabol elde edilir. Bu parabolün diş yan yüzeylerine teğet noktaları s_q kırılma kesiti kalınlığını belirler. Eğilme kolu uzunluğu ise Şekil 2.12’de gösterildiği gibi alınır.



Şekil 2.12. Levis yöntemi[4]

DIN standartları



Şekil 2.13. Dişli çarkların mukavemet hesabı [7]

DIN standardı tarafından kabul edilen yükleme durumu için kavrama doğrusunun diş simetri eksenini kestiği noktada Şekil 2.13’de gösterildiği gibi diş başına tesir eden F_{nc} kuvvetinin;

$$F'_{tc} = F_{nc} \cos \alpha'_b \quad (2.56)$$

ve

$$F'_{rc} = F_{nc} \sin \alpha'_b \quad (2.57)$$

bağıntıları ile hesaplanan teğetsel ve radyal bileşenleri göz önüne alınırsa diş dibi kesiti F'_{tc} kuvveti ile eğilmeye ve kesilmeye F'_{rc} kuvveti ile basmaya maruz kalır. Bu zorlamalarla ilgili üç ayrı hesap yöntemi vardır.

- Yalnız eğilmeyi dikkate alan Levis yöntemi
- Eğilmeyi ve basmayı dikkate alan yöntem (DIN standardı)
- Eğilme, basma ve kesmeyi dikkate alan Niemann yöntemi

DIN standardında, diş tabanında meydana gelen kesme gerilmesi çok küçük olduğundan yalnız eğilme ve basma gerilmeleri dikkate alınmaktadır. Buna göre diş tabanında meydana gelen eğilme gerilmesi;

$$\sigma_e = \frac{F'_{tc} \cdot h_q}{\frac{1}{6} \cdot b \cdot s_q^2} = \frac{6 \cdot F_{nc} \cdot \cos \alpha'_b \cdot h_q}{b \cdot s_q} \quad (2.58)$$

ve basma gerilmesi;

$$\sigma_b = \frac{F'_{rc}}{b \cdot s_q} = \frac{F_{nc} \cdot \sin \alpha'_b}{b \cdot s_q} \quad (2.59)$$

ifadeleri ile bulunabilir. Dişlerde kırılmaların çekme gerilmesinin bulunduğu bölgede yani G noktasında başladığı dikkate alınırsa Şekil 2.13'den bu noktaya karşılık gelen toplam gerilme;

$$\sigma_{top} = \sigma_e - \sigma_b \quad (2.60)$$

olur. Eş. 2.60'da σ_e ve σ_b değerleri yerine konularak pinyon ve iç dişli çark için diş tabanında meydana gelen gerilmeler;

$$\sigma_1 = \frac{F_t}{b.m} K_{f1} K_0 K_v K_m \quad (2.61)$$

$$\sigma_2 = \frac{F_t}{b.m} K_{f2} K_0 K_v K_m \quad (2.62)$$

şeklinde elde edilir. Mukavemet açısından bu gerilmelerin;

$$\sigma_1 \leq \frac{\sigma_D^*}{s} \text{ ve } \sigma_2 \leq \frac{\sigma_D^*}{s}$$

şartlarını sağlaması gerekir. Burada σ_D^* dişin sürekli mukavemet sınırını göstermekte olup;

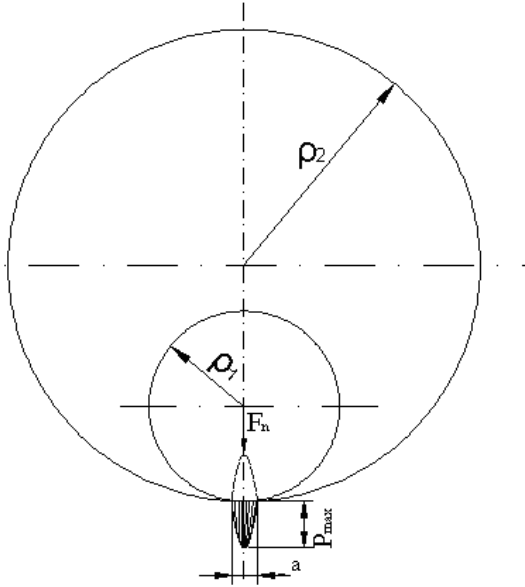
$$\sigma_D^* = \frac{K_y K_b}{K_\phi} K_R K_L K_z \sigma_D \quad (2.63)$$

ifadesinden bulunur. Burada;

- s : emniyet katsayısı
- K_y : yüzey düzgünlüğü faktörü
- K_b : büyüklük faktörü
- K_ϕ : çentik faktörü
- K_R : güvenilirlik faktörü
- K_L : ömür faktörü
- K_z : zorlanma faktörü
- σ_D : standart deney çubuğunun sürekli mukavemet sınırındır.

2.8.3. İç Dişli Çarklarda Yüzey Basıncı Hesabı

İç dişli çarklarda mukavemet açısından dikkate alınması gereken diğer bir durum diş yan yüzeylerinde oluşan yüzey basıncıdır. Diş profilleri birbirlerine temas ettikleri noktalarda diş kuvvetlerinin etkisi altında bir miktar deforme olurlar, dolayısıyla profillerin teması çizgi teması değil, yüzey temasıdır [7]. Hertz teorisine göre iki silindir yüzeyin teması sonucunda ara yüzeyde meydana gelen temas uzunluğu uygulanan F_n yüküne, silindirlerin çapına ve malzemenin elastisite modülüne bağlıdır.



Şekil 2.14. İçten temaslı iki silindirin yüzey basıncı [7]

Şekil 2.14'den, birbirlerine F_n kuvveti ile bastırılan, b genişliğindeki iki silindirin temas alanlarında oluşan basınç, E dişli malzemelerinin eşdeğer elastiklik modülleri, ρ dişli çarkların eşdeğer eğrilik yarıçapı olduğuna göre;

$$p_H = \sqrt{\frac{F_n \cdot E}{2 \cdot \pi \cdot b \cdot \rho}} \quad (2.64)$$

veya

$$p_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n \cdot E}{b \cdot \rho}} \quad (2.65)$$

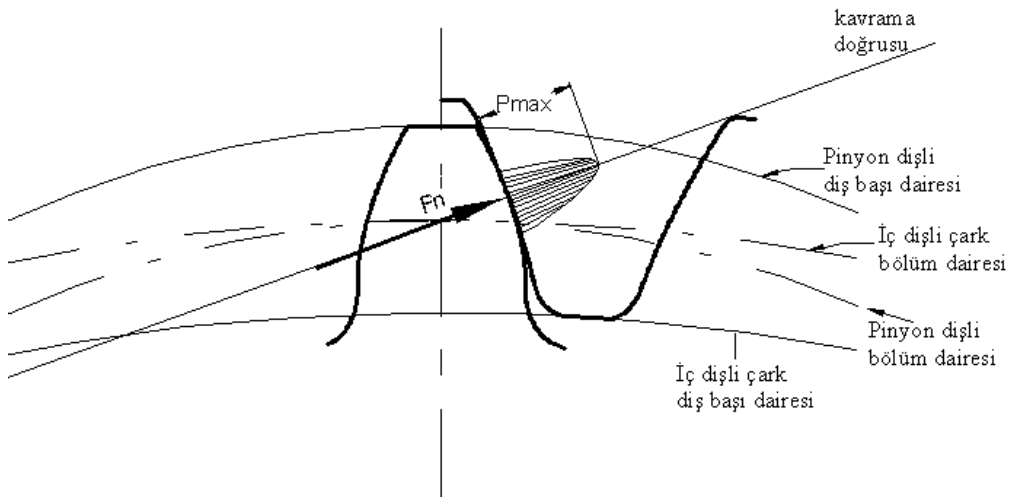
şeklindedir. Burada eşdeğer elastiklik modülü;

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} \quad (2.66)$$

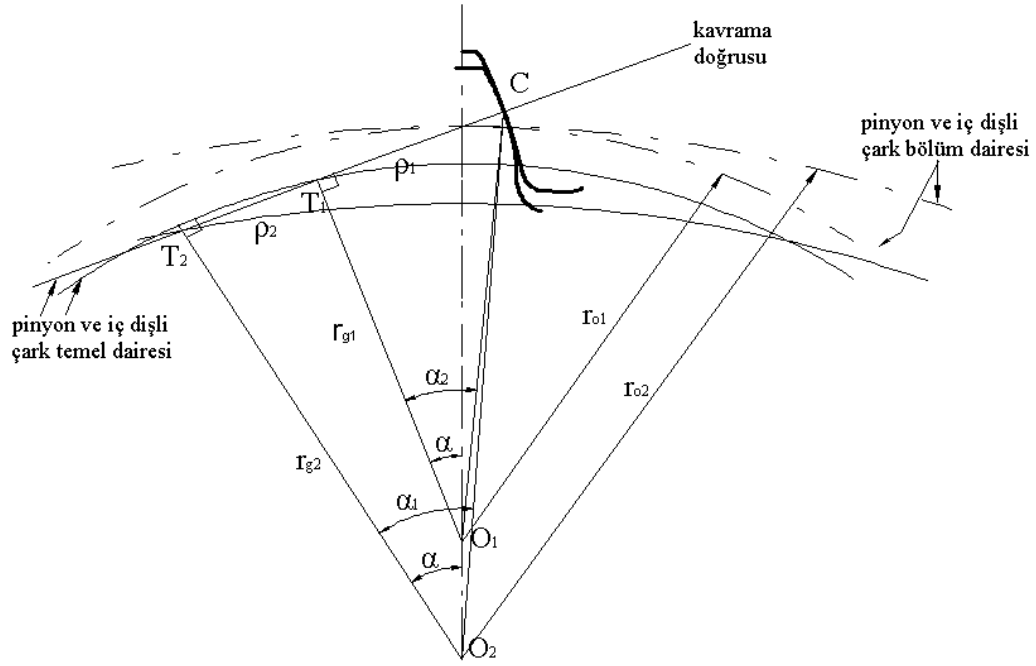
ve eşdeğer eğrilik yarıçapı;

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2}; \quad \rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 - \rho_2} \quad (2.66)$$

şeklinde hesaplanır. Hertz teorisine göre hesaplanan yüzey basıncı müsaade edilen yüzey basıncı değerini aşınca yüzeyde, özellikle yuvarlanma dairesi civarında pitting denilen çukurcuklar oluşur, pitting olayı ile yüzey bozulmaya başlar (Şekil2.15).



Şekil 2.15. Dişli çarklarda Hertz yüzey basıncı [7]



Şekil 2.16. İç dişli çarklarda Hertz yüzey basıncı [7]

Denklem 2.64'ün dişli çarklara uygulanmasında (Şekil 2.16) temas yüzeylerine tesir eden kuvvet olarak diş kuvveti, temas noktasındaki eğrilik yarıçapları olarak, temas noktasından T_1 ve T_2 noktalarına kadar olan ρ_1 ve ρ_2 eğrilik yarıçapları, genişlik olarak da dişin genişliği b esas alınmaktadır (7). Şekil 2.16'ya göre herhangi bir temas noktasındaki eğrilik yarıçapları,

$$\rho_1 = r_{g1} \tan \alpha \quad (2.67)$$

$$\rho_2 = r_{g2} \tan \alpha \quad (2.68)$$

olduğundan

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{r_{g1}} \left[\frac{1}{\tan \alpha} - \frac{1}{i_{12} \tan \alpha} \right] \quad (2.69)$$

şeklinde yazılır.

Yuvarlanma aşınmasının, tam yuvarlanma, yani C noktasında (Şekil 2.16) meydana geldiği kabul edilirse, bu durumda

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$$

$$r_{g1} = r_{01} \cos \alpha \quad (2.70)$$

$$F_{nc} = F_{tc} / \cos \alpha \quad (2.71)$$

olur. Yukarıdaki bağıntılarla birlikte yüzey basıncı denklemi

$$P_{H \max} = 0,59 \sqrt{\frac{F_{tc}}{bd_{01}} E \frac{i_{12} + 1}{i_{12}} \frac{1}{\cos^2 \alpha_0 \cdot \tan \alpha}} \quad (2.72)$$

veya sıfır ve sıfır kaydırmalı dişli çark mekanizmalarında $\alpha_0 = \alpha$ olduğundan

$$P_{H \max} = 0,59 \sqrt{\frac{F_{tc}}{bd_{01}} E \frac{i_{12} - 1}{i_{12}} \frac{1}{\cos^2 \alpha_0 \cdot \sin \alpha_0}} \quad (2.73)$$

şeklinde yazılır.

(2.36) denklemi K_E elastiklik faktörü, K_i çevrim oranı faktörü, K_α yuvarlanma noktası faktörü, K_v dinamik veya hız faktörü olduğu dikkate alınıp

$$K_E = 0,59 \sqrt{E} \quad (2.74)$$

$$K_i = \sqrt{\frac{i_{12} - 1}{i_{12}}} \quad (2.75)$$

$$K_\alpha = \frac{1}{\cos \alpha_o \sin \alpha_o} \quad (2.76)$$

$$F_{tc} = F_t K_v \quad (2.77)$$

denklemleri ile;

$$P_{H \max} = K_E K_\alpha K_i \sqrt{\frac{F_t}{bd_{01}}} K_v \quad (2.78)$$

şeklinde yazılır.

2.9. İç Dişli Çarklar İle İlgili Yapılan Çalışmalar

İç dişli çarklarla ilgili çalışmalar genellikle iç dişli çarkın dış dibinde meydana gelen gerilmeler üzerinedir. Teorik çalışmalarda dış dibinde oluşan maksimum çekme ve basma gerilmelerinin yerleri ve büyüklükleri tespit edilmeye çalışılmıştır. Bulunan sonuçlar deneylerle ve fotoelastik sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak dış dibinde oluşan gerilmeler azaltılmaya çalışılmıştır.

Eiff ve diğerleri [11]; iç ve dış dişli çarklarda dişli geometrisi ile dış dibinde meydana gelen maksimum teğetsel gerilmenin yeri, dış dibinde oluşan gerilmenin miktarı ve gerilme konsantrasyonu faktörünü belirlemişlerdir. Teorik hesaplama yöntemi olarak sonlu elemanlar metodu kullanmışlar, sonuçları fotoelastik deneylerle kanıtlamışlardır. Çalışmalarının sonucunda küçük diş sayısına sahip pinyon tip kesici takım kullanılarak imal edilmiş dişlilerin dış dibi gerilmelerinin daha düşük olduğunu göstermişlerdir. İç dişli çarklarda çember kalınlığının etkisi modülün 5 katından daha az olduğu durumda dış dibi gerilmeleri için önemli bir faktördür. Ayrıca iç dişli çarklarda dış dibi eğriliği dış dişli çarka oranla daha fazla olduğu için iç dişli çarkların gerilme konsantrasyonu faktörünün daha düşük olduğunu belirtmişlerdir.

Tong ve diğerleri [12]; iç dişli çarkların imalatı için bir program geliştirmişlerdir. Programda diş sayısı ve dişlilerin merkezler arası mesafesi belirtildiğinde eş çalışan

dişlilerin diş genişliği sayısal olarak hesaplanmaktadır. Hesaplanan diş genişliği, üretimin pratikliği ve kabul edilen sınır şartlarıyla karşılaştırılmış, gerektiğinde diş sayısı, modül veya dişli malzemesi değiştirilmiştir. Sonuç olarak; üretimi yaklaşık 1 gün süren dişli çark üzerindeki optimum değişiklikleri 30 dakikada yapan CAD programı geliştirilmiştir. Bu program olasılık hesaplarıyla optimum dizayn yapabilmektedir. Ayrıca bu program kullanıcı için minimum diş sayısını belirleme, minimum merkezler arası mesafeyi belirleme ve en düşük diş ağırlığını belirlemek için uygun bir yöntemdir. En son olarak da iç dişli programı planet dişli sistemleri içinde kullanılan ana bir programdır. Program sadece teorik hesaplara dayanıp deneysel verilerle desteklenmemiştir.

Tong ve diğerleri [13]; çevrim oranlarının kinematik limitleri, dişli çarkların birbiri ile teması, temas gerilmeleri ve aşınma kriterlerini dikkate alarak, iç dişli çarklarda pinyon ve çarkın diş sayıları, modül, minimum eksenler arası mesafe ve iç dişli çarkların hacimlerini bir program yardımıyla belirlemişlerdir. Sonuç olarak; iç dişli çarklarda en küçük merkezler arası mesafenin diş sayılarının en küçük olduğu durumda olmadığını saptamışlardır. Pinyonun diş sayısı 15'in altına düşerse modül değerleri gerçek değerlere ulaşmak için yükselir. Diş sayısı belli bir değerin altında olan pinyonun yüksek kuvvetlere dayanabilmesi için yüksek modüle ihtiyaçları vardırki, buda dişlerin hacminin arttığını belirlemişlerdir.

Chong ve diğerleri [14]; iç dişli çarklarda çember kalınlığının diş dibinde oluşan çekme ve basma gerilmelerini incelemişlerdir. Gerilme ölçümlerini strain-gageler, fotoelastik deneyler ve sonlu elemanlar analizleriyle belirleyip, maksimum gerilmenin olduğu yerleri saptamaya çalışmışlardır. Deneylerinde farklı çember kalınlığında iç dişli çarklara farklı noktalardan yük uygulayarak diş dibinde oluşan gerilmeleri belirlemeye çalışmışlardır. Sonuç olarak; maksimum çekme ve basma gerilmeleri ince çember kalınlığındaki iç dişlilerde yüklemenin 45° olduğunda diş dibi kavisinde görüldüğünü saptamışlardır. Çember kalınlığı azaldıkça diş dibi kavisinde oluşan çekme gerilmesi yavaşça artmakta, basma kısmı ise keskince artmaktadır. Diş dibinin kavisinde ve tabanında meydana gelen gerilmeler iç dişli çarkların çember kalınlığıyla bağlantılıdır. Çember kalınlığının azalmasıyla iç

dişlilerde çekme gerilmesinin azaldığını ve basma gerilmesinin arttığını gözlemişlerdir.

Oda ve diğerleri [15]; iç dişli çarklarda çember kalınlığının diş dibi gerilmesi ve eğilme yorulması dayanımına etkilerini incelemişlerdir. Diş dibi gerilmesi için sonlu elemanlar yöntemi, eğilme yorulması dayanımı için farklı kalınlılarda dişlilerde statik yükleme testleri yapılmıştır. Diş dibi gerilmesi çember kalınlığının azalmasıyla, diş dibi kavisinin hem basma hemde çekme bölgelerinde artmaktadır. İnce çember kalınlığına sahip iç dişlilerde kasnak kalınlığı diş modülünün 3 katından küçük olduğu durumda gerilme değerleri artmakta, diş modülünün 3 katından daha büyük olduğu durumda sabit kalmaktadır. Sonuç olarak ince çember kalınlığına sahip iç dişlilerde çember kalınlığı azaldıkça maksimum diş dibi gerilmeleri dişin kavis bölgesindeki çekme ve basma bölgelerinde artmaktadır. İnce çember kalınlığına sahip iç dişlide maksimum diş dibi gerilmesi diş modülünün 3 katından küçük olduğu durumda ve kuvvetin diş başından 45° 'lik açı ile uygulandığı durumda oluşmaktadır. Çember kalınlığı azaldıkça kuvvetin diş başından 45° 'lik açı ile uygulandığı durumda maksimum diş dibi gerilmelerinin pozisyonu dişin köküne doğru kaymaktadır. Eğilme yorulması limit yükü diş modülünün 3 katından küçük olduğu durumda sonra sabittir. Eğilme yorulması diş modülünün 2 katı olduğu durumda %5, diş modülünün 1,5 katı olduğu durumda %24 artma gösterir. Son olarak diş modülünün 2 katı olduğu durumunun minimum çember kalınlığı olarak kabul edilebileceğini açıklamışlardır.

Hidako ve diğerleri [16]; çalışmalarında eşit yataklama şartlarında sabitlenmiş planet dişliler kullanmışlardır. Bu şekilde oluşturulan modelde eğilme momenti, eğilme gerilmesi ve çember içindeki radyal hareket teorik olarak belirlenmiştir. Daha sonra iç dişlilerdeki gerilmeler fotoelastik metodla analiz edilmiş, çember kalınlığı, diş sayısı ve maksimum gerilmenin pozisyonu açıklanmıştır. Çalışmalarında çember boyunca desteklenen Stoeckicht tip planet dişli sistemi kullanılmıştır. Pinyon dişlideki eğilme gerilmesi ve iç dişlideki radyal yer değiştirme teorik olarak gözlenmiştir ve bu sonuçlar fotoelastik modelle ispatlanmıştır. Sonuç olarak; iç dişlilerde çember kalınlığı düştüğünde, dişli çarkın diş dibi bölgesindeki basma

gerilmesi artarken çekme gerilmesi düşmektedir. Genellikle kalın çember kalınlığına sahip iç dişlilerde, eğer diş sayısı azalırsa, bütün basma ve eğilme kavisi bölgelerindeki gerilme değerleri arttığını belirtmişlerdir.

Chong ve diğerleri [17]; ince çember kalınlığına sahip iç dişlilerin diş diplerindeki gerilmeleri belirlemek için bir formül türetmişlerdir. Dişliler gövdeye civatalar ile sabitlenmiştir. Geliştirilen bu formül sayesinde dişlilerdeki gerilmeler kolaylıkla hesaplanmış ve birbirleri ile kıyaslanmıştır. Deneyler aşamasında iç dişliler 3 ve 6 civata ile sabitlenip sınır şartları bu şekilde kabul edilmiştir. Yükleme dişli çarkın tepe noktasından uygulanmıştır. Diş dibine gelen basma ve çekme gerilmelerinin ölçümü sonlu elemanlar yöntemiyle yapılmıştır. Deneylerinde farklı çember kalınlığına sahip dişliler kullanmışlar ve çember kalınlığının diş dibi gerilmesine etkisini incelemişlerdir. Sonuç olarak; dişli çarkların diş dibinde oluşan gerilmelerin ölçümü için basit bir formül türetilmiştir. Farklı çember kalınlığına göre deneyler yapılmış ve diş dibi bölgesinde oluşan gerilmeler sonlu elemanlar yöntemiyle ölçülmüştür. Ölçülen değerler ile hesaplanan değerler yakın sonuçlar vermektedir. Dolayısıyla bu formül iç dişli çarkların eğilme gerilmelerinin bulunması ve imalatı için katkıda bulunmaktadır.

Chong ve diğerleri [18]; civata veya pim ile sabitlenen iç dişli çarkların diş dibi ve diş dibi kavisinde oluşan gerilmeleri belirlemeye çalışmışlardır. Gerilme değerleri bir önceki çalışmaya ait formüllerle hesaplanmıştır [17]. Bulunan gerilme değerleri sonlu elemanlar yöntemiyle bulunan değerlerle karşılaştırılmıştır. Civata ve pim ile sabitleme arasındaki gerilme farkı karşılaştırılmıştır. Dişlilerin diş başı, bölüm dairesi ve diş dibi bölgelerine Strain-gauge konularak gerilmeler saptanmıştır. Çalışmalarının sonucunda civata veya pim ile sabitlenmiş iç dişlilerin diş dibinde oluşan gerilmeler türetilen formülle [17] ve sonlu elemanlar yönteminden alınan sonuçlarla bulunmuş ve karşılaştırılmıştır. Sonuçlar birbiriyle benzer olup planet dişli sisteminde dişli yataklama sistemiyle benzer gerilme değerlerine sahiptir. Çember kalınlığı ince olduğunda pim ile sabitlenmiş iç dişlilerin diş dibinde oluşan maksimum gerilme civata ile sabitlemeye göre biraz daha çok çıkmıştır. Genel olarak

dişli çarkın diş dibinde oluşan maksimum gerilme dişli kavrama veya sabitleme pimiyle aynı oranda deformasyon göstermektedir.

Pintz ve diğerleri [19]; iç dişlilerde statik ve dinamik yük analizi için bilgisayar tabanlı bir program geliştirmiştir. Dişliler üzerinde etkili olan kavrama esnasında iki diş teması, dişlerin yük paylaşımı, temas oranının etkisi statik olarak ele alınmıştır. Bu metod yüksek çevrim oranına sahip iç ve dış dişlilere uygulanmıştır. Bu parametreler ışığı altında iç düz dişliler dış düz dişlilere oranla daha düşük dinamik yük faktörüne sahiptirler. Yapılan çalışmada çok değişkenli bir katılık matrisi oluşturmuşlardır. Değişken olarak; uygulanan yük, yükün kavrama esnasında dişler tarafından paylaşımı, diş yapısı, dişlilerin uyumu, dişlideki hatalar, diş profilindeki hatalar ve temas notalarının konumudur. Bu şekilde bir bilgisayar tabanlı model oluşturulup analizler yapılmıştır. Sonuç olarak eşit geometrilere sahip iç dişli çarklar dış dişli çarklara oranla daha büyük temas oranına sahiptir. Daha yüksek çevrim oranlarında radyal sapma iç ve dış dişlilerde daha azalmaktadır. Yüksek çevrim oranlarında iç dişliler dış dişlilere oranla daha düşük dinamik yük faktörüne sahiptir. Dolayısıyla daha iyi dinamik performansa sahiptirler.

Oda ve diğerleri [20]; çalışmalarında ince çember kalınlıklı, pimle sabitlenmiş planet dişlilerde iç dişli çarkların diş dibi gerilmelerini incelemiştir. Oluşturulan iç dişli modelinde kasnağın deformasyonu, pimin deformasyonu, çember kalınlığının ve pim adedinin diş dibi gerilmesine etkisi ve dişe uygulanacak kuvvetin pozisyonu gibi parametreler incelenmiştir. Çalışmanın sonunda sabitleme için kullanılan pimin sayısı ve uygulama noktaları ile çember kalınlığının diş dibi gerilmelerine etkisi tartışılmıştır. Sonuç olarak ince çember kalınlığına sahip iç dişli çarklar az sayılı pimle sabitlenmişse maksimum çekme gerilmesi yüklenen dişin diş dibinde görülmektedir. Eğer sabitleme pim sayısı artarsa dişli çarkın diş dibindeki çekme ve basma gerilmeleri düşmektedir. ($N_p < 9$). 9 pimden fazla pimle sabitlemiş ise diş dibi gerilmelerinde bir düşüş gözlenmemektedir. Demek ki minimum kabul edilebilir pim sayısı $N_p=9$ 'dur. Çember kalınlığı arttıkça dişli çarkın diş dibindeki çekme ve basma gerilmeleri azalmaktadır.

Chong ve diğerkleri [21]; çalışmalarında [10] no'lu çalışmada açıklanan yaklaşık gerilme formülünü kullanarak iç dişlilerdeki nominal gerilmeleri hesaplamışlardır. Çalışmalarında değişik sayıda civata ile sabitleme ve dişli kavrama arasındaki fark kıyaslanmaya çalışılmıştır. Hesapların doğruluğu için sonlu elemanlar metodu analizleri yapmışlardır. Çember kalınlığının, diş sayısının ve sabitleme yapılan civata sayısının diş yanağında ve diş dibi bölgesindeki gerilme durumları açıklamışlardır. Sonuç olarak; kullanılan formülün hem civata ile sabitleme, hem dişli kavrama hemde diğerk bağlama metodlarıyla uyumlu olduğunu göstermişlerdir. Gerilme formülünden hesaplanan sonuçların sonlu elemanlar yöntemiyle çıkan sonuçlarla benzerliğini belirtmişlerdir. Türetilen formüle göre iç dişli çarklarda çember kalınlığı 2m'den küçük ise diş dibinde oluşan gerilme değerkleri birden artmaktadır. Bu nedenle kritik çember kalınlığı 2m'dir. Ayrıca iç dişli çarklarda sabitleme için kullanılan civata sayısı 10'dan fazla ise diş dibinde oluşan gerilme değeri artmamaktadır. Dolayısıyla kritik kullanılan civata sayısı 10 olduğunu ispatlamışlardır.

Shunmugam ve diğerkleri [22]; eş çalışan dişli çarkların diş profilinde değişim yaparak diş dibindeki gerilmeler azaltılmaya çalışmışlardır. Çalışmalarında iç dişli çarkın diş başı ile pinyonun diş dibi bölgesinin etkileşimi ve pinyonun involüt profilinin etkisi incelenmiştir. Sonuç olarak pinyonun iç dişli çark ile kavramasında diş dibi bölgesinde aşınmayı incelemişlerdir. İç dişli çarkın ve pinyonun diş sayısı arttığında daha fazla dişli kavramaya girdiğinden dolayı aşınma daha az olacağını belirtmişlerdir. Pinyonun diş sayısı sınır diş sayısından bir miktar arttırılırsa aşınmanın daha az olacağını söylemişlerdir.

Srinivasav ve diğerkleri [23]; çalışmalarında silindirik iç ve dış dişlilerde, pinyon tip kesici takım ile açılan dişli çarkları incelenmiştir. Pinyon tip kesici takım ile diş başı düzeltmesinin iç ve dış dişlilerde oluşan hatalara etkisi incelenmiştir. Sonuç olarak; dış dişli çarklarda pinyon için limit diş sayısı 17'dir. Bunun altında diş başı konikleşmesi(sivrileşmesi) olmaktadır. İç dişli çarklarda bu sınır 15'tir. Her iki dişli çarkta da üretimde hata olmaması için toplam diş sayısının 34 olduğunu belirtmişlerdir.

Andrews ve diğerleri [24]; iç ve dış dişli çarkların diş dibinde oluşan gerilmeleri sonlu elemanlar yöntemiyle belirlemeye çalışılmışlardır. Oluşturdukları diş modelinin konumu ve modelin ağ yapısı gibi faktörlerini incelenmişlerdir. Sonlu elemanlar yöntemiyle hesapladıkları diş dibi gerilme değerlerini fotoelastik deneylerden elde ettikleri sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında dişli çarkta yükleme diş başından diş tabanına doğru; 0.2, 0.6, 1.0, 1.2, 1.4, 1.6m olacak şekilde yapılmıştır. Sonuç olarak; maksimum basma gerilmesi yükleme diş başından diş dibine doğru alçaldıkça artmaktadır. Aynı şey maksimum çekme gerilmesi içinde geçerlidir. Eğer yükleme diş dibine yaklaşırsa gerilmeler birbirine yakın değerler vermektedir. Eğer yükleme diş yanağından yapılırsa basma ve çekme gerilmelerinin pozisyonları yükleme yapılan yer ile aynı doğrultuda olduğunu belirtmişlerdir.

Oda ve diğerleri [25]; çalışmalarında değişik diş sayısına ve profil kaydırma oranlarına sahip iç dişli çarkların diş dibinde oluşan gerilmeleri 2 boyutlu elastisite teorisi yardımıyla hesaplamış, çekme bölgesindeki kritik alanda oluşan gerilme belirlenmeye çalışmışlardır. Ayrıca değişik yükleme koşulları için kritik alanda meydana gelen gerilme konsantrasyon faktörünü hesaplamışlardır. Hesaplanan sonuçlar yardımıyla iç dişli çarkların diş dibinde oluşan gerilmeler için basit bir formül geliştirilmiştir. Türetilen formül FEM verileriyle karşılaştırılmış ve formülün doğruluğu ispatlanmaya çalışılmıştır. Sonuç olarak; iç dişli çarkın çekme bölgesindeki kritik bölge $\theta=45^\circ$ ile yüklendiği durumda gözükmektedir. Ayrıca hesaplanan diş dibinde oluşan gerilmeler FEM değerleri ile uygun sonuçlar vermektedir.

Oda ve diğerleri [26]; çalışmalarında değişik diş sayısına ve profil kaydırma oranına sahip iç dişli çarkların diş dibinde oluşan gerilmeleri iki boyutlu elastisite teorisi yardımıyla hesaplamışlar ve çekme bölgesinde oluşan gerilmeleri belirlenmeye çalışmışlardır. Elastisite teorisi ile hesapladıkları sonuçları Lundberg ve Weber'in gerilme formülleriyle karşılaştırılmıştır. Elde ettikleri veriler ışığında iç dişli çarklardaki sapmaları baz alan bir denklem türetmişlerdir. Sonuç olarak; iç dişli çarklarda diş sapmasının, dişe uygulanan kuvvetin artmasıyla arttığını

göstermişlerdir. Aynı denklem dış dişli çarklara içinde uygulanmış aynı sonuçları elde etmişlerdir.

Savage ve diğerleri [27]; dış dişli çarklarda eğilme gerilmesi olarak kullanılan Lewis denklemi yardımı ile iç dişli çarkların eğilme dayanımını hesaplamaya çalışmışlardır. Hesaplamalarında Dolan ve Braghamer'in gerilme konsantrasyon faktöründen faydalanmışlardır. Çalışmalarının sonucunda iç dişli çarkların diş başı boyu kısaltıldığında eğilme dayanımının arttırıldığını görmüşlerdir. Teorik hesaplamalarda iç dişli çarka etkiyen kuvveti sadece eksenel kuvvet olarak almışlar fakat deney sonucundaki çıkan hatanın radyal kuvvetlerden de kaynaklandığını belirtmişlerdir

Kapelevich [28]; iç dişli çarklarda asimetrik dişliler kullanarak deneyler yapmıştır. Deneylerinde dişlilerin yük taşıma kapasitesini arttırmak, boyutlarını ve ağırlığını düşürmek, titreşim seviyesini minimuma indirmek için çalışmıştır. Deneylerini nümerik ve üretilen prototip bir dişli ile gerçekleştirmiştir. Sonuç olarak; asimetrik diş geometrisinde boyutların azaltılması ve dolayısıyla dişlilerin hafiflemesine rağmen yük kapasitesinin arttığı görülmektedir. Asimetrik dişlilerinin sonucunda yüksek kavrama oranlarında titreşim seviyesinde azalma görülmektedir. Bu da yüksek kavrama oranlarında dişlerin etkileşim bölgelerinde ince bir elastohidrodinamik bir film tabakasının meydana gelmesiyle açıklanmıştır.

İç dişli çarklar ile yapılan çalışmalar sadece diş dibinde oluşan gerilmeler ile ilgili olup aşınma ile ilgili çalışmaya rastlanılmamıştır. Bu nedenle iç dişli çarklarda oluşan aşınmanın belirlenmesi için dış dişli çarklarda oluşan aşınma ile ilgili yapılan yayınlarda incelenmiştir.

Aslantaş ve diğerleri [30]; östemperlenmiş düz dişli çarklarda pitting oluşumunu nümerik ve deneysel olarak incelemiştir. Çalışmalarının nümerik kısmında problemi lineer elastik malzeme olarak ele alıp sonlu elemanlar metodu ile çözmüşlerdir. Deneysel kısımda östemperlenmiş düz dişli çarkı FZG deney cihazıyla pitting testine tabii tutmuşlardır. Deneylerinin sonucunda östemperleme ile pitting oluşum ömrünün

arttığını deneysel ve nümerik olarak görmüşlerdir. Pitting oluşumunun östemperleme sıcaklığı ile östemperleme zamanı ile değiştiğini belirtmişlerdir.

Dhanasekaran ve diğerleri [31]; düz dişli çarklarda dişli çark malzemesinin ve yağlamanın aşınmaya etkisini incelemişlerdir. Deneylerinde dişli çarklar sinterlenmiş olup kuru şartlarda deneyler yapılmıştır. Dişlerin eş çalışan bölgelerindeki aşınmanın değişimini belirlemek için MATLAB yardımıyla bir program belirlemişlerdir. Sinterlenmiş çeliğin içerisindeki MoS_2 'nin dişlerdeki aşınmaya engel olduğunu bulmuşlardır. Aşınmanın Archard Denklemine paralel ilerlediğini belirtmişlerdir.

Mao [32]; düz dişli çarklarda yorulma aşınmasını önlemek için çalışma yapmıştır. Non-linear sonlu elemanlar yöntemiyle diş dibinde oluşan aşınmayı incelemeye çalışmıştır. Daha sonra helisel dişli çarklarda da sonlu elemanlar yöntemiyle dişli çarkların temas eden bölgelerindeki aşınmaları incelemiştir. Sonuç olarak dişli çarklarda mikro-geometri modifikasyonu yaparak yorulma aşınmasını azaltmıştır. Ayrıca bu yöntemle eş çalışan dişli çarklarda çalışma esnasındaki gürültüyü azaltmıştır.

Glodez ve diğerleri [33]; diş yüzeylerinde pitting oluşumunu gözlemlemek açısından nümerik olarak bir metot geliştirmiştir. Bu metot düz dişli çarklar için geçerli olup, deneysel olarak test edilmiştir. Deneylerinde FZG test cihazını kullanmıştır. Geliştirilen modele göre dişli çarklarda temas eden bölgelerde oluşan çatlaklar yorulmadan kaynaklanan çatlaklar olup, pitting oluşumu bu çatlakların bölgesel büyümesiyle oluşmaktadır. Deneylerden görülmüştür ki; kırılmanın başlangıç aşaması dişli çarklar için oldukça önemlidir. Ayrıca dişli çarkların yüzey pürüzlülüğü, yağlama basıncı, kimyasal reaksiyonların çok iyi incelenmesi ve dikkate alınması gerekmektedir.

Krishnamurthi [34]; profil öteleme olayının yüzey mukavemetine etkisini araştırmıştır. Deneylerinde kapalı devre güç dolaştıran yorulma test düzeneği (FZG) kullanmıştır. Deneylerinde yüzey pürüzlülüğü, devir ve yağlama yağının etkisini sabit olarak almıştır. Deneylerinde pozitif ve negatif profil öteleme faktörleriyle

scoringin sınır şartlarını belirlemeye çalışmıştır. Deney sonuçlarına göre pozitif profil ötelemeye scoringin oluşumunun negatif ötelemeye ve sıfır dişli çarka göre daha geç başladığını gözlemlemiştir.

Tevruz [35]; silindirik düz ve silindirik helisel dişli çarklarda scoring hesabı için sıcaklık esasına dayalı bir çalışma yapmıştır. Bu arada, kritik sıcaklığın işletme şartları, özellikle hız, yağlama yöntemi ve yağ sıcaklığı ile olan ilişkisini araştırmıştır. scoringin zamanla olan ilişkisi ise, yapılan deneylerde nitesel olarak incelenmiştir.

Tunalıoğlu ve diğerleri [36]; kaplamalı düz dişli çarklarda scoring sıcaklığının bulunmasını deneysel yolla incelemişlerdir. FZG deney cihazında yapılan denelerde scoring oluşumunu belirlemek için tartım yöntemi ve kavramaya giren bölgelerin yüzey pürüzlülüklerini kriter almışlardır. Sonuç olarak kaplama malzemesinin scoring oluşumunu geciktirdiğini deneysel yolla açıklamışlardır.

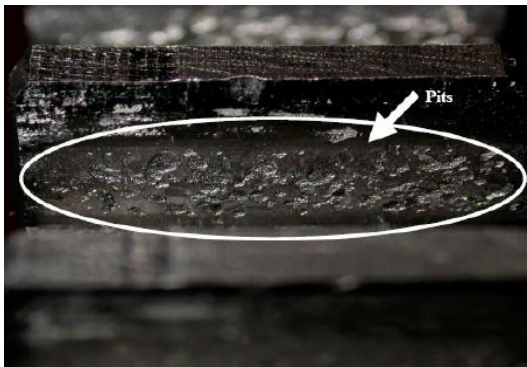
3. DİŞLİ ÇARKLARDA DİŞ PROFİL HASARLARI

Bir dişli çarkın görevini kısmen veya tamamen yerine getirememesi, yani çalışma dışı olması çeşitli nedenlere bağlıdır. Bunun sistematik analizi dişli çarkların hasarlarının sınıflandırılmasıyla başlar. Sınıflandırma, profilinde hasar meydana gelen dişli çarkın görünüşüne göre yapılmaktadır. Genel olarak mekanizmasının kurulması ve anlaşılması diş profil hasarlarına nelerin sebep olduğunu tespit etmede önemli rol oynar [63]. Dişli çarklarda meydana gelen diş profil hasarları AGMA [9] tarafından dört genel sınıfa ayrılmıştır.

- Yüzey yorulması
- Plastik akma
- Kırılma
- Aşınma

3.1. Yüzey Yorulması

Yüzey yorulması, malzemenin dayanım sınırı ötesindeki tekrarlı yüzey veya yüzey altı gerilmelerinin sonucunda oluşan bir hasar türüdür. Aşırı basınç altında fazla sayıda yük tekrarının ardından, diş yüzeyinde veya yüzey altında oluşan küçük çatlaklarının gelişip birleşmesiyle meydana getirdikleri çatlak şebekesinin çevirdiği malzeme parçacığının dişli çarktan kopup ayrılması sonucu ortaya çıkar (Resim 3.1). Genellikle pitting ya da spalling adı ile anılır [63].



Resim 3.1. Yüzey yorulması sonucu oluşan pitting [63]

3.2. Plastik Akma

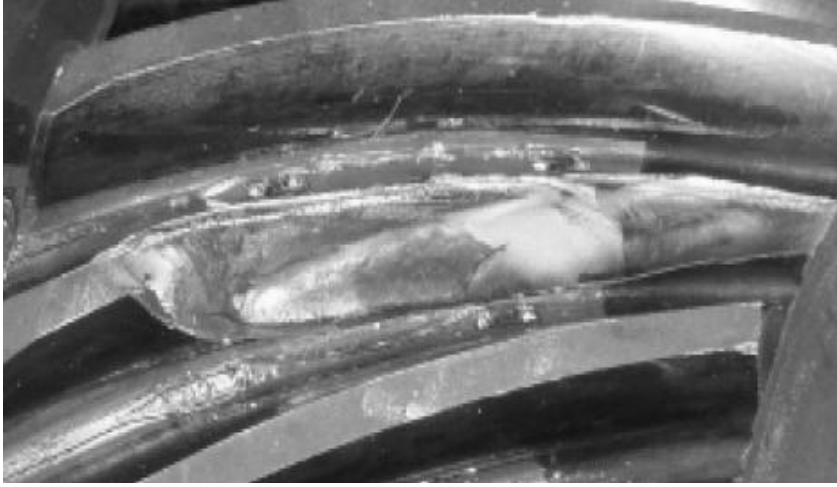
Plastik akma, eş çalışan diş yüzeyleri arasındaki yüksek temas basınçları ile yuvarlanma ve kayma olayları sonucu meydana gelen istem dışı soğuk şekillenmedir. Yüzey ve yüzey altı malzemesinin akarak deforme olması sonucu oluşan bir hasar tipidir. Genellikle yumuşak malzemelerde görülmesine rağmen, ağır yük altındaki sement edilmiş dişli yüzeylerinde de ortaya çıkabilir (Resim 3.2).



Resim 3.2. Plastik akma [63]

3.3. Kırılma

Kırılma, dişli çarkların profillerinde görülen en temel dişli hasarıdır. Dişli çarkın dişlerini eğilmeye zorlayan kuvvetler, diş kökündeki kavislerde ve diş kökü ile diş profilinin kesiştiği noktalarda en yüksek gerilmelere sebep olur. Bir diş, temasın gerçekleştiği tarafta çekme, bunun karşı tarafında da basma gerilmelerine maruz kalmaktadır. Eğer dişli çarkın diş dibindeki kritik bölgelerde ortaya çıkan çekme gerilmesi dişli çark malzemesinin mukavemet sınırından fazla ise, diş dibinde yorulma çatlakları oluşacak ve dişli çarkın yüksek dönme tekrarlarında dişin çark gövdesinden kopmasına kadar ilerleyecektir.



Resim 3.3. Kırılma

Resim 3.3’de diş kökü kavisinde ortaya çıkan klasik yorulma kırılması görülmektedir. Çatlak, dişin çekmeye zorlanan tarafındaki kök kavisinden başlar, dişe paralel veya dik yönde tamamen kırılmaya yol açana kadar yavaşça ilerler. Yorulma kırılmaları, malzemenin mukavemet sınırı üstündeki tekrarlı eğilme zorlamalarından kaynaklanır. Eğer temas bölgesel yüklemelere işaret ediyorsa dişlilerin birbirine göre pozisyonu, millerin paralellliği ya da uygulanmışsa profil kaydırma işlemleri kontrol edilmelidir. Hatalı tasarım, dişli eksenleri arasındaki paralellik bozukluğu, aşırı yük ile çentik, yüzey veya yüzey altı hataları gibi gerilim arttırıcı etkenler yorulma kırılmasının bilinen nedenleridir.

3.4. Aşınma

Aşınma, sistemlerin çalışan yüzeylerinde en çok rastlanan bozulma türüdür. Birbirine göre bağlı hareket yapan ve aynı zamanda temasta olan iki yüzeyden küçük parçacıklar kalkmasıyla oluşur. DIN 50320’de aşınma, cisimlerin yüzeylerinden mekanik etmenlerle mikro taneciklerin koparak ayrılması sebebiyle istenmeyen bir değişikliğin meydana gelmesi şeklinde tarif edilir. Aşınmanın tribolojik sistem içinde düşünülerek çözülmesi gerektiğini ileri süren görüşe göre aşınma, tribolojik sistemi oluşturan eleman ve faktörlerin karşılıklı etkileşimlerinin ortak bir ürünüdür şeklinde tarif edilmektedir. Aşınma; iş sertleşmesi, oksitlenme, metal transferi, faz

değişikliği, yağ ve kir filmleri gibi çok sayıda olaya bağlıdır. Dişli çarklarda aşınmanın meydana gelmesinde genel nedenler;

- Yetersiz yağ filminden dolayı oluşan mekanik temas,
- Kullanılan yağın içindeki abrasiv parçalar,
- Hızlı aşınma veya scoring sebebiyle temas bölgesinde yağ filminin bozulması,
- Yağın ve katkılarının bileşimi sonucu oluşacak kimyasal aşınma

şeklinde sınıflandırılır. Aşınmanın başlaması ve devam etmesi için sürtünmenin olması gerekir. Sürtünen iki yüzeyin temas alanına mekanik etkileşim alanı denir. Mekanik etkileşim alanının aşınmaya etkisi büyüktür. Çok hassas işlenen yüzeylerde dahi pürüzler bulunur. Yüzeylerin etkileşimleri bu pürüzlerde olur. Pürüzler arası girintilerde ise etkileşim yoktur ve temas alanının dışında kalır. Dişli çarklarda aşınma, uygulanan kuvvetler ve bu kuvvetlerin kavramaya girişteki tesirlerine göre sınıflandırılabilir. Buna göre;

- Adheziv Aşınma
- Kavrama Aşınması
- Abrasiv Aşınma
- Koroziv Aşınma
- Flanking
- Yanma

şeklinde sınıflandırma yapılabilir.

3.4.1. Adheziv aşınma

Dişli çarklarda en çok rastlanan bu aşınma, genellikle yüksek hız ve yüksek yüklerde görülür. Kavramaya giren dişli çarkların temas yüzeylerinde yüksek mekanik gerilmeler sonucu mikrokaynak bölgelerinin oluşması esasına dayanır. Elastik ve plastik deformasyonla büyüyen bu mikrokaynak bölgeleri gerçek temas alanının oluşmasını sağlar. Gerçek temas alanı çok küçük olduğundan yüzeylere uygulanan

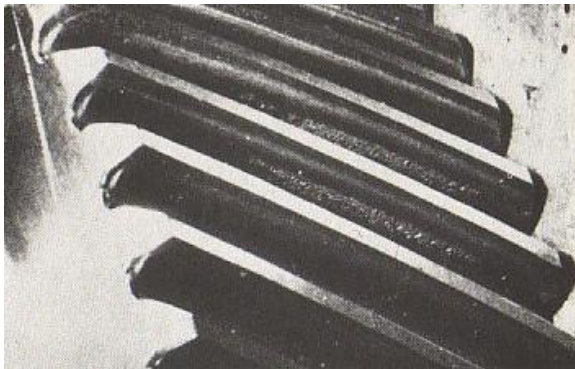
yükün etkisiyle temas eden pürüzlerde basınç artışı olur. Temastaki pürüzler basıncı taşıyamayacak duruma geldiğinde akma sınırı aşılar ve plastik deformasyon meydana gelir. Böylece moleküler yapışma kuvvetleri etkisini gösterir. Malzeme molekülleri birbiriyle temasa geçerek temas noktalarında kaynak bağlarını meydana getirir. Hareket sırasında bu kaynak bağları kopar ve mikrokaynaklar kırılıp başka noktalarda yeni birleştirmelere sebebiyet verir. Adheziv aşınma olayında malzeme kopması yüzeylerden birinde gerçekleşirse, diğer yüzeye malzeme transferi olur. Sürtünmenin devam etmesi halinde transfer olan malzeme kopmak suretiyle aşınma ürününü meydana getirir. Dişli çarklarda meydana gelen adheziv aşınma;

- Normal aşınma
- Orta aşınma
- Şiddetli aşınma
- Scoring

şeklinde alt sınıflara ayrılabilir.

3.4.2. Kavrama aşınması

Kavrama aşınması, yükün belirli noktalarda veya bölgelerde dişli çarka etkimesiyle görülmektedir. Genelde döndüren dişli çarkın diş dibi bölgesinde ya da döndürülen dişli çarkın diş başının temas ettiği noktalarda görülür. Resim 3.4’de döndüren dişlinin diş dibi bölgesinde oluşan kavrama aşınması görülmektedir.

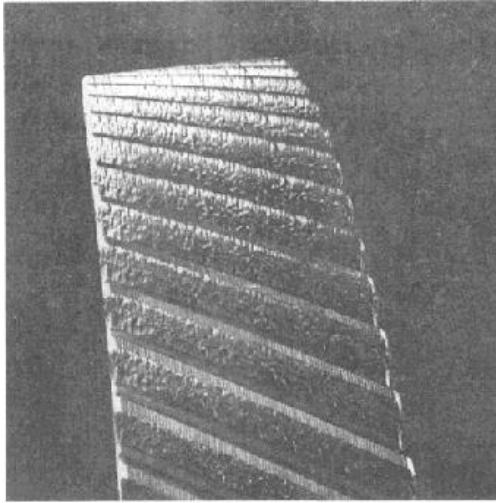


Resim 3.4. Kavrama aşınması [29]

Bu aşınma türü hafif yüzey yorulması şeklinde olup dişli çarka hasar vermez. Aşınmanın nedeni imalat ve tasarım bozukluğu olabilir. Yağlama sonucundan etkilenmeyen bir aşınmadır.

3.4.3. Abrasiv aşınma

Kavrama esnasında sert ve yabancı parçacıkların diş yüzeyleri arasına girerek oluşturduğu bir aşınma çeşididir. Bu aşınmaya eş çalışan dişli çarklarda oluşan aşınmış parçacıklar, imalat esnasında oluşan talaşlar ve dökümden kalan döküm kumları sebep olabilir.

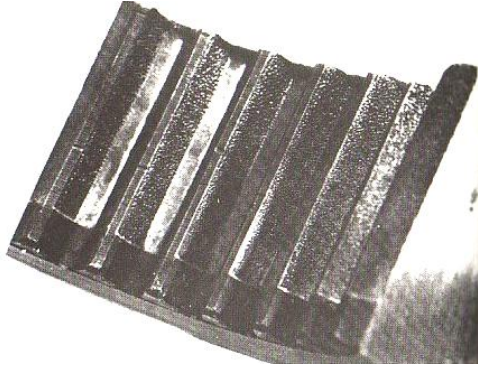


Resim 3.5. Abrasiv aşınmaya uğramış dişli çark [29]

Resim 3.5’de görüldüğü gibi kavrama esnasında iki yüzey arasına giren parçacıklar yüzeylerden birine geçici olarak yapışır ve dönerken ikinci yüzeyden metal parçacıklar koparır. Aşınma, aşınmayı oluşturan parçacıkların büyüklüğüyle orantılıdır. Eğer bu parçacıkların boyutu büyük ise diş yüzeyinde çentik veya oyuklar oluşturabilirler. Abrasiv aşınmayı önlemek için dişli çarklar imalat esnasında yüzey temizleme ve sertleştirme işlemine tabii tutulabilirler. Aynı zamanda deneysel çalışmalarda dişli kutusu içine mıknatıs konularak veya deney aralarında yağ filtre edilerek bu aşınma önlenabilir.

3.4.4. Koroziv aşınma

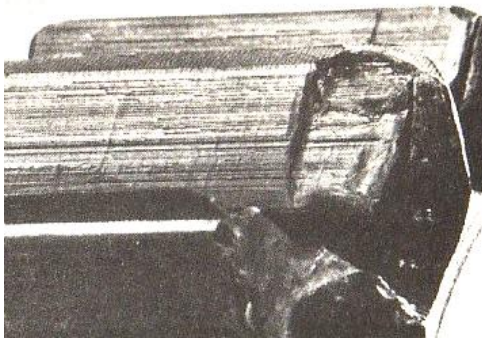
Ortamda bulunan maddelerin dişli çarkın diş yüzeyini kimyasal olarak bozması bu tür aşınmaya sebep olur. Aşınmaya sebep olarak yağın içinde bulunan asit ve su verilebilir. Scoring türü yüzey bozulmalarını önlemek amacıyla yağın içerisindeki katkı maddeleri diş yüzeyinde düzgün ve yavaş bir koroziv aşınmaya sebep olurlar. Isının artması koroziv etkiyi hızlandırmaktadır (Resim 3.6). Bu aşınmayı önlemek için dişli çarklar fosforik asit içinde banyolanabilir. Korozyon aşınmasını en iyi önleme metodu ise dişli çarklara mangan kaplama yapmaktır [29].



Resim 3.6. Katkılı yağdan kaynaklanan kimyasal korozyon [29]

3.4.5. Flanking

Eş çalışan diş yüzeylerinden kopan veya sıyrılan çok ince pulcuk ve kabuklar bu aşınmayı oluşturur (Resim 3.7).

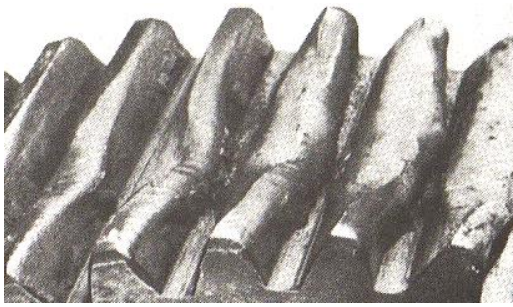


Resim 3.7. Flanking [29]

Genelde yumuşak çeliklerde görülen bu aşınmayı önlemenin en iyi yolu sertleştirme yapmaktır.

3.4.6. Yanma (Burning)

Yanma bir aşınma çeşidi gibi gözükmese de sonucunda şiddetli aşınma veya yüzey bozulması meydana gelebilir. Yanmaya sebep veren faktörler aşırır hız, yetersiz yağlama, aşırır yk ve ani sıcaklık değişimleridir. Genellikle yumuşak çeliklerde görülür (Resim 3.8).



Resim 3.8. Yanma [29]

Bu aşınmayı önlemenin yolları uygun yk kullanmak, dişli çarkın çalıştığı sisteme soğutucu düzenek eklemek ve sistemi normal hızlarda çalıştırmak yeterlidir.

$$\frac{dh}{ds} = f(P, \vartheta, T, \text{malzeme özellikleri}, \text{yaglayici} \dots) \quad (4.1)$$

veya

$$\frac{dh}{dt} = f(P, \vartheta, T, \text{malzeme özellikleri}, \text{yaglayici} \dots) \vartheta \quad (4.2)$$

Eş çalışan dişli çarkların tam bir dönme tekrarı sonunda, birbiriyle kavrama durumundaki dişlerin temas noktalarındaki toplam aşınma Eş. 4.1 ve Eş. 4.2'nin integralleri alınarak bulunmaktadır. Bu denklem kavrama esnasında diş profili üzerinde temasta olan her noktayı kapsamakta olup, küçük bir alan, nokta veya temasta olan yüzeylerden bir tanesi dikkate alınırsa aşınma denklemi, k aşınma katsayısı olmak üzere ;

$$\frac{h}{s} = kP \quad (4.3)$$

şeklinde yazılabilir. Eş. 4.3'e göre kavrama esnasında temasta olan dişlerdeki herhangi bir nokta üzerinde aşınmaya temasta olan dişli çiftinin birbirine uyguladığı basınç, kayma mesafesi ve malzemenin özelliklerine bağlı aşınma katsayısı direkt olarak etkilidir. Aşınma, kavrama doğrusu boyunca birbiriyle temasta olan her nokta için genelleştirilirse Eş. 4.3 aşağıdaki gibi olur.

$$\frac{dh}{ds} = kP \quad (4.4)$$

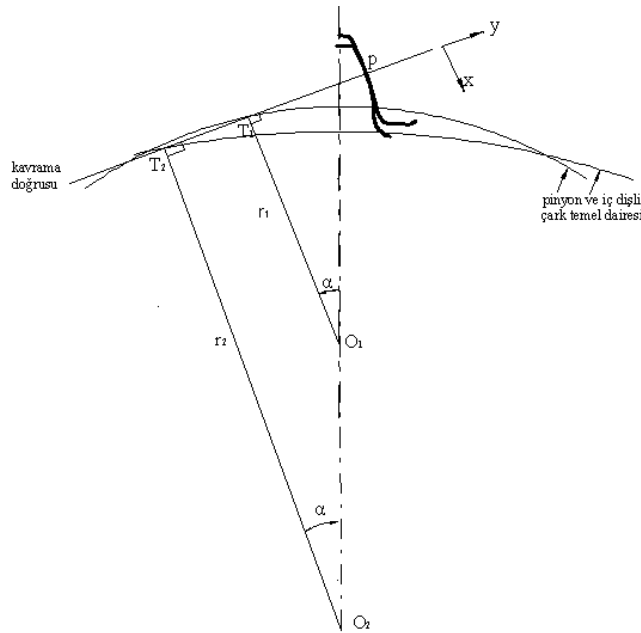
Bu denkleme 'Genelleştirilmiş Archard Aşınma Denklemi' denir [5] . Bu model birbirine göre izafi hareket eden tüm kuru ve yağlanmış yüzeylerdeki aşınmayı ifade eder, veya Denklem 4.4 hıza bağlı olarak yazılmak istenirse $ds = \vartheta dt$ kabul edilerek aşınma;

$$\frac{dh}{dt} = kP\vartheta \quad (4.5)$$

şeklinde ifade edilir. Birbirleriyle temasta olan pinyon-iç dişli çiftinde kavrama esnasında temasta olan dişlerdeki p gibi herhangi bir noktanın, temasın başlangıcından bitişine kadar olan aşınması (Şekil 4.2);

$$h_p = kP \int_0^s ds \quad (4.6)$$

şeklinde yazılabilir.



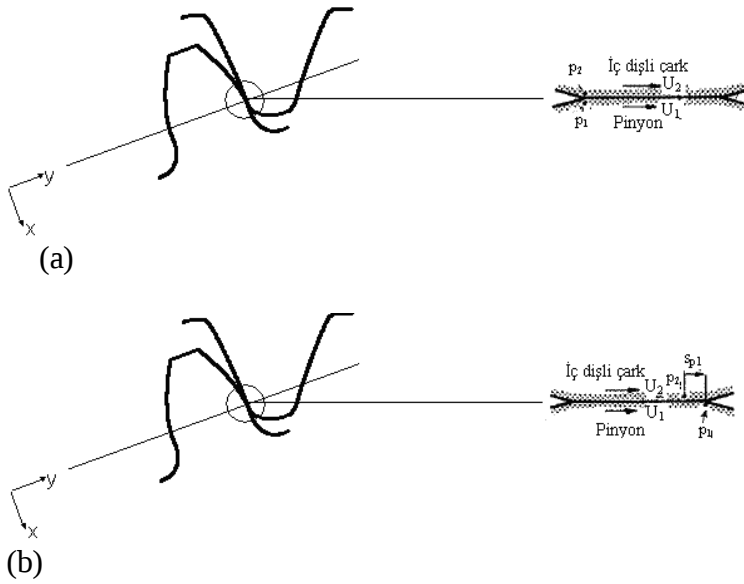
Şekil 4.2. Dişli çiftinin herhangi bir noktada teması

Temasta olan pinyon-iç dişli çarklar çiftine Andersson tarafından ortaya atılan ‘tekil-nokta gözlem metodu’ [40] uygulanırsa, yani kavrama esnasında pinyon-iç dişli çark çiftinin diş profillerinin birbiri ile temas ettiği noktalardan herhangi bir noktanın aşınması dönme tekrar sayısına bağlı olarak ifade edilmek istenirse, $h_{p,n}$ n tur dönme tekrarından sonra p noktasındaki aşınma derinliği, $h_{p,(n-1)}$ aynı noktanın bir önceki tur

sonunda aşınma derinliği, k aşınma katsayısı, $P_{p,(n-1)}$ p noktasındaki basınç, s_p p noktasının kayma mesafesi olarak;

$$h_p = h_{p,(n-1)} + kP_{p,(n-1)}s_p \quad (4.7)$$

şeklinde yazılır. Kavrama esnasında pinyon-iç dişli çarkı çifti kavramanın başlanıcından bitişine göre çeşitli konumlarda birbirleriyle temas ederler. Temas noktalarının kayma mesafesinin belirlenebilmesi için pinyon ve iç dişli çarkın kavrama boyunca temasta olan dişlerinden birbirine ters p_1 ve p_2 gibi iki nokta seçilsin. Pinyon-iç dişli çiftinin her dönme tekrarında bu noktalar diş profili boyunca hareket eder. Temasın başlangıcından bitişine kadar bu noktalar üç farklı konumda bulunur. İlk konum her iki noktanın aynı anda temasa başlaması (Şekil 4.3.a) durumudur ve bu konumda aralarında bir mesafe farkı yoktur. İkinci konumda pinyona ait nokta kavramadan çıkarken, iç dişli çarka ait nokta hala kavrama bölgesindedir ve dolayısıyla seçilen iki nokta arasında s_{p1} gibi bir mesafe oluşur (Şekil 4.3.b). Üçüncü konumda iç dişli çarka ait nokta kavramadan çıkarken pinyona ait nokta ile aralarında s_{p2} gibi bir mesafe oluşur (Şekil 4.3.c).



$$s_{p2} = 2a \left(\frac{U_2 - U_1}{U_2} \right) \quad (4.9)$$

şeklinde olur. Dişli çarkların diş yüzeyleri bölüm dairelerinin dışında birbirleri üzerinde kayma ve yuvarlanma hareketi yaparlar. y bölüm dairesinden olan uzaklık olmak üzere pinyon ve iç dişli çarkın çevresel hızları sırasıyla (Şekil 4.4);

$$U_1 = \omega_1 \left(\frac{d_1}{2} \sin \alpha + y \right) \quad (4.10)$$

ve

$$U_2 = \omega_2 \left(\frac{d_2}{2} \sin \alpha + y \right) \quad (4.11)$$

ve kayma hızları;

$$g_k = U_1 - U_2 = (\omega_1 - \omega_2)y \quad (4.12)$$

şeklindedir. Eş çalışan pinyon-iç dişli çark çiftinde iletilen momentten dolayı dişlerin temas noktasında diş profillerini birbiri üzerine bastıran ve kavrama doğrusu üzerinde etkiyen diş kuvveti diş yüzeylerinde bir yüzey basıncı meydana getirir (Şekil 2.14). Bu yüzey basıncı diş profillerinin temasta olan her bir noktasında meydana gelen Hertz basıncı olup F_n yüzeydeki basıncı oluşturan kuvvet, a Hertz temas uzunluğu, y bölüm dairesinden olan uzaklık olup;

$$P = \frac{2F_n}{\pi a^2} (a^2 - y^2) \quad (4.13)$$

ifadesinden hesaplanabilir. Burada a diş profillerinin Hertz temas alanı uzunluğu olup ρ temas eden yüzeylerin eşdeğer eğrilik yarıçapı, E malzemelerin elastisite modülleri, b diş genişliğine bağlı olarak;

$$a = \sqrt{\frac{4F_n \rho}{\pi E b}} \quad (4.14)$$

ifadesinden bulunur. Eş çalışan pinyon ve iç dişli çarka ait bir çift diş kavramaya girdiğinde mekanizmanın ileteceği döndürme momentinden kaynaklanan ve diş üzerine gelen F_n normal kuvveti kavrama boyunca etkir (Şekil 2.10). Kavramaya giriş esnasında mekanizmanın ileteceği moment dikkate alınır;

$$F_t = \frac{2M_b}{d_{01}} \quad (4.15)$$

yüzeydeki basıncı oluşturan F_n kuvveti;

$$F_n = F_t \cos \alpha_0 \quad (4.16)$$

şeklinde bulunur. Eşdeğer elastiklik modülü;

$$E = \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]^{-1} \quad (4.17)$$

şeklindedir. Temasta olan pinyon iç dişli çifti aynı çevre ve kayma hızına sahip iki silindir gibi düşünülürse temas yüzeylerinin eğrilik yarıçapları, temas eden noktaların kavrama dairesi üzerinde ve bölüm dairesinden olan uzaklıkları olup (Şekil 4.2);

$$\rho_1 = \frac{d_{01}}{2} \sin \alpha + y \quad (4.18)$$

$$\rho_2 = \frac{d_{02}}{2} \sin \alpha + y \quad (4.19)$$

$$\rho = \left[\frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2} \right]^{-1} \quad (4.20)$$

şeklinde bulunabilir.

Eğer temas basıncı tüm kavrama boyunca sabit olarak alınırsa Eş. 4.6, aşınma katsayısı, basınç ve kayma mesafesinin çarpımı olarak alınır. Böylelikle pinyon için (4.7) numaralı aşınma denklemi;

$$h_{p,n} = h_{p,(n-1)} + kP_{p,(n-1)} 2a \left(\frac{(U_1 - U_2)}{U_1} \right) \quad (4.21)$$

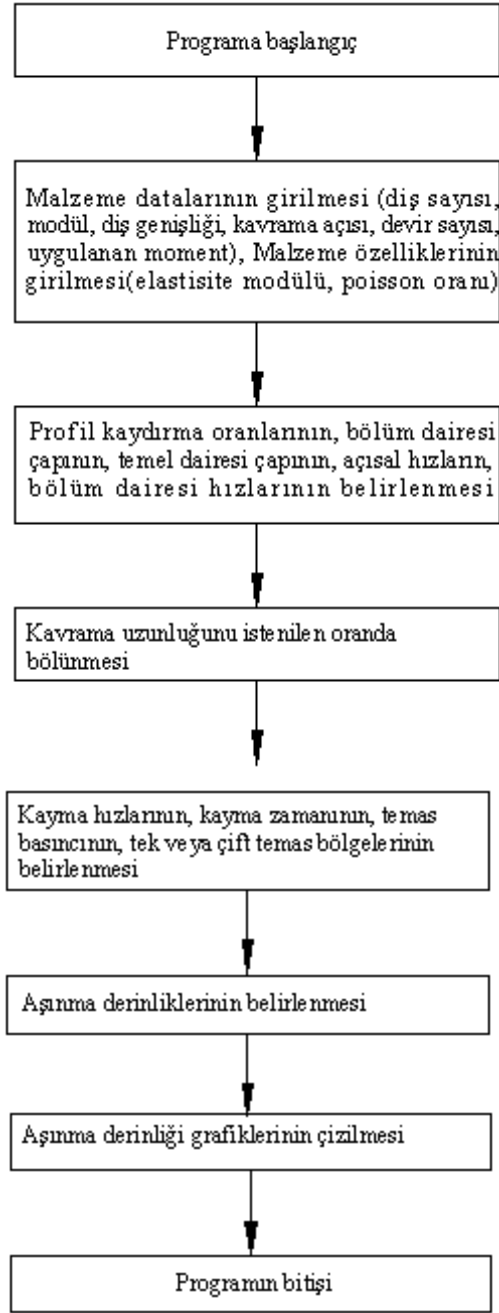
iç dişli çark için aşınma denklemi;

$$h_{p,n} = h_{p,(n-1)} + kP_{p,(n-1)} 2a \left(\frac{(U_2 - U_1)}{U_2} \right) \quad (4.22)$$

şeklinde olur.

4.2. Aşınma Denkleminin Bilgisayar Ortamına Aktarılması

Archard [5] tarafından bulunan ve iç dişli çarklara göre değiştirilen ‘Aşınma Derinliği Denklemi’ için bir Matlab programı geliştirilmiştir. Geliştirilen program sayesinde farklı diş sayısına ve çevrim oranlarına sahip iç dişli çarkların aşınma derinlikleri hesaplanabilmektedir. Bu program şematik olarak Çizelge 4.1’de gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Programın şematik olarak gösterilmesi

5. DENEYSEL ÇALIŞMA

5.1. Deneyin Amacı

Hertz tipi gerilmelerin meydana geldiği temas alanlarında profil hasarlarını incelemek için çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Bunlardan en önemlileri; Dört bilye testi, Almen-Wieland testi, Timken testi ve FZG dişli testidir. Dört bilye testi, yağlama yağının malzemeler üzerindeki etkisini incelemek için kullanılan ve dört adet bilye yardımıyla yapılan testtir. Almen-Wieland testinde, iki çelik arasında yataklanmış döner şafta kuvvet uygulanarak, şaftın ve kullanılan yağın hem normal hem de sınır şartlarda yük taşıma kapasitesi ve aşınmaya karşı direnci test edilir. Timken testinde, sabit bir test blok malzemesi ve dönme hareketi yapan test halkası arasındaki temas bölgesinin yağlayıcı tarafından yağlanabilme ve yük taşıma kabiliyeti test edilir. FZG dişli testinde, dişli çarkların çeşitli hız ve yükler altında aşınmaları test edilir.

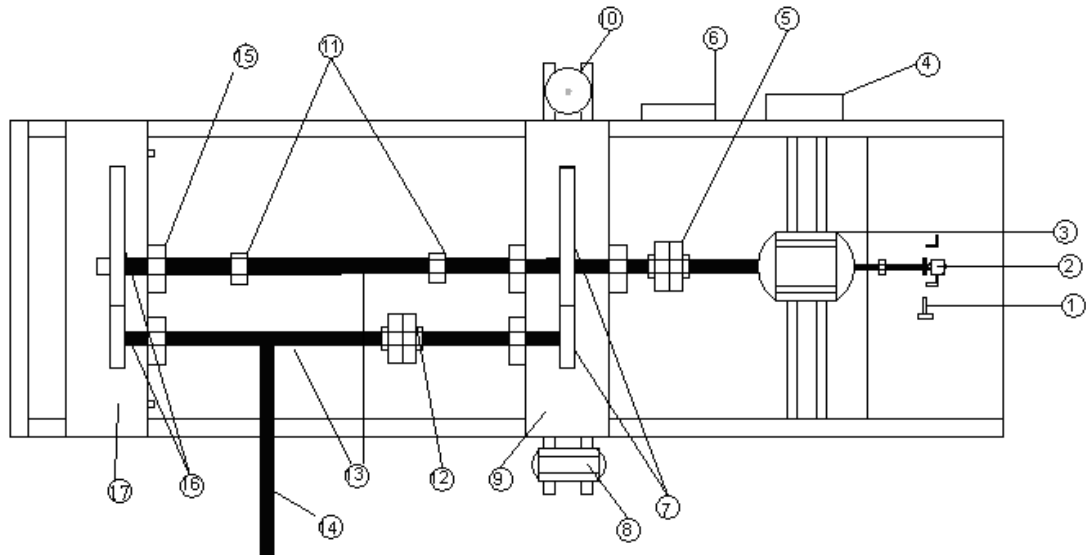
Deneyisel çalışmaların amacı; FZG dişli testi ile aşınma deneyleri yapılarak iç dişli çarklarda diş profil hasarlarından biri olan aşınmayı incelemektir. Diş profillerinde oluşan aşınmayı incelemek için bir pinyon-iç dişli çark yorulma ve aşınma test düzeneği imal edilerek aşınma deneyleri yapılmıştır. Test düzeneğine uygun olarak $z_1=17$, $z_2=75$ (iç dişli çark) diş sayılı standart dişli çarklar kullanılarak farklı motor hızlarında ve yükleme momentlerinde iç dişli çarkların aşınmaları incelenmiştir. Ayrıca dişli çarklarda sıklıkla kullanılan bir yöntem olan ve Bölüm 2.4'te ayrıntılı olarak anlatılan profil kaydırma metodu iç dişli çarklara uygulanarak profil kaydırmanın iç dişli çarklarda aşınmaya etkisi incelenmiştir. Dişli çarklarda, diş yüzeylerindeki aşınma direncini arttıran ve son yıllarda uygulama yöntemi artan kaplama malzemesi ile dişli çarkın diş yüzeyleri kaplanarak iç dişli çarklarda oluşan aşınmaya etkisi incelenmiştir. Deneyisel çalışmalarda iç dişli çarkların yanı sıra iç dişli çarklarla temas halinde bulunan ve sistemi döndüren dişli olan küçük dişli (pinyon) çarklarda oluşan aşınmalarda incelenmiştir.

5. 2. Deney Düzenegi

Dış dişliler için geliştirilen “FZG kapalı devre güç dolaşım sistemi” dişli çarklarda aşınma ve yorulma deneylerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. [10,35]. Bu test düzeneği ile hem yağlayıcı yağın basınç kapasitesi, korozyon ve aşınma direnci hem de dişli çarkların çeşitli yük ve hızlarda aşınmaları incelenmektedir. Deneysel çalışmalar için bir pinyon-iç dişli çark yorulma ve aşınma test düzeneği imal edilerek aşınma deneyleri yapılmıştır (Resim 5.1 ile 2 ve Şekil 5.1). İmal edilen test düzeneği ile farklı boyutlardaki pinyon-iç dişli çark çiftleri ile aşınma ve yorulma deneyleri yapılabilir. Ayrıca test düzeneğindeki dişli çark çiftinin takıldığı millerin eksenler arası mesafesi 10mm’ye kadar kaydırılabilen özelliğe sahip olduğu için, farklı eksenler arası mesafeye ve profil kaydırma miktarlarına sahip pinyon-iç dişli çark çiftleri ile aşınma ve yorulma deneyleri yapılabilir. Bunların yanı sıra imal edilen test düzeneği ile yağlayıcı yağın sabit veya değişken sıcaklıklarda hem normal hem de sınır şartlarda yük taşıma kapasitesi ve aşınmaya karşı direnci test edilebilmektedir.

Şekil 5.1’de şematik olarak gösterilen düzenek aynı çevrim oranını sağlayan iki dişli kutusundan meydana gelmektedir. Dişli kutularından biri Şekil 5.1’de 9 no’lu eleman olup motordan gelen gücü millere ileten dişli kutusudur. 17 no’lu dişli kutusunda ise, aşınma deneyine tabii tutulacak deney dişlileri bulunmaktadır. İki dişli kutusu arasında iki adet mil mevcuttur. Millerden biri test dişli kutusunun üzerindeki iç dişli çarkı taşımaktadır. Bu mil üzerinde iki adet kardan kavrama mevcuttur. Diğer mil ise, üzerinde burulma momentinin oluşturulduğu tork kaplininin mevcut olduğu mildir. Test düzeneğinde amaç dişli çarklara bağlı olan mile burulma momenti uygulayarak bu momenti dişli çarklara dağıtmaktır. Bu düzenekte yükleme sistem hareketsizken yapılır. Sistemde dişli çarklar ve miller dönmeleri önlendikten sonra yardımcı dişli kutusu ve test dişli kutusu arasında bulunan mile takılan moment kolunun serbest ucuna ağırlık asılarak tork kaplini bulunan mil burulur. Ağırlıklar moment kolunda takılı iken kaplinin üzerinde bulunan civatalar sıkılarak sistem yüklenir. Deneylere başlamadan önce, ağırlık asma koluna takılan ağırlıkların kalibrasyonu strain-gauge düzenek kullanılarak yapılmıştır. Deney düzeneğinde, dişlileri taşıyan mili tahrik eden, 7,5 kW gücünde, hızı dakikada 3000 devire kadar

çıkabilen trifaze elektrik motoru kullanılmıştır. Bu motor sayesinde farklı motor hızlarında aşınma deneyleri yapılabilmektedir. Bir diğer motor ise soğutucu suyu, su deposundan test dişlilerinin bulunduğu dişli kutusuna iletir. Yağlama yağının sıcaklığını ölçmek içinde test dişlilerinin bulunduğu dişli kutusunda 2 adet termo-couple kullanılmıştır. Sıcaklık kontrolünde sapma $\pm 2^{\circ}\text{C}$ 'dir. Deneylerde sabit sıcaklıkta çalışabilmek için ısıtıcı-soğutucu düzenek mevcuttur. Bu düzenek sıcaklık kontrol panosuna bağlıdır. Test dişlilerinin bulunduğu kutuya yağlayıcı yağı konulduğunda termo-couple'ler ile yağın sıcaklığı ölçülebilir. İstenilen sıcaklık değeri kontrol panosunda ayarlandıktan sonra sistem ilk önce yağlayıcı yağı ısıtmaya başlar. İstenilen sıcaklık değerine ulaşıldığında ısıtıcı düzenek kendini otomatik olarak devre dışı bırakır ve soğutucu düzenek aktif hale geçer. Bu şekilde tüm deney boyunca ısıtıcı-soğutucu düzenek otomatik olarak çalışır. Deney düzeneğinde tahrik motorunun devir sayısının ayarlanabileceği kontrol panosu bulunmaktadır. Hız kontrol panosu ile 3000 d/dak devirle dönen sistem 10 ayrı hız kademesinde çalıştırılabilir. Bu sayede sistemde farklı devirlerde yorulma ve aşınma deneyleri yapmak mümkündür.



Şekil 5.1. Kapalı devre iç dişli aşınma test cihazı 1.Devir alıcı 2. Redüktör 3. Güç motoru 4. Güç kontrol panosu 5. Kaplin 6. Isıtıcı soğutucu düzenek kontrol panosu 7. Yardımcı dişliler 8. Soğutma suyu iletim motoru 9. Yardımcı dişli kutusu 10. Su kabı 11. Kayabilen yataklar 12. Tork kaplini 13. Dişli çarkları taşıyan miller 14. Ağırlık asma kolu 15. Kayabilen yatak 16. Test dişlileri 17. Test dişli kutusu



Resim 5.1. Deney düzeneğinin önden görünüşü



Resim 5.2. Deney düzeneğinin yandan görünüşü

5.3. Deneylerde Kullanılan Dişli Çarklar

Deneylerde kullanılan pinyon ve iç dişli çarklar St50 çeliği olup sertlikleri 130-140 HV'dir (Resim 5.3). Dişli çarklara ait özellikler Çizelge 5.1'de verilmiştir. Çizelge 5.1'de kullanılan 1 indisi pinyon 2 indisi karşılık dişli (iç dişli çark) için kullanılmıştır.



Resim 5.3. Deneylerde kullanılan dişli çarklar

Çizelge 5.1. Deney dişlilerinin özellikleri

Diş formu no	Sembol	Birim	Değer
Diş sayısı	z_1	-	17
	z_2	-	75
Modül	m	mm	3
Diş genişliği	b	mm	10
Profil kaydırma faktörü	x_1	-	0
	x_2	-	0
Standart kavrama açısı	α_o	°	20
Taksimat dairesi çapı	d_{o1}	mm	51
	d_{o2}	mm	225
Diş baş dairesi çapı	d_{b1}	mm	57
	d_{b2}	mm	219
Temel dairesi çapı	d_{g1}	mm	47,92
	d_{g2}	mm	211,43
Diş taban dairesi çapı	d_{t1}	mm	43,5
	d_{t2}	mm	232,5
Eksenler arası mesafe	a	mm	87
Kavrama oranı	ε	-	1,88

Çizelge 5.1. (Devam) Deney dişlilerinin özellikleri

Sapma miktarı	s	mm	0,385
Sertlik		HV	130-140
Diş adımı	t_o	mm	8,86
Diş kalınlığı	s_{o1}	mm	4,43
	s_{o2}	mm	4,43
Diş boşluğu	l_o	mm	4,43
Diş yüksekliği	h	mm	6
Diş başı yüksekliği	h_b	mm	3
Diş taban yüksekliği	h_t	mm	3,75
Dişin tüm yüksekliği	h_z	mm	6,75
Çevrim oranı	i	-	4,41

5. 4. Deneylerde Kullanılan Yağ

Deneylerde, kimyasal özellikleri Çizelge 5.2’de verilen transmisyon otomotiv dişli yağı kullanılmıştır. Bu yağın özellikleri [4];

- Isıya ve korozyona karşı dayanıklıdır, çalışma ömrünü uzatır.
- Aşırı basınca karşı dayanıklıdır.
- Köpürme yapmaz, EP ve aşınmayı önleyici katkıları sayesinde her türlü aşınmaya karşı mükemmel koruma sağlar.
- Ağır yük koşulları ve yüksek hızda çalışan otomotiv ve endüstriyel araç ve ekipmanlar için her türlü çalışma koşullarında ideal yağlama sağlar.
- Keçe ile mükemmel uyum sağlar.

Çizelge 5.2. Deneylerde kullanılan yağın özellikleri [4]

SAE Numarası	80W/90
Özgül Ağırlık g/ml (15 °C)	0,906
Viskozite (mm ² /s) (40 °C)	200
Viskozite (mm ² /s) (100 °C)	17,5-18,5
Viskozite İndeksi	95
Alevlenme Noktası (°C)	220
Akma Noktası (°C)	-27

5. 5. Deneylerde Uygulanan Yöntem

İç dişli çarklarda diş profil hasarlarının incelenmesi için yapılan deneylerin uygulanmasında takip edilen sıra aşağıdaki gibidir.

- Dişli kutusuna bağlanacak olan test dişlileri ölçüm yapılmak için numaralandırılır.
- Dişli çarklar ve dişli kutusu trikloretilen ve basınçlı hava ile kurutulur.
- Deney yapılacak pinyon ve iç dişli çark sırayla dişli kutusuna bağlanır.
- Dişli kutusunun içine abrasiv aşınmadan kaynaklanan metalik artıkları tutması için mıknatıslar yerleştirilir.
- Deneyde kullanılacak yağ iç dişli çarkın merkez mesafesi yağa batacak şekilde dişli kutusuna doldurulur ve dişli kutusu tamamen kapatılır.
- Sistemdeki dişli çarklar yük koluna asılan yük ile yüklenir.
- Yağ sıcaklığı ilk kararlaştırılan sıcaklığa gelene kadar ısıtılır.
- Termostat ile termo-couple arasında ± 2 °C ısı farkı olduğundan sistem istenilen sıcaklığa erişilene kadar soğutucu düzenek devreye girer.
- İstenilen sıcaklık elde edildiğinde elektrik motoru vasıtasıyla sistem çalıştırılır.
- Pinyonun 100 000 tur dönme tekrarında sistem otomatik olarak durdurulur.
- Yüklenen kaplin, cıvatalarının gevşetilmesiyle dişliler üzerindeki yük boşaltılır.
- Kutudaki yağ alt tarafında bulunan bir kaba boşaltılır.
- Test dişlileri dişli kutusundan çıkartılır, trikloretilen ile üzerindeki yağ silinir ve basınçlı hava ile üzerindeki artık malzemeler temizlenir.
- Pinyon ve iç dişli çarkların ağırlık tartımları yapılır.
- Dişli çarkların numaralandırılmış dişlerinin aşınma derinlikleri CMM (Coordinate Measuring Machines) cihazı kullanılarak ölçülür.

5.6. Deney Planı

İç dişli çarklarda diş profil hasarlarını incelemek için 4 farklı grupta toplam 150 adet deney yapılması planlanmıştır. Yapılan deneylerin sonucunda; burulma momentinin, motor hızının, profil kaydına miktarının ve kaplama malzemesinin iç dişli çarkların

ve küçük dişlilerin diş profilinde meydana getirdiği hasarlar incelenmiştir. Deneylerde yağ sıcaklığı $23\pm 2^{\circ}\text{C}$ 'de tutulmuştur. İç dişli çarklarda, diş profil hasarları deneylerinin yapılması için Çizelge 5.3'deki deney planı izlenmiştir.

Çizelge 5.3. Deney planı

Deney No	Profil kaydırma miktarı	Moment (Nm)	Motor hızı (d/d)	Dönme tekrarı (tur)	Deney Sayısı	Kaplama Çeşidi
1-10	$x_1=x_2=0$	50	1000	$1,10^5-1,10^6$	10	Kaplamasız
11-20	$x_1=x_2=0$	50	1500	$1,10^5-1,10^6$	10	Kaplamasız
21-30	$x_1=x_2=0$	50	2000	$1,10^5-1,10^6$	10	Kaplamasız
31-40	$x_1=x_2=0$	100	1000	$1,10^5-1,10^6$	10	Kaplamasız
41-50	$x_1=x_2=0$	100	1500	$1,10^5-1,10^6$	10	Kaplamasız
51-60	$x_1=x_2=0$	100	2000	$1,10^5-1,10^6$	10	Kaplamasız
61-70	$x_1=x_2=0$	150	1000	$1,10^5-1,10^6$	10	Kaplamasız
71-80	$x_1=x_2=0$	150	1500	$1,10^5-1,10^6$	10	Kaplamasız
81-90	$x_1=x_2=0$	150	2000	$1,10^5-1,10^6$	10	Kaplamasız
91-100	$x_1= x_2=0,095$	100	1500	$1,10^5-1,10^6$	10	Kaplamasız
101-110	$x_1= x_2=0,195$	100	1500	$1,10^5-1,10^6$	10	Kaplamasız
111-120	$x_1= x_2=0,41$	100	1500	$1,10^5-1,10^6$	10	Kaplamasız
121-130	$x_1=x_2=0$	100	1500	$1,10^5-1,10^6$	10	PTFE
131-140	$x_1=x_2=0$	100	1500	$1,10^5-1,10^6$	10	MoS ₂
141-150	$x_1=x_2=0$	100	1500	$1,10^5-1,10^6$	10	MoS ₂

Burulma momentinin ve motor hızının iç dişli çarkların diş profillerinde oluşturduğu hasarları incelemek için test dişlileri üç farklı burulma momenti (50 Nm, 100 Nm, 150 Nm) ve üç farklı motor hızında (1000 d/dak, 1500 d/dak, 2000 d/dak) döndürülerek burulma momentinin ve motor hızının iç dişli çarklar ile küçük dişlilerin diş profillerinde oluşturduğu diş profil hasarları incelenmiştir. Her bir burulma momenti için farklı motor hızında toplam 90 adet deney yapılmıştır. Aşınma deneylerinde kullanılan test dişlilerinin çevrim oranı 4,41'dir. Dolayısıyla iç dişlilerin motor hızları pinyon dişlilerin motor hızlarının 1/4,41'i kadardır. Deneyisel sonuçlar verilirken kullanılan motor hızı pinyon dişliye uygulanan motor hızı olarak alınmaktadır.

Profil kaydırma miktarının iç dişli çarkların diş profillerinde oluşturduğu hasarları incelemek için, dişli çarkların kavramaya giriş ve çıkış uzunlukları baz alınarak deney numuneleri belirlenmeye çalışılmıştır. Aynı eksenler arası mesafede;

$x_1=0,095$, $x_2=0,095$ ($e_1=7,23\text{mm}$, $e_2=8,86\text{mm}$), $x_1=0,195$, $x_2=0,195$ ($e_1=7,77\text{mm}$, $e_2=7,77\text{mm}$), $x_1=0,41$, $x_2=0,41$ ($e_1=8,86\text{mm}$, $e_2=5,98\text{mm}$), profil kaydırma oranlarına sahip dişli çarklar ile toplam 30 adet deney yapılmıştır.

İç dişli çarklarda kaplama malzemesinin diş profillerinde oluşturduğu hasarları incelemek için dişli çarklar 3 farklı kaplama malzemesiyle kaplanarak (PTFE, MoS₂ (Poliamid bağlayıcılı), MoS₂ (Epoksi bağlayıcılı)), kaplama malzemesinin diş profil hasarlarına etkisi belirlenmeye çalışılmıştır. Kullanılan kaplama malzemelerinin teknik özellikleri ve kullanım amaçları Çizelge 5.4’de verilmiştir. Bu grupta toplam 30 adet deney yapılmıştır.

Çizelge 5.4. Kaplama malzemelerinin özellikleri

Kaplama malzemesi	Teknik özellik		Kullanım Amaçları
	Özellik	Değer	
PTFE (Politraflora etilen)	Renk	Siyah	Korozyona karşı koruma
	20 °C’de yoğunluk (g/ml)	0.95	Düşük sürtünme katsayısı
	Uygulama ısısı (°C)	-180...240	Estetik
	Film kalınlığı (µm)	5-20	Yüksek sıcaklıkta çalışma
MoS ₂ (Poliamid bağlayıcılı)	Renk	Koyu gri	Üstün yağlama yeteneği
	20 °C’de yoğunluk (g/ml)	1.10	Kimyasal maddelere dirençli
	Uygulama ısısı (°C)	-70...380	Korozyona dirençli
	Film kalınlığı (µm)	5-20	Estetik
MoS ₂ (Epoksi bağlayıcılı)	Renk	Gri	Korozyona karşı koruma
	20 °C’de yoğunluk (g/ml)	1.2	Metale kusursuz yapışma
	Uygulama ısısı (°C)	-70...380	Düşük sürtünme katsayısı
	Film kalınlığı (µm)	5-20	Yağlara karşı dirençli

5.7. İç Dişli Çarklarda Diş Profil Hasarlarının Tespiti

İç dişli çarklarda ve pinyon dişlilerde diş profil hasarlarının tespiti için iki farklı yöntem kullanılmıştır. Elektronik tartı ile diş profil hasarlarını inceleyebilmek için pinyon dişlisinin her 100 000 dönme tekrarında pinyon ve iç dişli çark, test cihazından sökülmüş, üzerlerinde bulunan yağ trikloretilen ile silinmiş ve tartılarak dişli çiftinde meydana gelen aşınma miktarları belirlenmeye çalışılmıştır. Üç boyutlu koordinat ölçüm cihazıyla diş profil hasarlarını belirleyebilmek için pinyon dişlisinin her 100 000 dönme tekrarında pinyon ve iç dişli çark, CMM (Coordinate Measuring

Machines) cihazı kullanılarak diş profillerinde meydana gelen aşınma derinlikleri ölçülmüştür.

5.7.1. Elektronik tartı cihazı

İç dişli çark diş profil hasarları deneylerinde, pinyon dişlisinin her 100 000 dönme tekrarında dişli çiftindeki aşınma kaybı elektronik tartı cihazı (Resim 5.4) ile tartılarak pinyon ve iç dişli çarkta ki aşınma miktarları belirlenmeye çalışılmıştır. Ölçüm için kullanılan hassas terazinin teknik özellikleri Çizelge 5.3’de verilmiştir.



Resim 5.4. Elektronik tartı cihazı

Teknik özellikleri Çizelge 5.5’de verilen ve deneyler sonunda aşınma miktarlarını ölçmek için kullanılan elektronik tartı cihazı 0,001 gr ölçme hassasiyetine sahiptir. Maksimum ölçme kapasitesi 6200 gr’dır.

Çizelge 5.5. Hassas terazi teknik özellikleri

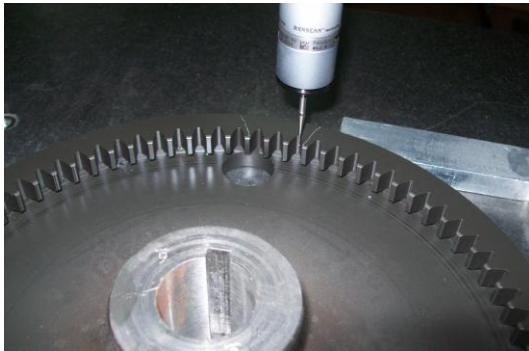
Hassasiyet (gr)	0,001
Kapasite (gr)	6200
Kefe Ölçüsü (mm)	170x180
Tekrarlanabilirlik (gr)	$\pm 0,01$
Doğrusallık (gr)	$\pm 0,02$ r
Kalibrasyon	Tam otomatik
PC Bağlantısı	RS232
Doğrulama sıcak. (°C)	5/40
Ağırlık (gr)	4600
Boyutlar (mm)	190x317x78

5.7.2. Üç boyutlu koordinat ölçüm cihazı (CMM)

Pinyon dişlisinin her 100 000 dönme tekrarında pinyon ve iç dişli çarkın profillerinde meydana gelen aşınma derinliği üç boyutlu koordinat ölçüm cihazı (Resim 5.5) ile ölçülerek test dişlilerinde oluşan aşınma derinlikleri belirlenmeye çalışılmıştır. Ölçümlerde kullanılan üç boyutlu koordinat ölçüm cihazının teknik özellikleri Çizelge 5.6'da verilmiştir.



Resim 5.5. Üç boyutlu koordinat ölçüm cihazı



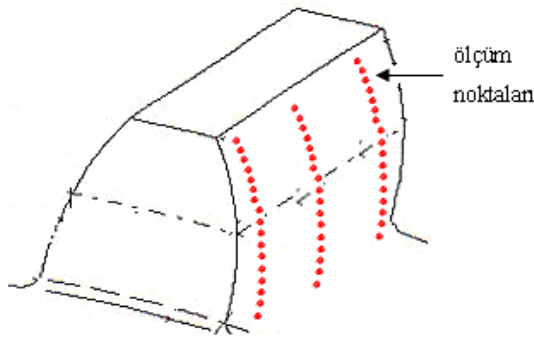
Resim 5.6. İç dişli çarkın aşınma derinliğinin ölçülmesi

Çizelge 5.6.CMM cihazı teknik özellikleri

Ölçüm Aralığı (mm) X:Y:Z	1000:700:500
Çalışma hızı (mm/s)	516
Çalışma ivmesi (mm ² /s)	1700
Ölçüm hassasiyeti (µm) (ISO 10360-2)	1,7+L/333
Çözünürlük (µm)	0,01
Max. ölçüm parçası ağırlığı (kg)	900
Ölçme yazılımı	PC-DMIS-CD ++
Çalışma sıcaklığı (°C)	10-21

Teknik özellikleri Çizelge 5.6’da verilen CMM cihazı test dişlilerini 516 mm/s ölçüm hızıyla ve yaklaşık 1,7 µm ölçüm hassasiyetiyle ölçmektedir. Cihazın ucunda bulunan ölçüm ucu (Resim 5.6) sayesinde ölçülen verileri bilgisayar ortamına aktarmaktadır. Ölçüm ucu yüzeyden nokta olarak veya yüzeyi taramak suretiyle iki farklı ölçüm yapmaktadır.

Pinyon ve iç dişli çarkların diş profillerinde oluşan aşınma derinliğinin ölçülmesi için deney dişlilerinin kavrama durumundaki diş profillerinin 3 farklı bölgesinden 50 noktadan ölçümler alınmıştır (Şekil 5.2). Bu ölçümlerin ortalaması alınarak diş profilinde oluşan aşınma belirlenmiştir. İç dişli çarkla ilgili yapılan örnek ölçüme ait veriler EK-4’te gösterilmiştir.



Şekil 5.2. Diş profilinden ölçüm yapılan noktalar

6. TEORİK VE DENEYSEL SONUÇLAR

6.1. Diş Profillerinde Aşınma Derinliğinin Değişimi

Teknik özellikleri Bölüm 5.3’de verilen test dişlilerinin diş profillerinde oluşan aşınma derinliğinin, diş profili boyunca değişimi teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Teorik çalışmalar için, Bölüm 4’de anlatılan ve dış dişli çarklarda kullanılan Aşınma Derinliği Denklemi esas alınarak iç dişli çarklarda aşınma derinliğini veren bir denklem elde edilmiş ve denklemin kullanılabilmesi için bir Matlab programı yazılmıştır. Yazılan program ile farklı yük ve motor hızları için iç dişli çark mekanizmalarındaki dişlilerin diş profili boyunca aşınma derinlikleri hesaplanmıştır. İç dişli çark mekanizmalarında aşınma deneyleri yapmak amacıyla geliştirilen ve imal edilen kapalı devre güç dolaşım sistemi (FZG) isimli deney düzeneği ile aşınma deneyleri yapılmıştır. Deneylerde diş sayısı $z_1=17$ olan küçük (pinyon) dişli ile $z_2=75$ olan çember (iç) dişliler kullanılmıştır. Bölüm 5’de verilen deney prosedürüne göre yapılan aşınma deneylerinde, eş çalışan deney dişlilerinden küçük dişli çarkın her 100 000 dönme tekrarından sonra dişliler deney düzeneğinden çıkartılarak temizlenmiştir. Temizlenen dişli çarklar 1/1000 gr hassasiyetli tartı cihazında tartılarak aşınma sonucu ağırlık kayıpları belirlenmiştir. Ayrıca diş profili boyunca aşınmanın nasıl değiştiğini incelemek amacıyla CMM (Coordinate Measuring Machines) üç boyutlu koordinat ölçüm cihazı ile küçük dişli ve çember dişli çarkın dişlerinin diş profilleri boyunca aşınma derinlikleri ölçülmüştür. Bu ölçümlerde aşınmaya maruz kalan diş profil yüzeyinin 3 farklı bölgesinden ve profil uzunluğunca 50 farklı noktadan değerler alınmıştır. Ölçülen bu aşınma derinliği değerlerinin ortalaması diş profilinde meydana gelen aşınma derinliği olarak değerlendirilmiştir. İç dişli çark mekanizmalarında, diş profillerinde meydana gelen aşınma türü diş profil hasarları ile ilgili deneyler 4 ana gruptan oluşmaktadır.

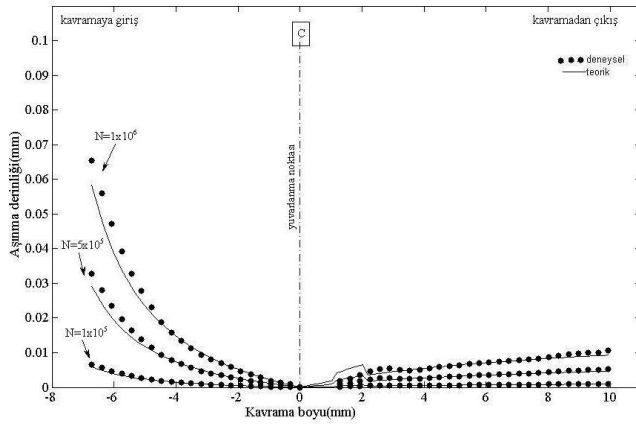
1. Özellikleri ve boyutları Çizelge 5.1’de verilen dişli çarklar üç farklı moment ile yüklenerek küçük dişli ve çember dişli çarkta meydana gelen aşınmalar incelenmiştir. Bu deneyler, küçük dişli miline uygulanan üç farklı döndürme momenti değeri ve üç farklı devir sayısı için yapılmıştır. Deneylerde yağ sıcaklığı

$23\pm 2^{\circ}\text{C}$ 'de sabit tutulmuştur. Deneylerde kullanılan test dişlileri profil kaydırma yapılmamış ve yüzey kaplaması bulunmayan dişlilerdir. Küçük dişli için teorik ve deneysel sonuçlar Şekil 6.1, 2 ve 3'de çember dişli çark için ise Şekil 6.4, 5 ve 6'da verilmiştir.

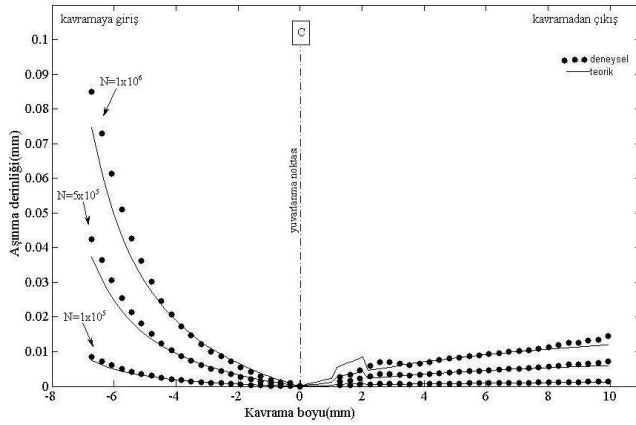
2. Özellikleri ve boyutları Çizelge 5.1'de verilen dişli çarklar üç farklı motor hızında döndürülerek küçük dişli ve çember dişli çarkta meydana gelen aşınmalar incelenmiştir. Bu deneyler, küçük dişli milinin her bir dönme hızı için farklı döndürme momentinde yapılmıştır. Deneylerde kullanılan test dişlilerinin çevrim oranı 4,41'dir. Dolayısıyla iç dişlilerin motor hızları pinyon dişlilerin motor hızlarının $1/4,41$ 'i kadardır. Deneysel sonuçlar verilirken kullanılan motor hızı pinyon dişliye uygulanan motor hızı olarak alınmaktadır. Küçük dişli için teorik ve deneysel sonuçlar Şekil 6.1, 2 ve 3'de (a), (b) ve (c) grafikleri olarak verilmiştir. Çember dişli çark için ise Şekil 6.4, 5 ve 6'da (a), (b) ve (c) grafikleri olarak verilmiştir.

3. İç dişli çarklarda, profil kaydırma miktarının aşınma derinliğine etkisini incelemek için, Bölüm 5.6'da anlatıldığı şekilde dişli çarkların kavramaya giriş ve çıkış uzunlukları baz alınarak deney numuneleri belirlenmiştir. Küçük dişli ve çember dişli çarklara ait deneysel ve teorik çalışmaların sonuçları Şekil 6.7 ve 8'de verilmiştir. Deneylerde küçük dişli ve çember dişli çark 100 Nm değerindeki burulma momenti ile yüklenmiş ve motor hızı 1500 d/dak değerinde sabit tutulmuştur. Elde edilen sonuçlar profil kaydırılmamış deney dişlilerine ait sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

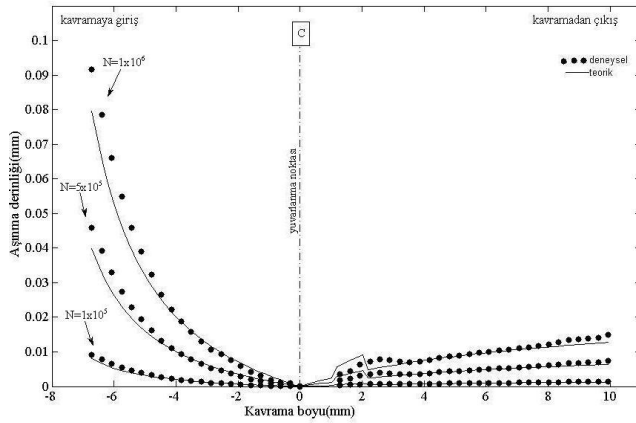
4. İç dişli çarklarda, yüzey kaplama malzemelerinin aşınma derinliğine etkilerini incelemek için Bölüm 5, Çizelge 5.4'de özellikleri verilen üç farklı yüzey kaplama malzemesi kullanılmıştır. Bu malzemeler PTFE, MoS₂ (Poliamid bağlayıcılı), MoS₂ (Epoksi bağlayıcılı) isimli malzemelerdir. Profil kaydırma yapılmamış ve yüzey kaplama yapılmış küçük dişli ve çember dişli çarklara ait teorik ve deneysel aşınma derinliği değerleri Şekil 6.9 ve 10'da verilmiştir. Yapılan aşınma deneylerinde küçük dişli ve çember dişli çark 100 Nm değerinde sabit bir burulma momenti ile yüklenmiş ve motor hızı 1500 d/dak değerinde sabit tutulmuştur. Elde edilen sonuçlar kendi aralarında ve yüzey kaplaması bulunmayan dişlilere ait sonuçlarla karşılaştırılmıştır.



(a)

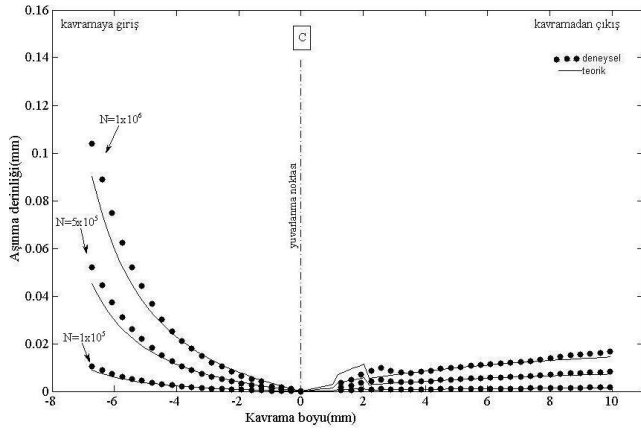


(b)

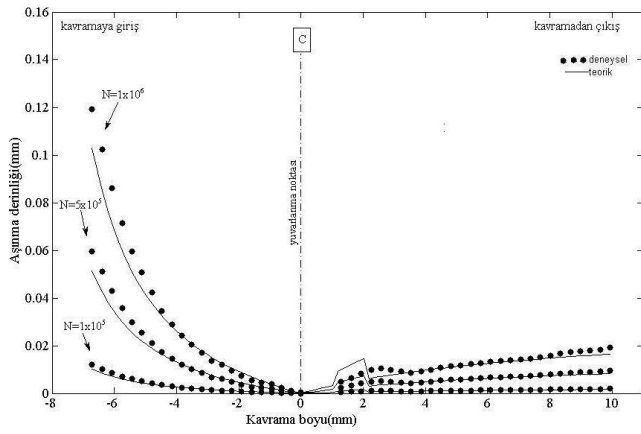


(c)

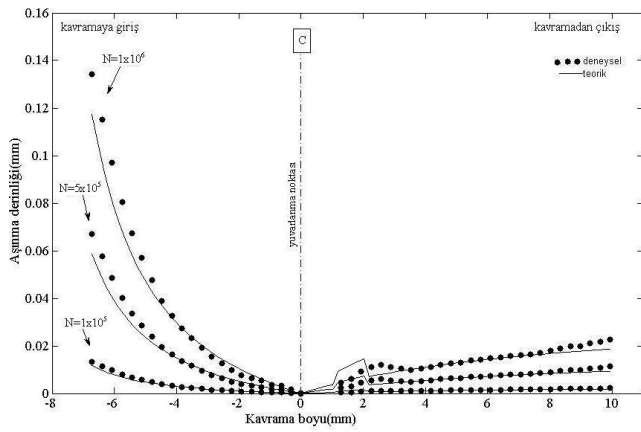
Şekil 6.1. 50 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişlinin diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi a) Motor hızı 1000 d/dak, b) Motor hızı 1500 d/dak, c) Motor hızı 2000 d/dak



(a)

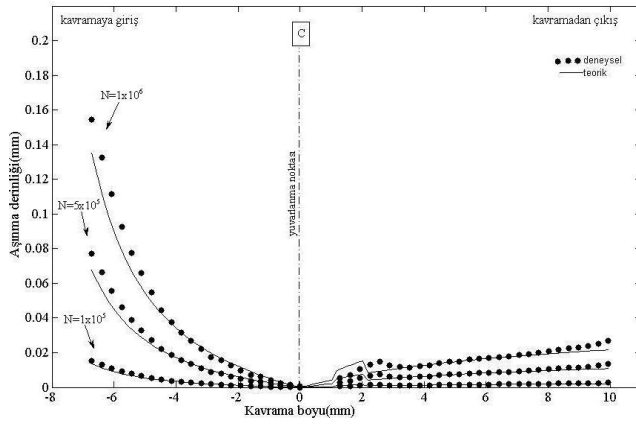


(b)

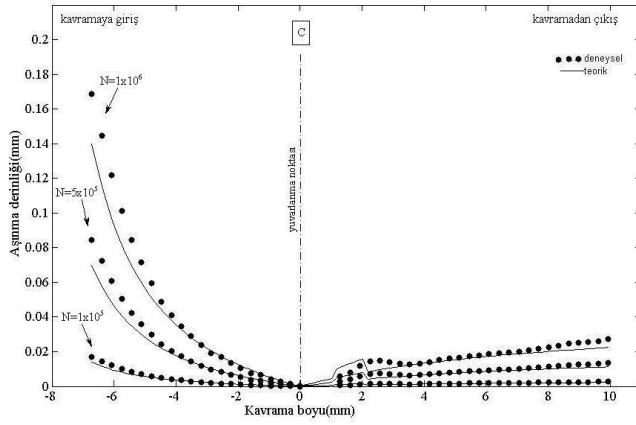


(c)

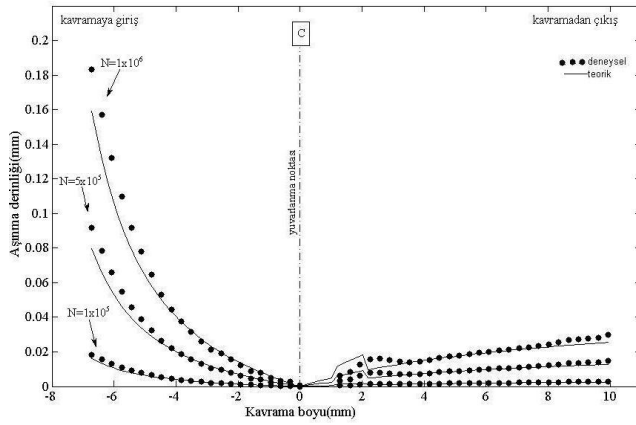
Şekil 6.2. 100 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişlinin diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi a) Motor hızı 1000 d/dak, b) Motor hızı 1500 d/dak, c) Motor hızı 2000 d/dak



(a)

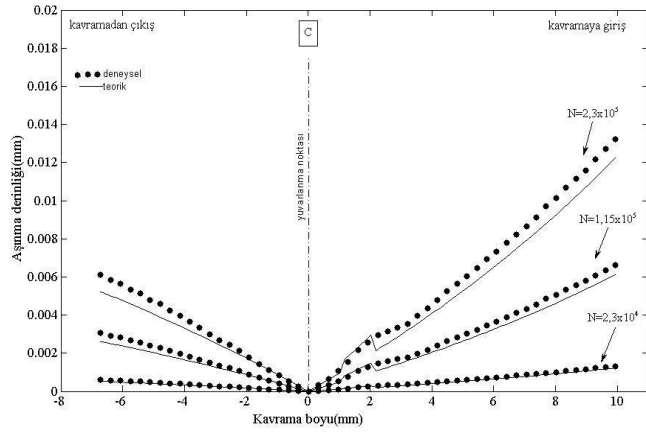


(b)

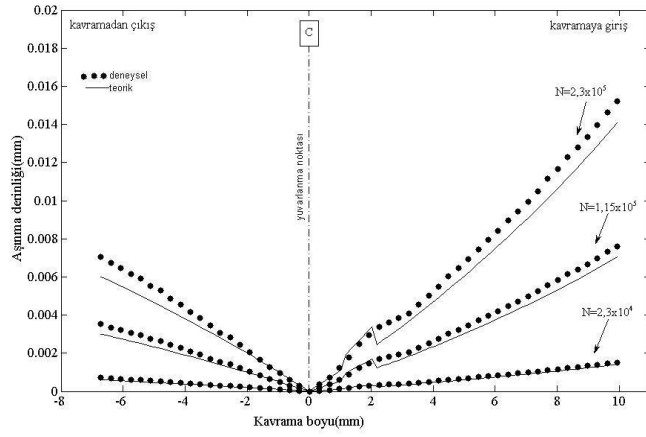


(c)

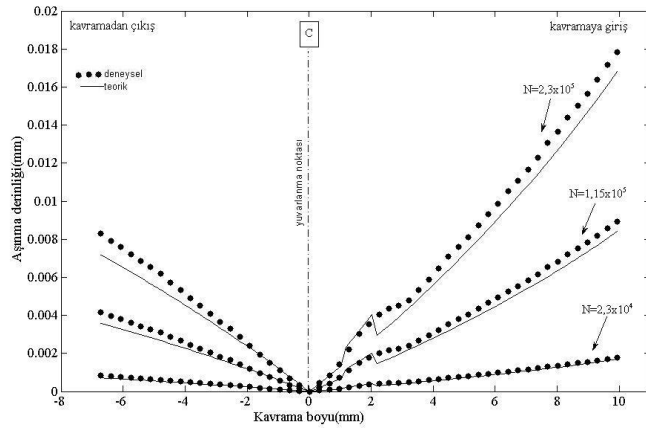
Şekil 6.3. 150 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişlinin diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi a) Motor hızı 1000 d/dak, b) Motor hızı 1500 d/dak, c) Motor hızı 2000 d/dak



(a)

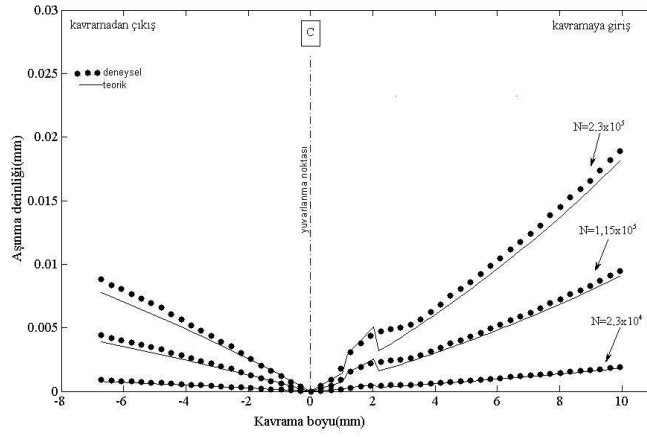


(b)

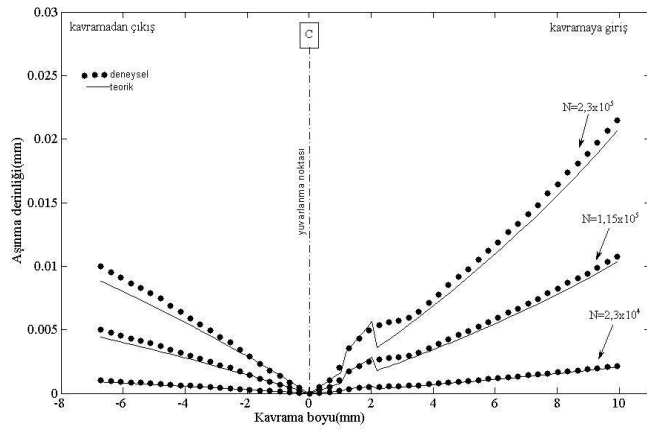


(c)

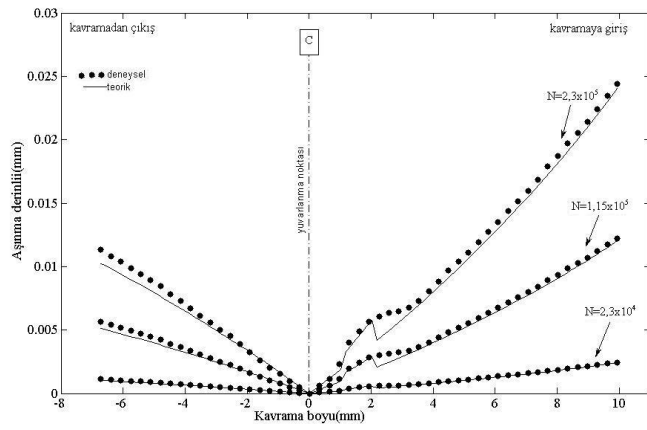
Şekil 6.4. 50 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi a) Motor hızı 1000 d/dak, b) Motor hızı 1500 d/dak, c) Motor hızı 2000 d/dak



(a)

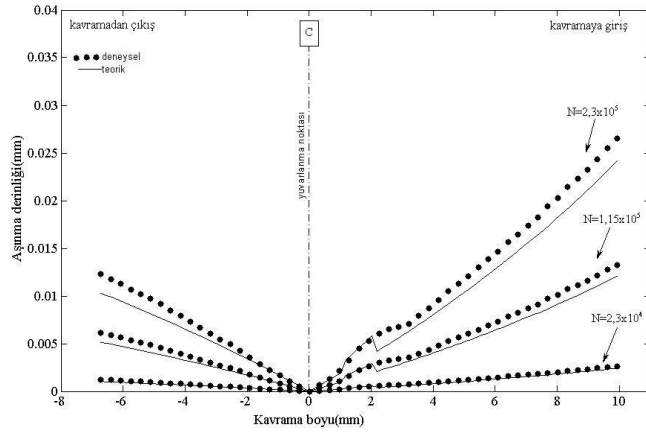


(b)

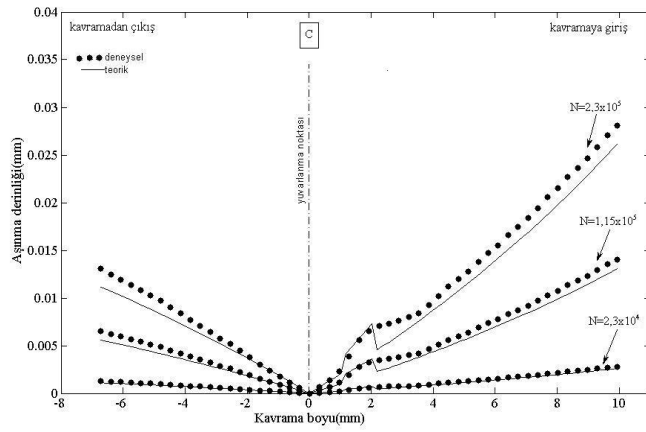


(c)

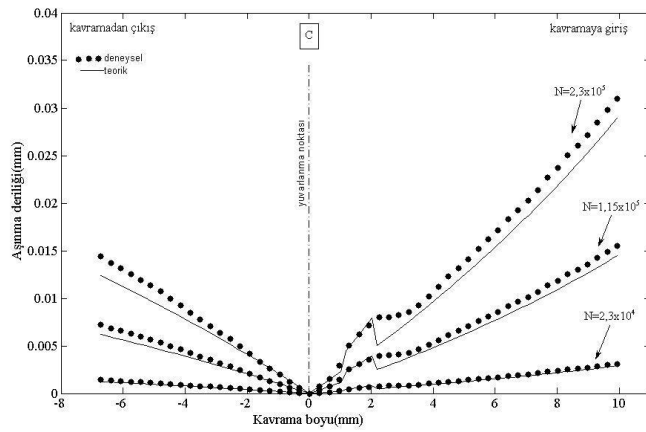
Şekil 6.5. 100 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi a) Motor hızı 1000 d/dak, b) Motor hızı 1500 d/dak, c) Motor hızı 2000 d/dak



(a)



(b)



(c)

Şekil 6.6. 150 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi a) Motor hızı 1000 d/dak, b) Motor hızı 1500 d/dak, c) Motor hızı 2000 d/dak

Şekil 6.1, 2 ve 3’de üç farklı devir tekrarında, üç farklı yükleme durumu için verilen küçük dişli çarka ait teorik ve deneysel aşınma derinliği grafikleri incelendiğinde teorik ve deneysel değerlerin uyum içinde oldukları görülmektedir. Küçük dişlilerin dişlerinde meydana gelen en büyük aşınma derinliği, dişlerin çember dişli çark dişleri ile kavramaya girdiği diş tabanı bölgesindedir. Diş tabanından dişlerin yuvarlanma noktasına gidildikçe aşınma derinliği, diş profillerinin izafi kayma hızına uygun şekilde azalmaktadır. İzafi kayma hızı yuvarlanma noktasında sıfır olmaktadır. Eş çalışan dişli çarklarda kavrama oranının değerine bağlı olarak, dişlerin çalışma sırasında sadece bir çift diş veya bir çiftten fazla diş kavrama durumunda olur. Eğer sadece bir çift diş kavrama durumunda olursa diş kuvveti bu diş çifti tarafından iletilir. Eğer bir çift diş kavramadan ayrılmadan önce takip eden diş çifti kavramaya girecek olursa diş kuvveti birden fazla diş çifti tarafından iletilir. Kavrama durumunda etkiyen diş kuvvetindeki bu değişime bağlı olarak da diş profillerinde meydana gelen aşınma derinlikleri değişir. Şekil 6.1, 2 ve 3’de verilen, küçük dişlilere ait aşınma derinliği grafiklerinden, yuvarlanma noktasından yaklaşık 1 mm uzaklıkta ve 1,1 mm uzunluğundaki bölgede diş profillerine etkiyen diş kuvvetinin, kavrama durumundaki diş çifti sayısı ile değiştiği görülmektedir. Bu bölgede teorik ve deneysel değerler arasındaki fark yaklaşık %1,5-2 arasında değişmektedir. Bu bölgede teorik ve deneysel değerler arasındaki farkın, diş profillerinin temizleme hassasiyetinden ve ilgili bölgede ölçüm alınan nokta sayısının yetersizliğinden kaynaklandığı tahmin edilmektedir.

50 Nm burulma momenti ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişlilerin, üç farklı motor hızı için diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinlikleri değişimi Şekil 6.1’de, 100 Nm burulma momenti ile yüklenen dişliler için Şekil 6.2’de ve 150 Nm burulma momenti ile yüklenen dişliler için Şekil 6.3’de verilmiştir. Üç farklı yükleme ve motor hızı için en büyük aşınma derinliği küçük dişlilerin diş tabanı bölgesinde meydana gelmektedir. Küçük dişli ile çember dişli çarkın dişlerinin kavramaya girdiği ve aşınma derinliğinin maksimum olduğu kavrama başlangıç noktasındaki teorik ve deneysel aşınma derinlikleri arasındaki fark eş çalışan diş profillerinin diğer bölgelerindeki teorik ve deneysel değerler arasındaki farka göre fazladır. Ayrıca dönme tekrarı sayısına bağlı olarak da

bu fark değişmektedir. Dönme tekrarı sayısı $N=1 \times 10^6$ için maksimum aşınma derinliği değerleri esas alındığında fark %2'nin altında kalmaktadır. Bu değerlendirmeler dikkate alındığında Şekil 6.1, 2 ve 3'de verilen teorik ve deneysel aşınma derinliği değerlerinin diş profilleri boyunca uyumlu oldukları kabul edilebilir.

Deneylerde kullanılan küçük dişli çarkın üç farklı burulma momenti ile yüklenme durumu için dişli çarkın diş tabanı bölgesinde meydana gelen aşınma derinliği değerleri karşılaştırıldığında, izafi kayma hızının değerine bağlı olarak lineer bir değişim gösterdiği görülmektedir. Her üç yükleme durumu için motor hızı arttığında aşınma derinliği değerleri artmaktadır. Motor hızı ile aşınma derinliği değerlerindeki artış düşük burulma momentlerinde daha büyük oranlardadır. Örneğin 50 Nm burulma momenti için motor hızı 1,5 katı arttırıldığında aşınma derinliğindeki artış %15, motor hızı 2 katı arttırıldığında aşınma derinliği %35 artarken, 100 Nm burulma momenti için aynı hız artışlarına karşılık gelen aşınma derinliği artışları %13,5 ve %29, 150 Nm burulma momenti için ise %6 ve %17 olmaktadır.

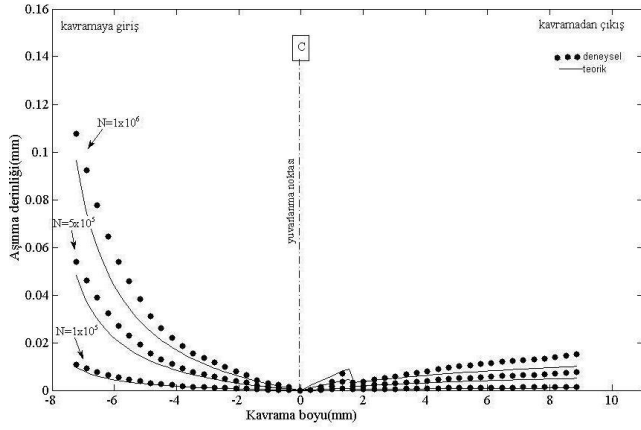
Şekil 6.4, 5 ve 6'da üç farklı motor hızında, üç farklı yükleme durumu için verilen çember dişli çarka ait teorik ve deneysel aşınma derinliği grafikleri incelendiğinde teorik ve deneysel değerlerin uyum içinde oldukları görülmektedir. Çember dişlilerin dişlerinde meydana gelen en büyük aşınma derinliği, çember dişli çarkın kavramaya girdiği diş başı bölgesindedir. Küçük dişli çarkta olduğu gibi çember dişlinin diş başından yuvarlanma dairesine doğru gidildikçe diş profilinde meydana gelen aşınma derinliği azalmaktadır. İzafi kayma hızının sıfır olduğu yuvarlanma noktasında aşınma derinliği de sıfırdır.

50 Nm burulma momenti ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişlilerin, üç farklı motor hızı için diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinlikleri değişimi Şekil 6.4'de, 100 Nm burulma momenti ile yüklenen dişliler için Şekil 6.5'de ve 150 Nm burulma momenti ile yüklenen dişliler için Şekil 6.6'da verilmiştir. Üç farklı yükleme ve motor hızı için en büyük aşınma derinliği çember dişlilerin diş başı bölgesinde meydana gelmektedir. Küçük dişli ile çember dişli çarkın dişlerinin kavramaya girdiği ve aşınma derinliğinin maksimum

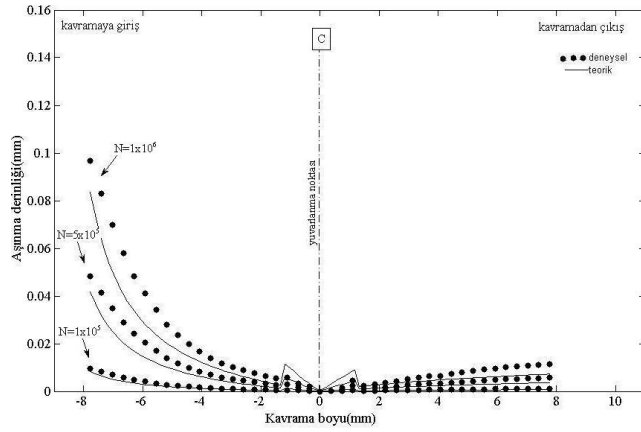
olduğu kavrama başlangıç noktasındaki teorik ve deneysel aşınma derinlikleri arasındaki fark eş çalışan diş profillerinin diğer bölgelerindeki teorik ve deneysel değerler arasındaki farka göre fazladır. Ayrıca dönme tekrarı sayısına bağlı olarak da bu fark değişmektedir. Aşınma deneylerinde kullanılan test dişlilerinin çevrim oranı 4,41 olduğundan çember dişliler için dönme tekrarı sayısı küçük dişlilerin dönme tekrarı sayısının $1/4,41$ 'i kadardır. Küçük dişli çarkın $N=1 \times 10^6$ dönme tekrarıyla çember dişli çark $N=2,3 \times 10^5$ tur dönmektedir. Dönme tekrarı sayısı $N=2,3 \times 10^5$ için maksimum aşınma derinliği değerleri esas alındığında fark %2'nin altında kalmaktadır. Bu değerlendirmeler dikkate alındığında Şekil 6.4, 5 ve 6'de verilen teorik ve deneysel aşınma derinliği değerlerinin diş profilleri boyunca uyumlu oldukları kabul edilebilir.

Şekil 6.4, 5 ve 6 birlikte incelendiğinde deneylerde kullanılan çember dişli çarkın üç farklı burulma momenti ile yüklenme durumu için dişli çarkın diş başı bölgesinde meydana gelen aşınma derinliği değerleri karşılaştırıldığında, izafi kayma hızının değerine bağlı olarak lineer bir değişim gösterdiği görülmektedir. Her üç yükleme durumu için motor hızı arttığında aşınma derinliği değerleri artmaktadır. Örnek olarak 50 Nm burulma momenti için motor hızı 1,5 katı arttırıldığında aşınma derinliğindeki artış %23, motor hızı 2 katı arttırıldığında aşınma derinliği %37 artmaktadır. 100 Nm burulma momenti için motor hızı 1,5 katı arttırıldığında aşınma derinliğindeki artış %13, motor hızı 2 katı arttırıldığında aşınma derinliğindeki artış %28'dir. 150 Nm burulma momenti için motor hızı 1,5 katı arttırıldığında aşınma derinliğindeki artış %7, motor hızı 2 katı arttırıldığında aşınma derinliğindeki artış %18 şeklinde olmaktadır.

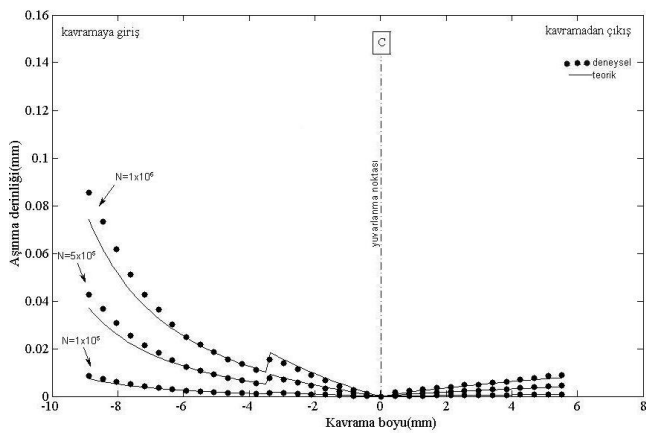
Aşınma deneylerinde kullanılan test dişlilerinin çevrim oranı 4,41'dir. Dolayısıyla çember dişliler için dönme sayısı tekrarı küçük dişlilerin dönme tekrarı sayısının $1/4,41$ 'i kadardır. Bu nedenle çember dişlilerin diş profillerinde meydana gelen aşınma derinlik değerleri küçük dişlilere göre daha azdır.



(a)

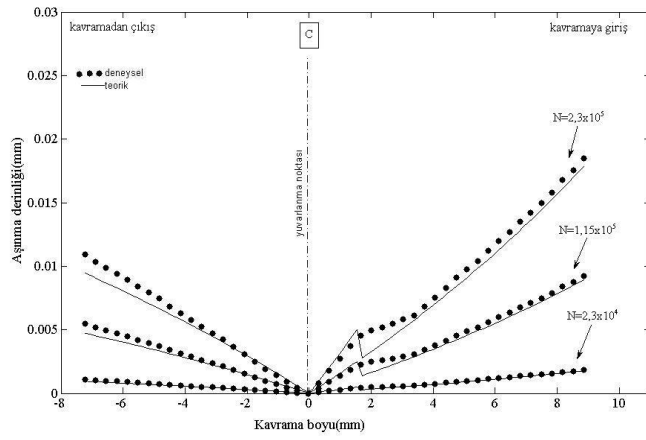


(b)

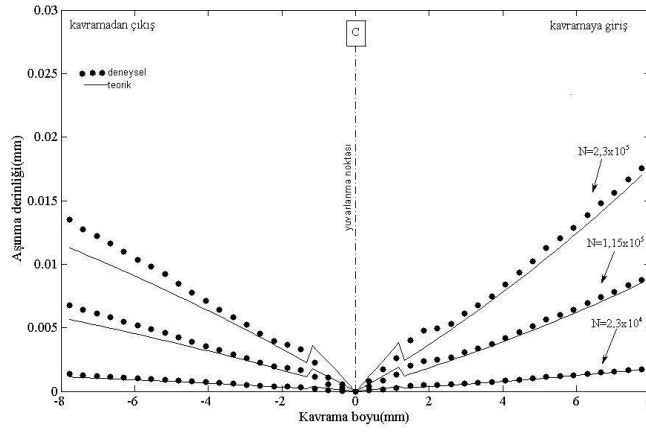


(c)

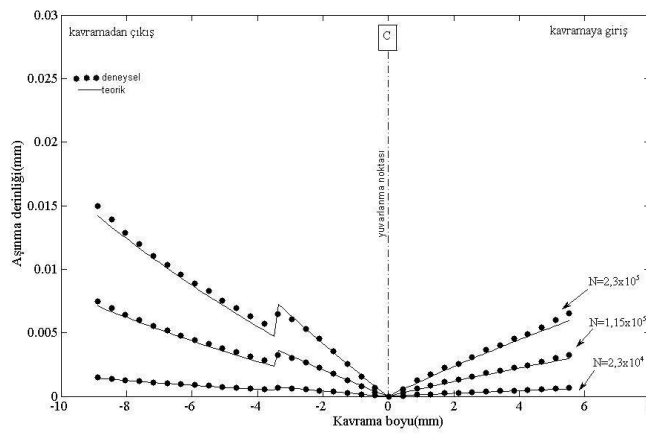
Şekil 6.7. 100 Nm burulma momenti ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişli çarkın diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi a) $x_1=x_2=0,095$ b) $x_1=x_2=0,195$ c) $x_1=x_2=0,410$ profil kaydırma işlemi yapılmış



(a)



(b)



(c)

Şekil 6.8. 100 Nm burulma momenti ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi a) $x_1=x_2=0,095$ b) $x_1=x_2=0,195$ c) $x_1=x_2=0,410$ profil kaydırma işlemi yapılmış

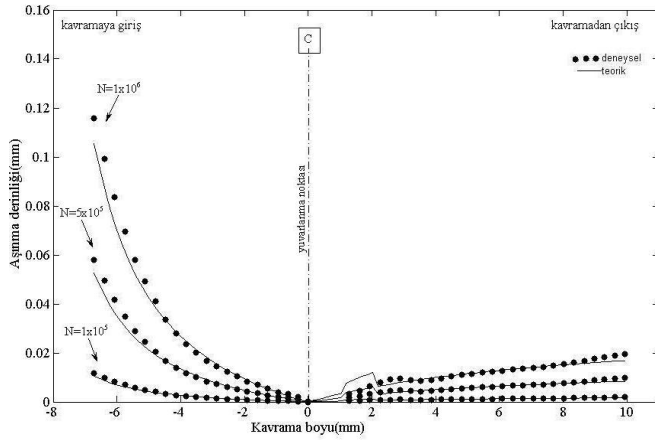
Profil kaydırma miktarının iç dişli çarklardaki aşınmaya etkisini incelemek için Bölüm 5.6’da anlatıldığı şekilde dişli çarkların kavramaya giriş ve çıkış uzunlukları baz alınan üç farklı profil kaydırma işlemi uygulanmış dişli çifti kullanılmıştır. 100Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak olan ve üç farklı profil kaydırma miktarı ($x_1=x_2=0,095$, $x_1=x_2=0,195$, $x_1=x_2=0,410$) uygulanmış küçük dişli ile çember dişli çarkın diş profili boyunca aşınma derinliği değişimi grafiği olan Şekil 6.7 ve 8 birlikte incelendiğinde küçük dişli ve çember dişli çarka ait teorik ve deneysel değerlerin uyum içinde oldukları görülmektedir.

100 Nm sabit bir moment ile yüklenen, 1500 d/dak motor hızında, profil kaydırma yapılmamış küçük dişlinin diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi grafiği olan Şekil 6.2 (b)’den görüleceği üzere küçük dişlinin dişlerinde meydana gelen en büyük aşınma derinliği, dişlerin çember dişli çark dişleri ile kavramaya girdiği diş tabanı bölgesindedir. Diş tabanından dişlerin yuvarlanma noktasına gidildikçe aşınma derinliği, diş profillerinin izafi kayma hızına uygun şekilde azalmaktadır. İzafi kayma hızı yuvarlanma noktasında sıfır olmaktadır. Yuvarlanma noktasından yaklaşık 1,1 mm uzaklıkta ve 1 mm uzunluğundaki bölgede diş profillerine etkiyen diş kuvvetinin, kavrama durumundaki diş çifti sayısı ile değiştiği görülmektedir. Buna karşılık diş kuvvetinin kavrama durumundaki diş sayısı ile değiştiği bölge $x_1=x_2=0,095$ olduğu durumda yuvarlanma noktasından başlayan ve boyu yaklaşık 1,63 mm’lik bölge, $x_1=x_2=0,195$ olduğu durumda yuvarlanma noktasından başlayan ve yuvarlanma noktasının her iki yanında yaklaşık 1,09 mm’lik bölge, $x_1=x_2=0,410$ olduğu durumda yuvarlanma bölgesinden başlayan ve kavramaya giriş bölgesine doğru yaklaşık 3,35 mm’lik bölgedir. Şekil 6.7’ye göre bu bölgelerde teorik ve deneysel değerler arasındaki fark yaklaşık %1,5-2 arasında değişmektedir. Bu bölgelerde teorik ve deneysel değerler arasındaki farkın, diş profillerinin temizleme hassasiyetinden ve ilgili bölgede ölçüm alınan nokta sayısının yetersizliğinden kaynaklandığı tahmin edilmektedir.

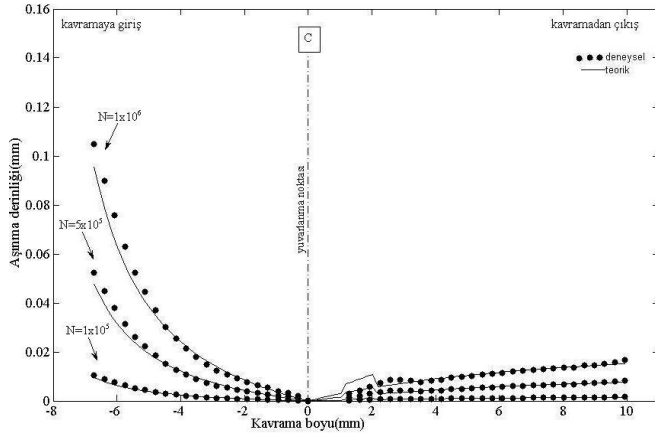
Şekil 6.2.(b)’de 100 Nm değerinde sabit bir yükleme momenti ile yüklenmiş, motor hızı 1500 d/dak, profil kaydırma işlemi uygulanmamış küçük dişli ile Şekil 6.7’de 100 Nm değerinde sabit bir yükleme momenti ile yüklenmiş, motor hızı 1500 d/dak

olan üç farklı profil kaydırma işlemi uygulanmış küçük dişli çark karşılaştırıldığında profil kaydırma işlemi uygulanmış küçük dişli çarkların aşınma derinliği değerlerinde azalma görülmektedir. Örnek olarak, 100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, profil kaydırma işlemi yapılmamış küçük dişli çarkta, $N=1 \times 10^6$ dönme tekrarı sonunda maksimum aşınma derinliği değeri, profil kaydırma miktarı $x_1=x_2=0,095$ olduğu durumda %10,6 azalmakta, profil kaydırma miktarı $x_1=x_2=0,195$ olduğu durumda %23,3 azalmakta, ve profil kaydırma miktarı $x_1=x_2=0,410$ olduğu durumda %39,7 azalmaktadır. Profil kaydırma miktarının artmasıyla küçük dişlilerde aşınma derinliği azalmaktadır, dolayısıyla küçük dişlilerde artı profil kaydırma işlemi yapılması uygundur.

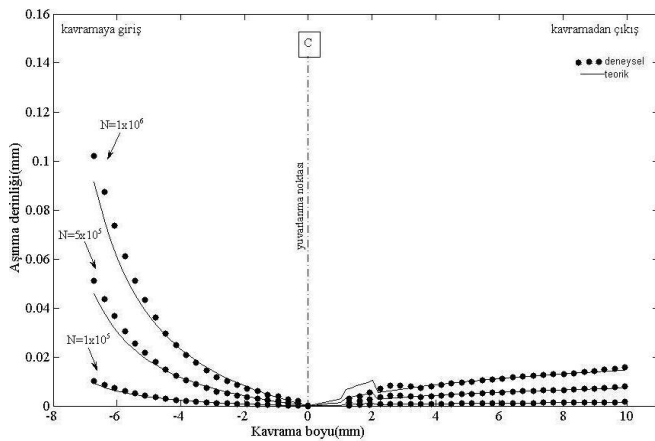
Şekil 6.5.(b)'de 100 Nm değerinde sabit bir yükleme momenti ile yüklenmiş, motor hızı 1500 d/dak, profil kaydırma işlemi uygulanmamış çember dişli çark ile Şekil 6.8'de 100 Nm değerinde sabit bir yükleme momenti ile yüklenmiş, motor hızı 1500 d/dak olan üç farklı profil kaydırma işlemi uygulanmış çember dişli çark karşılaştırıldığında profil kaydırma işlemi uygulanmış çember dişli çarkların aşınma derinliği değerlerinde azalma görülmektedir. Örnek olarak, 100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, profil kaydırma işlemi uygulanmamış çember dişli çarkta, $N=2,3 \times 10^5$ dönme tekrarı sonunda maksimum aşınma derinliği değeri, profil kaydırma miktarı $x_1=x_2=0,095$ olduğu durumda %9,7 azalmakta, profil kaydırma miktarı $x_1=x_2=0,195$ olduğu durumda %21,4 azalmakta, ve profil kaydırma miktarı $x_1=x_2=0,410$ olduğu durumda %33 azalmaktadır. Artı profil kaydırma uygulanmış dişli çiftinde profil kaydırma miktarının artmasıyla çember dişli çarklarda aşınma derinliği azalmaktadır, dolayısıyla çember dişli çarklarda artı profil kaydırma işlemi yapılması uygundur.



(a) Diş yüzeyleri PTFE ile kaplanmış

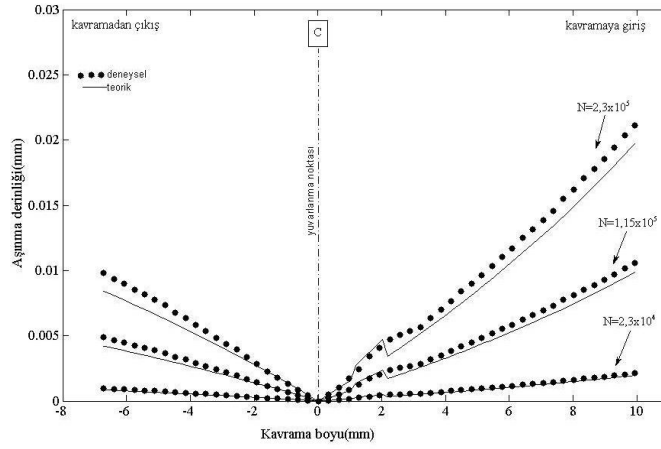


(b) Diş yüzeyleri MoS₂ (Poliamid bağlayıcılı) ile kaplanmış

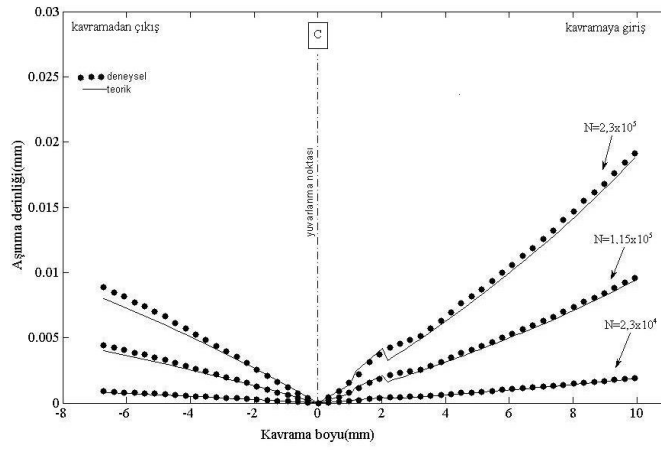


(c) Diş yüzeyleri MoS₂ (Epoksi bağlayıcılı) ile kaplanmış

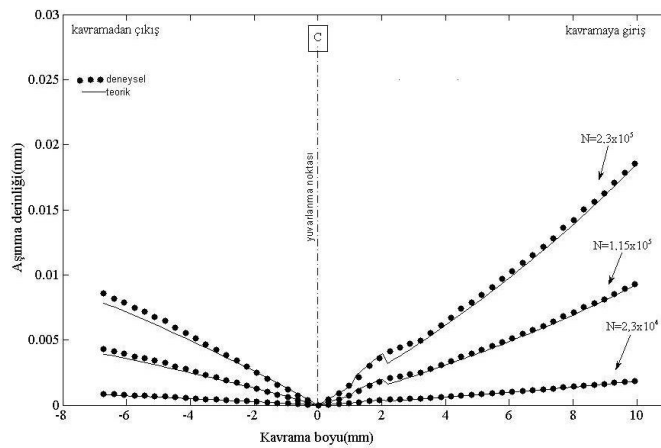
Şekil 6.9. 100 Nm burulma momenti ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, profil kaydırma yapılmamış küçük dişli çarkın diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi



(a) Diş yüzeyleri PTFE ile kaplanmış



(b) Diş yüzeyleri MoS₂ (Poliamid bağlayıcılı) ile kaplanmış



(c) Diş yüzeyleri MoS₂ (Epoksi bağlayıcılı) ile kaplanmış

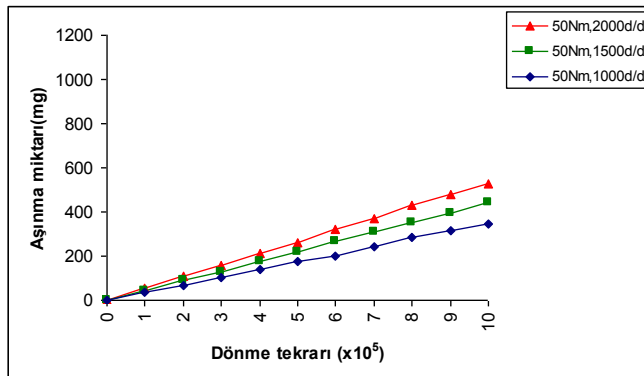
Şekil 6.10. 100 Nm burulma momenti ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, profil kaydırma yapılmamış çember dişli çarkın diş profili boyunca teorik ve deneysel aşınma derinliği değişimi

Yüzey kaplama malzemelerinin, iç dişli çarklardaki aşınma derinliğine etkilerini incelemek için, özellikleri Bölüm 5, Çizelge 5.4’de verilen üç farklı kaplama malzemesi uygulanmış dişli çifti kullanılmıştır. Şekil 6.9 ve 10 birlikte incelendiğinde 100 Nm değerinde sabit bir yükleme momenti ile yüklenmiş, motor hızı 1500 d/dak olan ve üç farklı yüzey kaplama malzemesi ile diş profilleri kaplanmış küçük dişli ve çember dişli çarka ait teorik ve deneysel değerlerin uyum içinde oldukları görülmektedir. Şekil 6.2.(b)’de 100 Nm değerinde sabit bir yükleme momenti ile yüklenmiş, motor hızı 1500 d/dak, yüzey kaplama malzemesi uygulanmamış küçük dişli ile Şekil 6.9’da 100 Nm değerinde sabit bir yükleme momenti ile yüklenmiş, motor hızı 1500 d/dak olan üç farklı yüzey kaplama malzemesi ile diş profilleri kaplanmış küçük dişliler karşılaştırıldığında kaplama malzemesi uygulanmış küçük dişli çarkların aşınma derinliği değerlerinde azalma görülmektedir. Örnek olarak, 100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, yüzey kaplama malzemesi yapılmamış küçük dişli çarkta, $N=1 \times 10^6$ dönme tekrarı sonunda maksimum aşınma derinliği değeri, PTFE (Politrafloraetilen) kullanılarak diş profillerinde kaplama yapıldığında %3 azalmakta, MoS_2 (Poliamid bağlayıcılı) kullanılarak diş profillerinde kaplama yapıldığında %13,8 azalmakta ve MoS_2 (Epoksi bağlayıcılı) kullanılarak diş profillerinde kaplama yapıldığında %17 azalmaktadır.

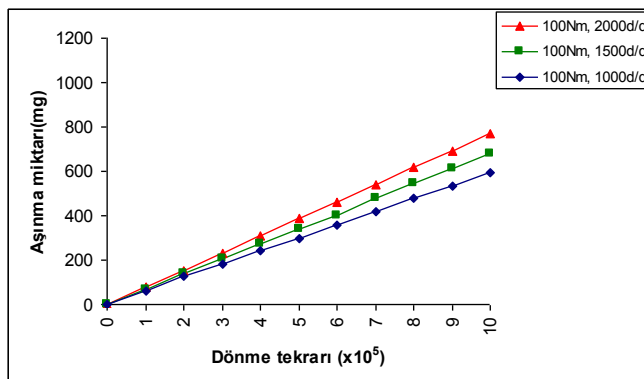
Şekil 6.5.(b)’de 100 Nm değerinde sabit bir yükleme momenti ile yüklenmiş, motor hızı 1500 d/dak, yüzey kaplama malzemesi uygulanmamış çember dişli çark ile Şekil 6.10’da 100 Nm değerinde sabit bir yükleme momenti ile yüklenmiş, motor hızı 1500 d/dak olan üç farklı yüzey kaplama malzemesi ile diş profilleri kaplanmış çember dişli çarklar karşılaştırıldığında kaplama malzemesi uygulanmış çember dişli çarkların aşınma derinliği değerlerinde azalma görülmektedir. Örnek olarak, 100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, yüzey kaplama malzemesi uygulanmamış çember dişli çarkta, $N=2,3 \times 10^5$ dönme tekrarı sonunda maksimum aşınma derinliği değeri, PTFE (Politrafloraetilen) kullanılarak diş profillerinde kaplama yapıldığında %2,3 azalmakta, MoS_2 (Poliamid bağlayıcılı) kullanılarak diş profillerinde kaplama yapıldığında %12,3 azalmakta ve MoS_2 (Epoksi bağlayıcılı) kullanılarak diş profillerinde kaplama yapıldığında %15,9 azalmaktadır.

6.2. Elektronik Tartı ile Dişli Çiftindeki Aşınmanın Gözlenmesi

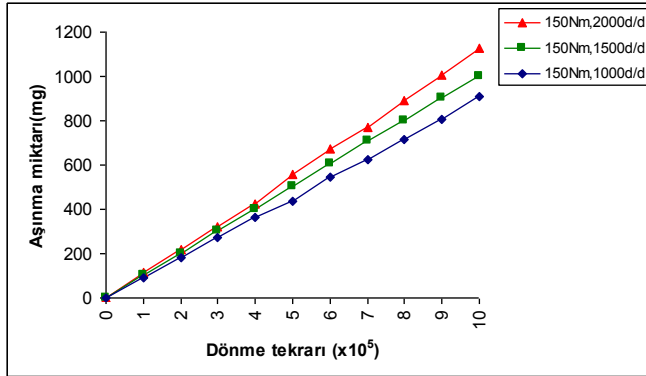
Bölüm 5.5’de anlatıldığı gibi küçük dişlinin her $N=1 \times 10^5$ dönme tekrarında küçük dişli ve çember dişli çark test dişli kutusundan çıkartılmıştır. Dişli çarklar, üzerlerinde bulunan aşınma artıkları ve yağdan arındırılmak için trikloretilen yardımıyla temizlenmiştir. Temizleme işleminin ardından dişli çarklar teknik özellikleri Bölüm 5.7.1’de anlatılan elektronik tartı ile tartılıp aşınma miktarları ölçülmüş ve sonuçlar küçük dişli ve çember dişliler için Şekil 6.11’den Şekil 6.16’ya kadar grafikler halinde verilmiştir. Deneylerde kullanılan test dişlilerinin çevrim oranı 4,41 olduğundan çember dişlilerin motor hızları küçük dişlilerin motor hızlarının $1/4,41$ ’i kadardır. Deneysel sonuçlar verilirken kullanılan motor hızı küçük dişliye uygulanan motor hızı olarak alınmaktadır.



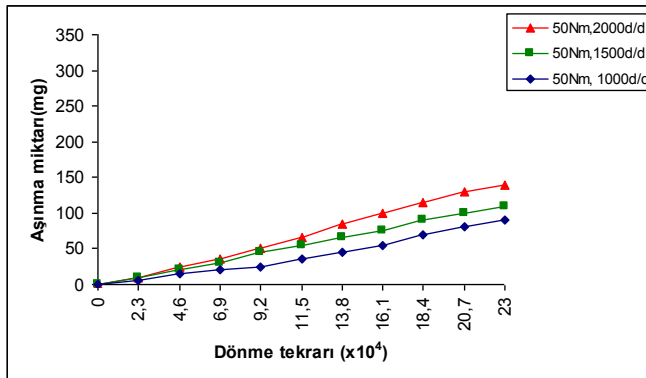
Şekil 6.11. 50 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı



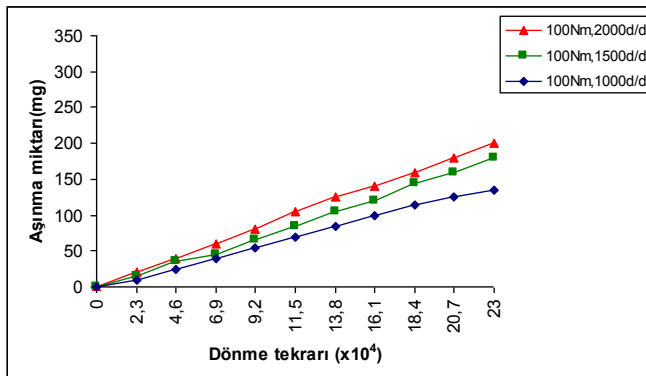
Şekil 6.12. 100 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı



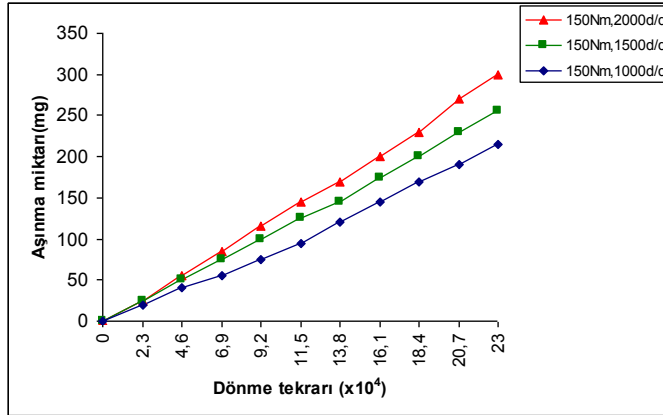
Şekil 6.13. 150 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı



Şekil 6.14. 50 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı



Şekil 6.15. 100 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı

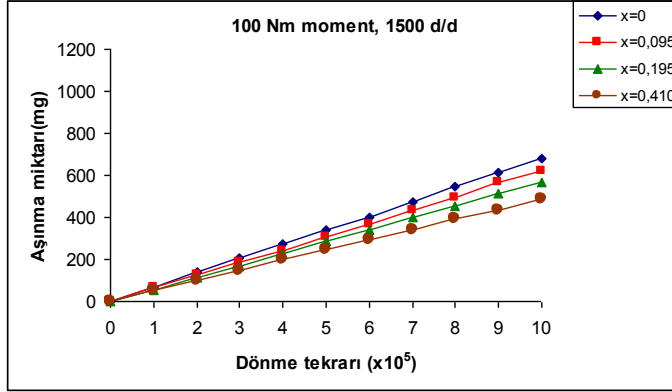


Şekil 6.16. 150 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı

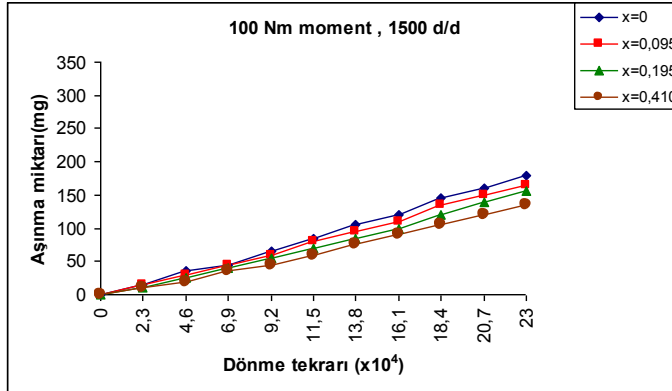
Küçük dişlilere ait aşınma miktarlarını gösteren Şekil 6.11 incelendiğinde, test düzeneğindeki motor hızı arttığı zaman küçük dişlideki aşınma miktarı değerinin arttığı görülmektedir. Örnek olarak, 50 Nm sabit burulma momenti ile yüklenmiş, motor hızı 1000 d/dak olan küçük dişlide $N=1 \times 10^6$ dönme tekrarı sonunda toplam aşınma miktarı motor hızı 1,5 katı arttırıldığında %27 artmış, motor hızı 2 katı arttırıldığında aşınma miktarı %80 artmıştır. Şekil 6.11, 12 ve 13 birlikte incelendiğinde, küçük dişli miline uygulanan burulma momenti arttığında küçük dişlide aşınma miktarı artmaktadır. Örnek olarak, küçük dişli miline uygulanan burulma momenti 50 Nm ve motor hızı 2000 d/dak olduğu durumda $N=1 \times 10^6$ dönme tekrarı sonunda küçük dişlideki toplam aşınma miktarı, burulma momenti 2 katı arttırıldığında %46 artmış, burulma momenti 3 katı arttırıldığında %114 artmıştır.

Çember dişlilere ait aşınma miktarlarını gösteren Şekil 6.14 incelendiğinde, test düzeneğindeki motor hızı arttığı zaman çember dişlideki aşınma miktarı değerinin arttığı görülmektedir. Örnek olarak, 50 Nm burulma momenti ile yüklenmiş, 1000d/dak motor hızında $N=2,3 \times 10^5$ dönme tekrarı sonunda motor hızı 1,5 katı arttırıldığında çember dişlide aşınma miktarı %23 artmış, motor hızı 2 katı arttırıldığında aşınma miktarı %56 artmıştır. Şekil 6.14, 15 ve 16 birlikte incelendiğinde, çember dişli miline uygulanan burulma momenti arttığında çember dişlide aşınma miktarı artmaktadır. Örnek olarak, çember dişli miline uygulanan

burulma momenti 50 Nm ve motor hızı 2000 d/dak olduğu durumda $N=2,3 \times 10^5$ dönme tekrarı sonunda çember dişlideki toplam aşınma miktarı burulma momenti 2 katı arttırıldığında %43 artmış, burulma momenti 3 katı arttırıldığında %110 artmıştır.



Şekil 6.17. 100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı

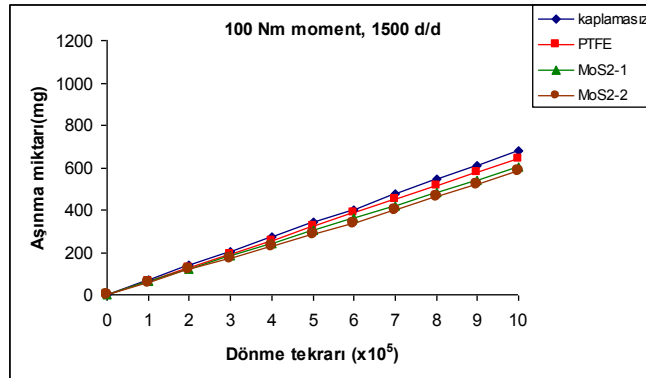


Şekil 6.18. 100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı

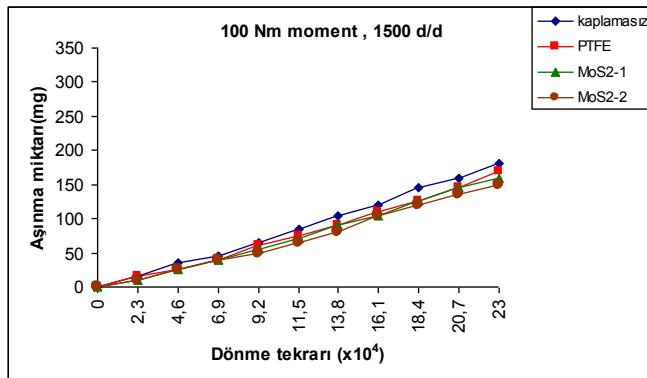
Şekil 6.17 ile 18 birlikte incelendiğinde hem küçük dişlide hem de çember dişli çarkta profil kaydırma miktarı arttıkça dişli çarklarda aşınma miktarı azalmaktadır. Dolayısıyla çember dişli çarklarda profil kaydırma işlemi yapmak uygundur. Küçük dişli çark çember dişli çarka göre 4,41 kat daha fazla dönme tekrarı yaptığı için aşınma miktarı küçük dişli çarkta daha fazla görülmektedir. Şekil 6.17'ye göre 100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, yüzey kaplaması bulunmayan

küçük dişli çarkta, $N=1 \times 10^6$ dönme tekrarı sonunda elektronik tartı ile ölçülen toplam aşınma miktarı, profil kaydırma miktarı $x_1=x_2=0,095$ olduğu durumda %9,2 azalmakta, profil kaydırma miktarı $x_1=x_2=0,195$ olduğu durumda %19,2 azalmakta ve profil kaydırma miktarı $x_1=x_2=0,410$ olduğu durumda %38,7 azalmaktadır.

Şekil 6.18'e göre 100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkta, $N=2,3 \times 10^5$ dönme tekrarı sonunda elektronik tartı ile ölçülen toplam aşınma miktarı, profil kaydırma miktarı $x_1=x_2=0,095$ olduğu durumda %9,1 azalmakta, profil kaydırma miktarı $x_1=x_2=0,195$ olduğu durumda %16,1 azalmakta ve profil kaydırma miktarı $x_1=x_2=0,410$ olduğu durumda %33,3 azalmaktadır.



Şekil 6.19. 100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, profil kaydırma yapılmamış küçük dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı



Şekil 6.20. 100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, profil kaydırma yapılmamış çember dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı

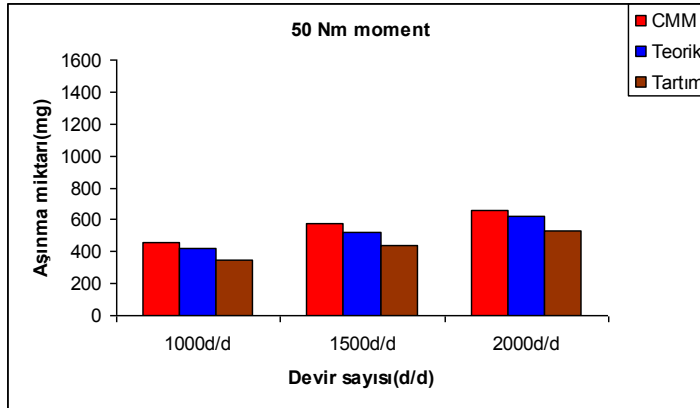
Şekil 6.19 ile 20 birlikte incelendiğinde hem küçük dişlinin hem de çember dişli çarkın diş profillerinde yüzey kaplama işlemi yapıldığında aşınma miktarı azalmaktadır. Dolayısıyla çember dişli çarkların diş profillerinin kaplama malzemesiyle kaplanması uygundur.

Şekil 6.19'a göre 100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, profil kaydırma yapılmamış küçük dişli çarkta, $N=1 \times 10^6$ dönme tekrarı sonunda elektronik tartı ile ölçülen toplam aşınma miktarı PTFE (Politrafloraetilen) kullanılarak diş profillerinde kaplama yapıldığında %5,8 azalmakta, MoS_2 (Poliamid bağlayıcılı) kullanılarak diş profillerinde kaplama yapıldığında %12,6 azalmakta ve MoS_2 (Epoksi bağlayıcılı) kullanılarak diş profillerinde kaplama yapıldığında toplam aşınma miktarı %16,7 azalmaktadır.

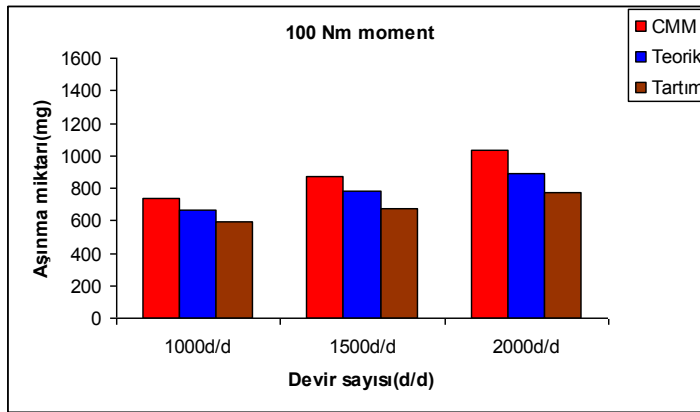
Şekil 6.20'ye göre 100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, profil kaydırma yapılmamış çember dişli çarkta, $N=2,3 \times 10^5$ dönme tekrarı sonunda elektronik tartı ile ölçülen toplam aşınma miktarı PTFE (Politrafloraetilen) kullanılarak diş profillerinde kaplama yapıldığında %5,7 azalmakta, MoS_2 (Poliamid bağlayıcılı) kullanılarak diş profillerinde kaplama yapıldığında %12,5 azalmakta ve MoS_2 (Epoksi bağlayıcılı) kullanılarak diş profillerinde kaplama yapıldığında toplam aşınma miktarı %15 azalmaktadır.

6.3. Teorik, CMM ve Tartım Sonuçlarının Karşılaştırılması

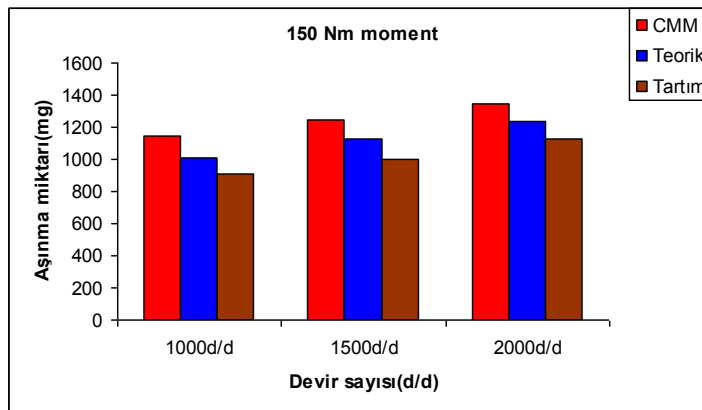
Matlab programıyla hesaplanması yapılan ve Bölüm 4'de verilen aşınma grafikleri ile üç boyutlu koordinat ölçüm cihazından alınan deneysel sonuçlardan oluşan grafiklerin (Şekil 6.1-10) altında kalan alan Matlab programı yardımıyla hesaplanarak küçük dişli ve çember dişli çarklarda oluşan aşınma miktarları elde edilmiştir. Küçük dişlinin her $N=1 \times 10^5$ dönme tekrarı sonunda küçük dişli ve çember dişli çarklar test cihazından çıkarılmış, temizlenmiş ve elektronik tartıda tartılmak suretiyle aşınma miktarları belirlenmiştir. Teorik olarak elde edilen aşınma miktarları, deneysel olarak elde edilen aşınma miktarları ve elektronik tartım sonucu elde edilen aşınma miktarları Şekil 6.21'den 30'a kadar olan grafiklerde verilmiştir.



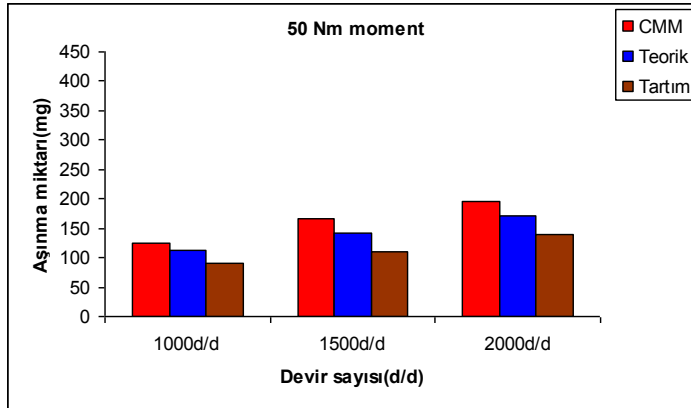
Şekil 6.21. 50 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması



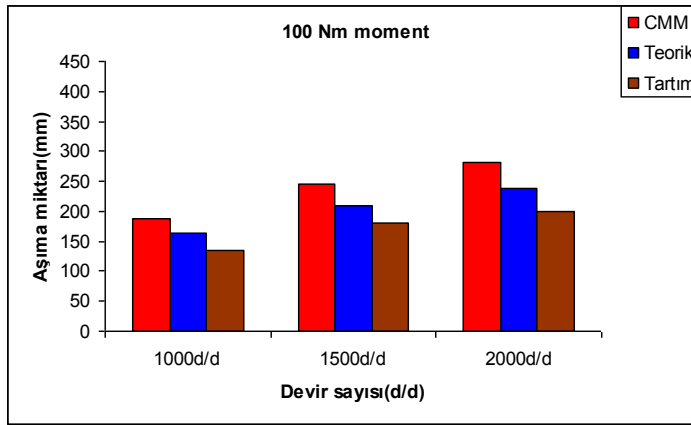
Şekil 6.22. 100 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması



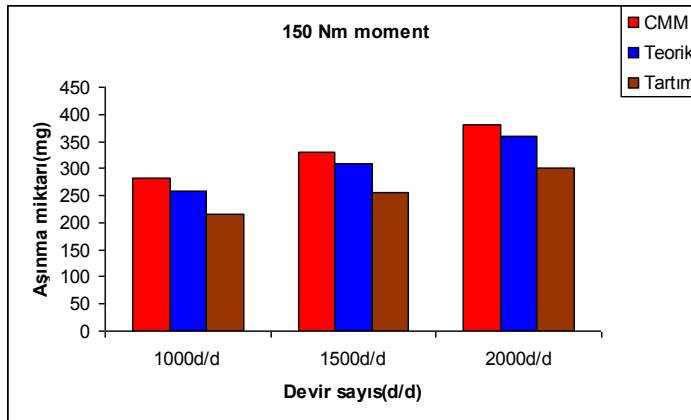
Şekil 6.23. 150 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması



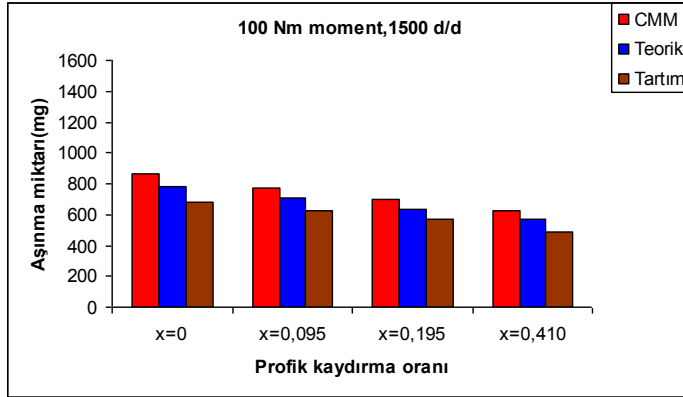
Şekil 6.24. 50 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması



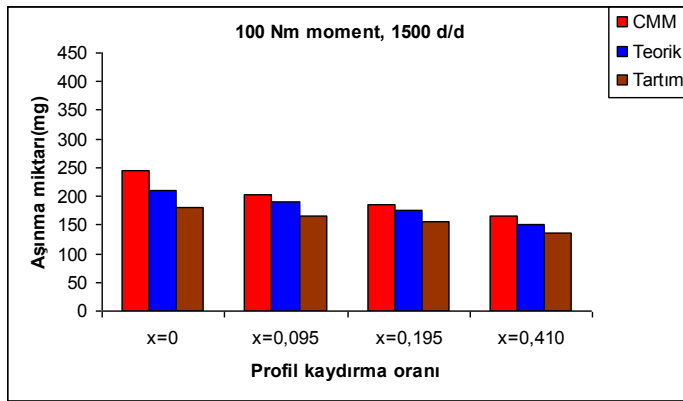
Şekil 6.25. 100 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması



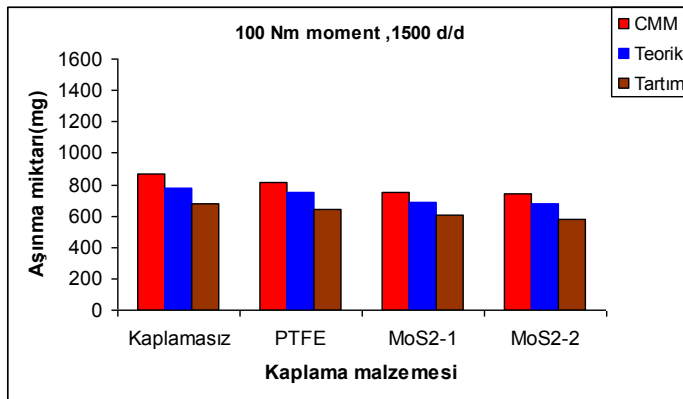
Şekil 6.26. 150 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması



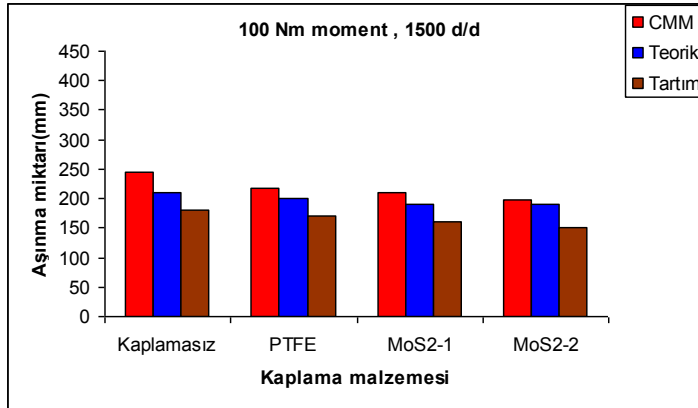
Şekil 6.27. 100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, yüzey kaplaması bulunmayan farklı profil kaydırma miktarları uygulanmış küçük dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması



Şekil 6.28. 100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, yüzey kaplaması bulunmayan farklı profil kaydırma miktarları uygulanmış çember dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması



Şekil 6.29. 100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, profil kaydırma yapılmamış farklı yüzey kaplama işlemleri uygulanmış küçük dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması grafiği



Şekil 6.30. 100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, profil kaydırma yapılmamış farklı yüzey kaplama işlemleri uygulanmış çember dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması grafiği

Şekil 6.21, 22 ve 23’de sırasıyla 50 Nm, 100 Nm ve 150 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması, Şekil 6.24, 25 ve 26’da sırasıyla 50 Nm, 100 Nm ve 150 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması, Şekil 6.27 ve 28’de 100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, yüzey kaplaması bulunmayan, farklı profil kaydırma miktarları uygulanmış küçük dişli ve çember dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması, Şekil 6.29 ve 30’da 100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, profil kaydırma yapılmamış, farklı yüzey kaplama işlemleri uygulanmış küçük dişli ve çember dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması verilmiştir. CMM, teorik ve elektronik tartı grafikleri incelendiğinde, çember dişli çarklara uygulanan burulma momenti arttığında toplam aşınma miktarları artmaktadır. Aşınma miktarları her üç durumda da (CMM, teorik, elektronik tartı) birbirinden çok farklı değildir. Bu da yapılan deneyler ile teorik çalışmanın uyum içinde olduğunu göstermektedir. Her üç durum birbiriyle karşılaştırılacak olursa en az aşınma miktarı elektronik tartı ile elde edilen sonuçlarda, daha sonra teorik olarak elde edilen sonuçlarda ve en fazla aşınma miktarı üç boyutlu koordinat ölçüm cihazıyla elde edilen sonuçlardadır. Elektronik tartı ile elde edilen sonuçların CMM ve teorik grafiklerden elde edilen aşınma miktarları değerlerinden daha düşük

çıkmasının nedeni olarak her deney aşamasından sonra temizleme işlemi yapılmış küçük dişli ve çember dişli çarkların üzerlerinde bir miktar yağ ve aşınan parçaların kalmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

50 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan küçük dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması grafiği olan Şekil 6.21 incelendiğinde, motor hızı arttığında, her üç durumda küçük dişlide aşınma miktarı artmaktadır. Örneğin 50 Nm burulma momenti için motor hızı 1000 d/dak.'dan 1500 d/dak.'ya çıkarıldığında küçük dişlide CMM ölçümleri ile elde edilen aşınma miktarlarına göre %26, teorik aşınma miktarlarına göre %24 ve ağırlık tartım yöntemiyle elde edilen aşınma miktarlarına göre %27 artış olmaktadır. Dönme tekrarı sayısı $N=1 \times 10^6$ için toplam aşınma miktarları esas alındığında her üç ölçme durumundaki aşınma miktarları arasındaki fark %3'ün altında kalmaktadır. Bu değerlendirmeler dikkate alındığında küçük dişli çark için her üç durumda ölçülen sonuçların uyumlu oldukları kabul edilebilir. Şekil 6.21, 22 ve 23 birlikte incelendiğinde küçük dişliye etki eden burulma momenti arttığında CMM, teorik ve elektronik tartıdan alınan sonuçlara göre aşınma miktarı artmaktadır.

50 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması grafiği olan Şekil 6.24 incelendiğinde, motor hızı arttığında, her üç durumda çember dişli çarkta aşınma miktarı artmaktadır. Örneğin 50 Nm burulma momenti için motor hızı 1000 d/dak.'dan 1500 d/dak.'ya çıkarıldığında çember dişlide CMM ölçümleri ile elde edilen aşınma miktarlarına göre %22, teorik aşınma miktarlarına göre %21 ve ağırlık tartım yöntemiyle elde edilen aşınma miktarlarına göre %23 artış olmaktadır. Dönme tekrarı sayısı $N=2,3 \times 10^5$ için toplam aşınma miktarları esas alındığında her üç ölçme durumundaki aşınma miktarları arasındaki fark %2'nin altında kalmaktadır. Bu değerlendirmeler dikkate alındığında çember dişli çark için her üç durumda ölçülen sonuçların uyumlu oldukları kabul edilebilir. Şekil 6.24, 25 ve 26 birlikte incelendiğinde çember dişli çarka etki eden burulma momenti arttığında CMM, teorik ve elektronik tartıdan alınan sonuçlara göre aşınma miktarı artmaktadır.

100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, yüzey kaplaması bulunmayan, farklı profil kaydırma miktarları uygulanmış küçük dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması grafiği olan Şekil 6.27 incelendiğinde, küçük dişli için profil kaydırma miktarı arttığında her üç durumda aşınma miktarının azaldığı görülmektedir. Örneğin, 100 Nm burulma momenti ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak olan küçük dişlide profil kaydırma miktarı $x_1=0,095$ olduğu durumda CMM ölçümleri ile elde edilen aşınma miktarlarına göre %10, teorik aşınma miktarlarına göre %11 ve ağırlık tartım yöntemiyle elde edilen aşınma miktarlarına göre %9 azalma olmaktadır. Dönme tekrarı sayısı $N=1 \times 10^6$ için toplam aşınma miktarları esas alındığında her üç ölçme durumundaki aşınma miktarları arasındaki fark %2'nin altında kalmaktadır. Bu değerlendirmeler dikkate alındığında küçük dişli için her üç durumda ölçülen sonuçların uyumlu oldukları kabul edilebilir.

100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, yüzey kaplaması bulunmayan, farklı profil kaydırma miktarları uygulanmış çember dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması grafiği olan Şekil 6.28 incelendiğinde, çember dişli çark için profil kaydırma miktarı arttığında her üç durumda aşınma miktarının azaldığı görülmektedir. Örneğin 100 Nm burulma momenti ile yüklenen, motor hızı 1500d/dak olan çember dişli çarkın profil kaydırma miktarı $x_1=0,095$ olduğu durumda CMM ölçümleri ile elde edilen aşınma miktarlarına göre %9, teorik aşınma miktarlarına göre %10 ve ağırlık tartım yöntemiyle elde edilen aşınma miktarlarına göre %8 azalma olmaktadır. Dönme tekrarı sayısı $N=2,3 \times 10^5$ için toplam aşınma miktarları esas alındığında her üç ölçme durumundaki aşınma miktarları arasındaki fark %2'nin altında kalmaktadır. Bu değerlendirmeler dikkate alındığında çember dişli çark her üç durumda ölçülen sonuçların uyumlu oldukları kabul edilebilir.

100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, profil kaydırma yapılmamış, farklı yüzey kaplama işlemleri uygulanmış küçük dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması grafiği olan Şekil 6.29 incelendiğinde, farklı yüzey kaplama malzemesi ile yüzeyi kaplanmış küçük dişli için her üç durumda aşınma miktarının azaldığı görülmektedir. Örneğin 100 Nm burulma momenti ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak olan küçük dişlinin yüzeyi PTFE ile kaplandığında CMM

ölçümleri ile elde edilen aşınma miktarlarına göre %6, teorik aşınma miktarlarına göre %5 ve ağırlık tartım yöntemiyle elde edilen aşınma miktarlarına göre %5,7 azalma olmaktadır. Dönme tekrarı sayısı $N=1 \times 10^6$ için toplam aşınma miktarları esas alındığında her üç ölçme durumundaki aşınma miktarları arasındaki fark %1'nin altında kalmaktadır. Bu değerlendirmeler dikkate alındığında küçük dişli için her üç durumda ölçülen sonuçların uyumlu oldukları kabul edilebilir.

100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak, profil kaydırma yapılmamış, farklı yüzey kaplama işlemleri uygulanmış çember dişli çarkın CMM, teorik ve tartım sonuçlarının karşılaştırılması grafiği olan Şekil 6.30 incelendiğinde, farklı yüzey kaplama malzemesi ile yüzeyi kaplanmış çember dişli çark için her üç durumda aşınma miktarının azaldığı görülmektedir. Örneğin 100 Nm burulma momenti ile yüklenen, motor hızı 1500 d/dak olan çember dişli çarkın diş profil yüzeyleri PTFE ile kaplandığında CMM ölçümleri ile elde edilen aşınma miktarlarına göre %5, teorik aşınma miktarlarına göre %4 ve ağırlık tartım yöntemiyle elde edilen aşınma miktarlarına göre %4,6 azalma olmaktadır. $N=2,3 \times 10^5$ dönme tekrarı sonunda aşınma miktarları esas alındığında her üç ölçme durumundaki aşınma miktarları arasındaki fark %1'nin altında kalmaktadır. Bu değerlendirmeler dikkate alındığında çember dişli çark için her üç durumda ölçülen sonuçların uyumlu oldukları kabul edilebilir.

7. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Çember dişli çarkların diş profillerinde oluşan aşınma derinliğinin diş profili boyunca değişimi teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Teorik çalışmalar için, dişli çarklarda kullanılan Aşınma Derinliği Denklemi [5] esas alınarak iç dişli çarklarda aşınma derinliğini veren bir denklem elde edilerek bir Matlab programı yazılmıştır. Çember dişli çark mekanizmalarında aşınma deneyleri yapmak amacıyla geliştirilen ve imal edilen kapalı devre güç dolaşım sistemi (FZG) isimli deney düzeneği ile aşınma deneyleri yapılmıştır. Diş profili boyunca aşınmanın nasıl değiştiğini incelemek amacıyla CMM (Coordinate Measuring Machines) üç boyutlu koordinat ölçüm cihazı ile küçük dişli ve çember dişli çarkın dişlerinin diş profilleri boyunca aşınma derinlikleri ölçülmüştür. Elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

1. Hem teorik hem de deneysel sonuçlara göre küçük dişlinin dişlerinde meydana gelen en büyük aşınma derinliği küçük dişlinin çember dişli çark dişleri ile kavramaya girdiği diş tabanı bölgesinde, çember dişli çarkın dişlerinde meydana gelen en büyük aşınma derinliği çember dişli çarkın küçük dişlinin dişleri ile kavramaya girdiği diş başı bölgesindedir. Dıştan temaslı dişli çarklarda ise küçük dişlinin dişlerinde meydana gelen en büyük aşınma derinliği küçük dişlinin (döndüren) büyük dişli çarkın (döndürülen) dişleri ile kavramaya girdiği diş tabanı bölgesinde, büyük dişli çarkın dişlerinde meydana gelen en büyük aşınma derinliği büyük dişli çarkın küçük dişlinin dişleri ile kavramadan çıktığı diş tabanı bölgesindedir [33,35].
2. Test dişlilerindeki küçük dişli çember dişliye göre daha fazla kavramaya girdiğinden aşınma miktarları küçük dişlilerde daha fazladır.
3. Çember dişlilerde motor hızı arttığı zaman aşınma derinliği artmaktadır. Motor hızı ile aşınma derinliği değerlerindeki artış düşük burulma momentlerinde daha büyük oranlardadır. 50 Nm burulma momenti için motor hızı 1,5 katı arttırıldığında aşınma derinliğindeki artış %15, motor hızı 2 katı arttırıldığında aşınma derinliğindeki artış %35 olmaktadır. 100 Nm burulma momenti için aynı hız

artışlarına karşılık gelen aşınma derinliği artışları %13,5 ve %29, 150Nm burulma momenti için ise %6 ve %17 şeklinde olmaktadır. Bulunan sonuçlar dış dişli çarklar ile yapılan çalışmalara [31,38,40] paraleldir.

4. Çember dişli çarklarda dişli miline uygulanan burulma momenti arttığında aşınma derinliği değerleri artmaktadır. Dişli miline uygulanan burulma momenti ile aşınma derinliği değerlerindeki artış düşük burulma momentlerinde bir miktar daha fazladır. 1000 d/dak motor hızı için burulma momenti 2 katı arttırıldığında aşınma derinliğindeki artış %43, burulma momenti 3 katı arttırıldığında aşınma derinliğindeki artış %99 olmaktadır. 1500 d/dak motor hızı için aynı burulma momenti artışlarına karşılık gelen aşınma derinliği artışları %41 ve %84, 2000 d/dak motor hızı için ise %36 ve %73 şeklinde olmaktadır. Bulunan sonuçlar dış dişli çarklar ile yapılan çalışmalara [39,42,47] paraleldir.

5. Çember dişli çarklarda artı profil kaydırma işlemi yapıldığında aşınma derinliği değerleri azalmaktadır. Aşınma derinliği değerleri profil kaydırma miktarı $x_1=x_2=0,095$ olduğu durumda %9,7 azalmakta, profil kaydırma miktarı $x_1=x_2=0,195$ olduğu durumda %21,4 azalmakta, ve profil kaydırma miktarı $x_1=x_2=0,410$ olduğu durumda %33 azalmaktadır. Teorik ve deneysel sonuçlara göre çember dişli çarklarda profil kaydırma işlemi yapmak aşınmayı azaltmak bakımından avantajlıdır. Burada dikkat edilmesi gereken husus dış dişli çarklarda aşınma ile ilgili yapılan çalışmalara göre [14,22] en fazla aşınma derinliği küçük dişli ve eş çalışan büyük dişli çarkın diş tabanında meydana gelmektedir. Bu nedenle eksenler arası mesafeyi değiştirmeden yapılan profil kaydırma işleminde küçük dişliye artı profil kaydırma işlemi uygulanırken eş çalışan büyük dişli çarka eksi profil kaydırma işlemi uygulanmaktadır. İç dişli çarklarda ise aynı eksenler arası mesafeyi değiştirmeden küçük ve çember dişli çarka artı profil kaydırma işlemi uygulanır.

6. Çember dişli çarklarda kaplama malzemesi kullanılarak diş profillerinde kaplama yapıldığında aşınma derinliği değerleri azalmaktadır. Aşınma derinliği değerleri PTFE (Politrafloaetilen) kullanılarak diş profillerinde kaplama yapıldığında %2,3 azalmakta, MoS₂ (Poliamid bağlayıcı) kullanılarak diş profillerinde kaplama

yapıldığında %12,3 azalmakta ve MoS_2 (Epoksi bağlayıcı) kullanılarak diş profillerinde kaplama yapıldığında %15,9 azalmaktadır. Teorik ve deneysel sonuçlara göre çember dişli çarklarda kaplama malzemesi kullanılarak diş profillerinde kaplama işlemi yapmak dişlerdeki aşınmayı azaltmak bakımından uygundur.

7. Dış dişli çarklar ile ilgili deneysel çalışmalarda dişli kutusuna, büyük dişli çarkın 2-3 modül değeri kadar yağ içerisine girmesini sağlayacak miktarda yağ doldurulması yeterli olmaktadır [35,54]. Çember dişli çark ile yapılan deneylerde ise çember dişlinin 2-3 modül kadar yağ içerisine girmesi dişlerin yağlanması bakımından yeterli olmamakta ve özellikle yüksek devirlerde dişlerdeki aşınma aniden artmakta ve diş yüzeyleri bozulmaktadır. Yapılan deneysel çalışmalarda iyi bir yağlama için çember dişlinin merkezine kadar yağ içerisinde olması gerektiği görülmüştür. Çember dişlinin yağ içerisine dalma miktarını yağlama ve aşınmaya etkileri bir başka araştırma konusu olabilir.

8. Dış dişli çarklarda kullanılan Aşınma Derinliği Denklemi [5] esas alınarak çember dişli çarklarda aşınma derinliğini veren bir denklem elde edilerek Matlab programı yazılmıştır. Bu program farklı motor hızlarında, burulma momentlerinde, profil kaydırma oranlarında ve kaplama malzemesi kullanıldığı durumlarda çalıştırılarak çember dişli çarkların aşınma derinliği değerleri teorik olarak belirlenebilmektedir. Aynı koşullarda deneysel çalışmalar yapılarak belirlenen aşınma derinliği değerleri ile teorik aşınma derinliği değerleri uyum içindedir. Çember dişli çarkların üretim aşamaları, deneylerin yapım süreleri ve her deney kademesinde çember dişli çarkların test düzeneğinden sökölüp ölçülmesi ve bir sonraki deneyin yapım süreleri dikkate alındığında çember dişli çarklarda oluşan aşınma derinliği değerlerini incelemek için elde edilen aşınma denklemi kullanılabilir.

KAYNAKLAR

1. Çakmak, S., “Dişli Çarklar”, *Arpaz Matbaacılık*, İstanbul, 4-5, (1980).
2. Drago, R., J., “Fundamentals of Gear Design”, *Butterworth Publishers*, USA, (1988).
3. Kutay, M., G., “Dişli Çarklar ve Redüktörleri”, *Birsan Yayınevi*, İstanbul, 1-54, (2006).
4. Tunalıoğlu, M., Ş., “Düz Dişli Çarklarda Scoring Oluşumunun Deneysel İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-3, (2005).
5. Archard, J., F., “Contact of Rubbing Flat Surfaces”, *Journal of Applied Physics*, 24: 981-988 (1953).
6. Townsend, D., P., “Dudley’s Gear Handbook”, *McGraw Hill Inc.*, New York, 235-239, (1962).
7. Akkurt, M., “Makina Elemanları Cilt II”, *Birsan Yayınevi*, İstanbul, (439-519) (2000).
8. Dudley, D., W., “Handbook of Practical Gear Design”, *Crc Press*, New York, 78-96, (1994).
9. Colvin, F., H., Stanley F., A., “Gear Cutting Practice”, *McGraw Hill Inc.*, New York and London, 1-105, (1937).
10. Cavdar, K., Karpat, F., Babalık, F., C., “Computer aided analysis of bending strength of involute spur gears with asymmetric profile”, *Journal of Mechanical Design*, 127 :477-484 (2005).
11. Eiff, H., V., Hirschmann, K., H., Lechner, G., “Influence of Gear Tooth Geometry on Tooth Stress of External and Internal Gears”, *Journal of Mechanical Design*, 112: 575-583 (1990).
12. Tong, B., S., Walton, D., “A computer design aid for internal spur and helical gears”, *Int. J. Mach. Tools Manufact.*, 27 (4): 479-489 (1987).
13. Tong, B., S., Walton, D., “The Optimization of Internal Gears”, *Int. J. Mach. Tools Manufact.*, 27 (4): 491-504 (1987).
14. Chong, T., H., Suzuki, T., Aida, T., Fujio, H., “Bending Stresses of Internal Spur Gear”, *Bulletin of JSME*, 25 (202): 679-686 (1982).

15. Oda, S., Miyachika, K., Araki, K., “Effects of Rim Thickness on Root Stress and Bending Fatigue Strength of Internal Gear Tooth”, ***Bulletin of JSME***, 27 (230): 1759-1764 (1984).
16. Hidaka, T., Ishida, T., Uchida, F., “Effects of Rim Thickness and Number of Teeth on Bending Strength of Internal Gear”, ***Bulletin of JSME***, 27 (223): 617-623 (1984).
17. Chong, T., H., Kubo, A., “Simple Stress Formulae for a Thin-Rimmed Spur Gear. Part 3: Examination of the Calculation Method and Stress State of Internal Spur Gear”, ***Journal of Mechanisms Transmissions and Automation in Design***, 107: 418–423 (1985).
18. Chong, T., H., Kubo, A., “Simple Stress Formulae for a Thin-Rimmed Spur Gear. Part 2: Tooth Fillet and Root Stress Calculation of a Thin-Rimmed Internal Spur Gear”, ***Journal of Mechanisms Transmissions and Automation in Design***, 107: 408-416 (1985).
19. Pintz, A., Kasuba, R., “Dynamic Load Factors in Internal Spur Gear Drives”, ***Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design***, 107: 424-429 (1985).
20. Oda, S., Miyachika, K., Sayama, T., “Effects of Rim and Web Thicknesses on Bending Fatigue Strength of Internal Gears”, ***Bulletin of JSME***, 29 (248): 586-592 (1986).
21. Chong, T., H., Katayama, N., Kubo, A., Yabe, H., “Tooth Fillet Stresses of Gear with Thin Rim. 4th Report: Approximation Formulae for Tooth Fillet and Root Stresses of Internal Spur Gear”, ***Bulletin of JSME***, 27 (224): 325-332 (1984).
22. Shunmugam, M., S., “Profile Deviations in Internal Gear Shaping”, ***Int. J. Mach. Tool Des. Res.***, 22 (1): 34-39 (1982).
23. Srinivasav, N., Shunmugan, M., S., “Limiting Conditions in Gear Shaping for Corrected Involute Gears”, ***International Journal of Machine Tool Design and Research***, 23 (2): 227-235 (1983).
24. Andrews, J., D., “A Finite Element Analysis of Bending Stresses Induced in Internal and External Involute Spur Gears”, ***Journal of Strain Analysis***, 26 (3):153-163 (1982).
25. Oda, S., Miyachika, K., “Practical Formula for True Root Stress of Internal Spur Gear Tooth”, ***Bulletin of JSME***, 29 (252):1934-1939 (1986).
26. Oda, S., Miyachika, K., “Practical Formula for Tooth Deflection of Internal Spur Gear”, ***Bulletin of JSME***, 29 (257): 3905-3910 (1986).

27. Savage, M., Rubadeux, K., L., “Bending Strength Model for Internal Spur Gear Teeth”, *Army Research Laboratory Technical Report ARL-TR-838*, 24-36, (2000).
28. Kapelevich, A., “Geometry and Design of Involute Spur Gears With Asymmetric Teeth”, *Mechanism and Machine Theory*, 35: 117-130 (2000).
29. Neale, M., J., “Tribology Handbook”, London, *Newnes-Butterworths*, 2nd edition, 22-113, (1975).
30. Aslantas, K., Taşgetiren, S., “A study of spur gear pitting formation and life prediction” *Wear*, 257:1167–1175, (2004).
31. Dhanasekaran, S., Gnanamoorthy R., “Gear tooth wear in sintered spur gears under dry running conditions”, *Wear*, xxx, xxx–xxx, Article in Press, (2007).
32. Mao, K., “Gear tooth contact analysis and its application in the reduction of fatigue wear”, *Wear*, 262:1281–1288, (2007).
33. Glodez, S., Winter, H., Stüwe, H., P., “A fracture mechanics model for the wear of gear flanks by pitting”, *Wear*, 208:177-183 (1997).
34. Krishnamurthi, R., “Influence Of Addendum Correction on the Surface Durability of Gears”, *Design Engineering Technical Conference*, 76-DET-65, (1976).
35. Tevruz. T., “Experimental Investigations On Scoring Of Gears And Calculation By Temperature Method”, *Wear*, 217:81-94, (1998).
36. Tunalıoğlu, M., Ş., Gemalmaz, N., Tuç, B., “Kaplamalı Düz Dişlilerde Scoring Sıcaklığının Deneysel Yolla İncelenmesi”, *UMES’07*, 703-706 (2007).
37. Andersson, S., “Partial EHD Theory and Initial Wear of Gears”, *Royal Institute of Technology*, Stockholm, 1-37, (1975).
38. Wu, S., Cheng, H., S., “Sliding Wear Calculation in Spur Gears”, *J. Tribol.*, 115: 493-500 (1993).
39. Flodin, A., “Wear of Spur and Helical Gears”, Doctoral Thesis, *Royal Institute of Technology*, Stockholm, (2000).
40. Flodin, A., Andersson, S., “Simulation of Mild Wear in Spur Gears”, *Wear*, 207: 16-23 (1997).
41. Flodin, A., Andersson, S., “Simulation of Mild Wear in Helical Gears”, *Wear*, 241: 123-128 (2000).

42. Pödra, P., Andersson, S., “Wear Simulation With the Winkler Surface Model”, ***Wear***, 207:79-85 (1997).
43. Flodin, A., Andersson, S., “A Simplified Model For Wear Prediction in Helical Gears”, ***Wear***, 249: 285-292 (2001).
44. Olofsson, U., “Fatigue Life Reduction Due to Wear in Boundary Lubricated Spherical Roller Thrust Bearings”, ***Wear***, 207: 74-78 (1997).
45. Olofsson, U., “Chracterisation of Wear in Boundary Lubricated Spherical Roller Thrust Bearings”, ***Wear***, 208: 194-203 (1997).
46. Olofsson, U., Andersson, S., Björklund, S., “Simulation of Mild Wear in Boundary Lubricated Spherical Roller Thrust Bearings”, ***Wear***, 241: 180-185 (2000).
47. Kahraman, A., Vijayakar, S.,M., “Effect of Internal Gear Flexibility on the Quasi-Static Behavior of a Planetary Gear Set”, ***Journal of Mechanical Design***, 123 (3): 408–415 (2001).
48. Mansfield, A., K., “Teeth of Internal Gears”, ***Journal of the Franklin Institute***, 103: 17-20 (1977).
49. Oda, S., Miyachika, K., Sayama, T., “Effects of Rim and Web Thicknesses on Bending Fatigue Strength of Intenal Gears”, ***Bulletin of JSME***, 29 (248): 586-592 (1986).
50. Yang, S. C., “Study on an internal gear with asymmetric involute teeth.”, ***Mechanism and Machine Theory***, 42 :977-994 (2007).
51. Litvin, F., L., Lian, Q., Kapelevich, A., L., “Asymmetric modified spur gear drives: reduction of noise, localization of contact, simulation of meshing and stres analysis”, ***Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering***, 188: 290-363 (2000).
52. Buckingham, E., “Manuel of Gear Design”, ***American Gear Manufacturers Association***, New York, 34-48, (1935).
53. Hidaka, T., Ishida, T., Uchida, F., “Effects of Addendum Modification Coefficient on Bending Strength of Internal Gear”, ***Bulletin of JSME***, 28: 329-336 (1985).
54. Terauchi, Y., Nagamura, K., Ikejo, K., “Study on Friction Loss of Internal Gear Drives”, ***JSME International Journal Series III***, 34: 106-113 (1991).

55. Chong, T., H., Katayama, N., Kubo, A., Yabe, H., “Tooth Fillet Stresses of Gear with Thin Rim. 5th Report: Tooth Fillet and Root Stresses of Internal Spur Gear Supported by Pinned Coupling”, *Bulletin of JSME*, 27 (226): 815-822 (1984).
56. Oda, S., Miyachika, K., “Practical Formula Compressive True Root Stress of Internal Spur Gear Tooth”, *JSME International Series III*, 31 (4): 796-801 (1988).
57. Jing, J., “An Analytical Theory of Gear Turning- Gear Skiving for Internal Spur Gears and Gear Generating for External Gears”, *Int. J. Mach. Tool Des. Res.*, 22 (2): 125-130 (1982).
58. Maiti, R., Roy, A., K., “Minimum Tooth Difference in Internal-External Involute Gear Pair”, *Mech. Mach. Theory*, 31 (4): 475-485 (1996).
59. İmrek, H., Düzcükoğlu, H., “Relation Between Wear and Tooth Width Modification in Spur Gears”, *Wear*, 262: 390-394 (2007).
60. Shunmugan, M., S., “Profile Deviations in Internal Gear Shaping”, *International Journal of Machine Tool Design and Research*, 22 (1): 31-39 (1982).
61. Bajpai, P., Kahraman, A., Anderson, N., E., “A surface wear model for parallel axis gear pairs”, *Journal of Tribology*, 126(3): 597-604 (2004).
62. Kahraman, A., Bajpai, P., Anderson, N., E., “Influence of tooth profile deviations on helical gear wear”, *Journal of Mechanical Design*, 127(4): 656-663.
63. Belevi, M., “Alın Dişli Çarklarda Pitting Dağılımının Deneysel İncelenmesi”, *Doktora Tezi*, Dokuz Eylül Üniversitesi, 4-26, (1987).
64. Ulukan, L., “Makina Elemanları-Tashihli Dişliler”, *İ.T.Ü. Makina Fakültesi*, İstanbul, 6-10,(1970).

EKLER

EK-1. İç ve Dış Dişli Çarkların Ana Boyutlarının Hesaplanması

1. Taksimat dairesi çapı (d_o)

$$d_{o1} = m.z_1$$

$$d_{o1} = 3.17 = 51\text{mm}$$

$$d_{o2} = m.z_2$$

$$d_{o2} = 3.75 = 225\text{mm}$$

2. Yuvarlanma dairesi çapı (d_b)

$$d_{b1} = d_{o1} + 2m$$

$$d_{b1} = 51 + 2.3 = 57\text{mm}$$

$$d_{b2} = d_{o2} - 2m$$

$$d_{b2} = 225 - 2.3 = 219\text{mm}$$

3. Taban dairesi çapı (d_t)

$$d_{t1} = (z_1 - 2.5).m$$

$$d_{t1} = (17 - 2.5).3 = 43.5\text{mm}$$

$$d_{t2} = (z_2 + 2.5).m$$

$$d_{t2} = (225 + 2.5).3 = 232.5\text{mm}$$

EK-1. (Devam) İç ve Dış Dişli Çarkların Ana Boyutlarının Hesaplanması

4. Standart kavrama açısı (α_o)

DIN 867'ye göre standart kavrama açısı 20° 'dir.

5. Temel dairesi çapı (d_g)

$$d_{g1} = d_{o1} \cos \alpha_o$$

$$d_{g1} = 51 \cos 20 = 47.92 \text{ mm}$$

$$d_{g2} = d_{o2} \cos \alpha_o$$

$$d_{g2} = 225 \cos 20 = 211.43 \text{ mm}$$

6. Eksenler arası mesafe (a)

$$a = m \cdot (z_2 - z_1) / 2$$

$$a = 3 \cdot (75 - 17) / 2 = 87 \text{ mm}$$

7. Diş adımı (t_0)

$$t_0 = \pi \cdot m$$

$$t_0 = \pi \cdot 3 = 9.42 \text{ mm}$$

8. Diş kalınlığı (s_0)

$$s_0 = t_0 / 2$$

EK-1. (Devam) İç ve Dış Dişli Çarkların Ana Boyutlarının Hesaplanması

$$s_0 = 9,42/2 = 4,71 \text{ mm}$$

9. Dış boşluğu (l_0)

$$l_0 = t_0/2$$

$$l_0 = 9,42/2 = 4,71 \text{ mm}$$

10. Dış yüksekliği (h)

$$h = 2.m$$

$$h = 2.3 = 6 \text{ mm}$$

11. Dış başı yüksekliği (h_b)

$$h_b = 1.m,$$

$$h_b = 1.3 = 3 \text{ mm}$$

12. Dış taban yüksekliği (h_t)

$$h_t = 1,2.m$$

$$h_t = 1,2.3 = 3,6 \text{ mm}$$

13. Dış tüm yüksekliği (h_z)

$$h_z = 2,2.m,$$

EK-1. (Devam) İç ve Dış Dişli Çarkların Ana Boyutlarının Hesaplanması

$$h_z=2,2.3=6,6\text{mm}$$

14. Çevrim oranı (i)

$$i=d_2/d_1=w_2/w_1=z_2/z_1,$$

$$i=75/17=4.41\text{mm}$$

15. Kavrama oranı(ε)

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{(d_{b1}^2 - d_{g1}^2)} - \sqrt{(d_{b2}^2 - d_{g2}^2)} + 2a \sin \alpha_0}{2\pi m \cos \alpha_0}$$

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{(57^2 - 47.92^2)} - \sqrt{(219^2 - 211.43^2)} + 2.87 \cdot \sin 20}{2\pi 3 \cos 20} = 1.879$$

16. Kavramaya giriş boyu(e₁)

$$e_1 = 1/2(\sqrt{d_{b1}^2 - d_{g1}^2}) - (d_1 \sin \alpha)/2$$

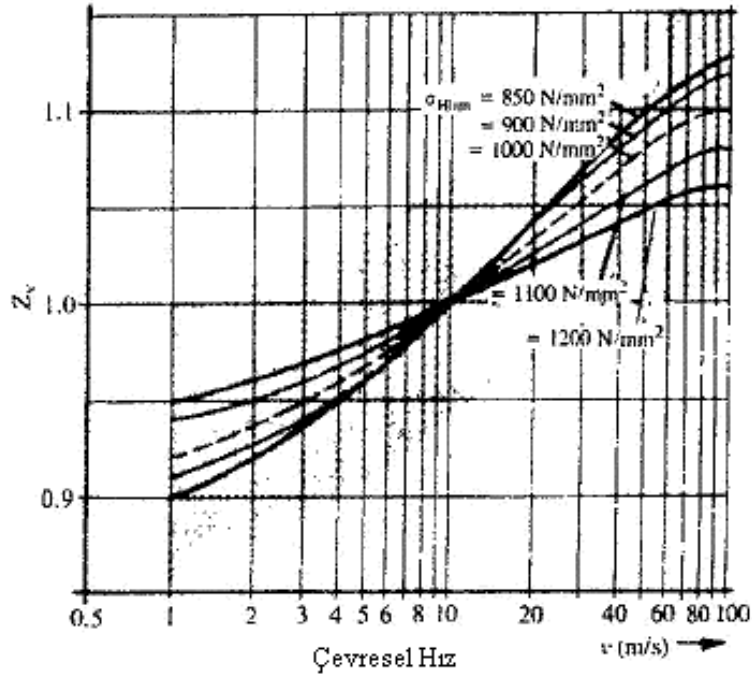
$$e_1 = 1/2(\sqrt{57^2 - 47.92^2}) - (51 \sin 20)/2 = 6.76\text{mm}$$

16. Kavramadan çıkış boyu(e₂)

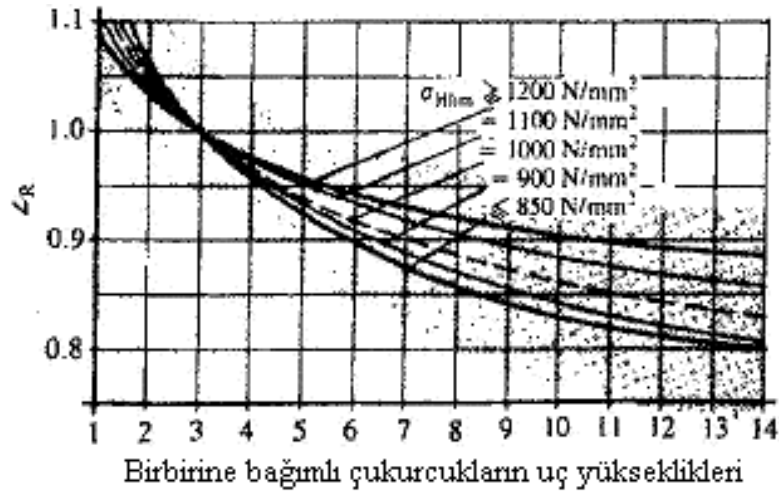
$$e_2 = (d_2 \sin \alpha)/2 - 1/2(\sqrt{d_{b2}^2 - d_{g2}^2})$$

$$e_2 = (225 \sin 20)/2 - 1/2(\sqrt{219^2 - 211.43^2}) = 9.71\text{mm}$$

EK-2. Yüzey Gerilmesi Hesabında Kullanılan Diyagramlar

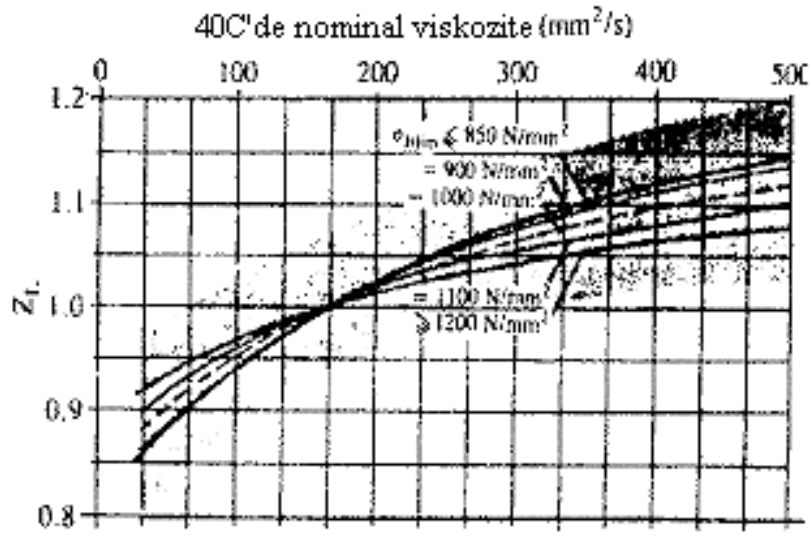


Cetvel 1 Hız Faktörü (Z_v)

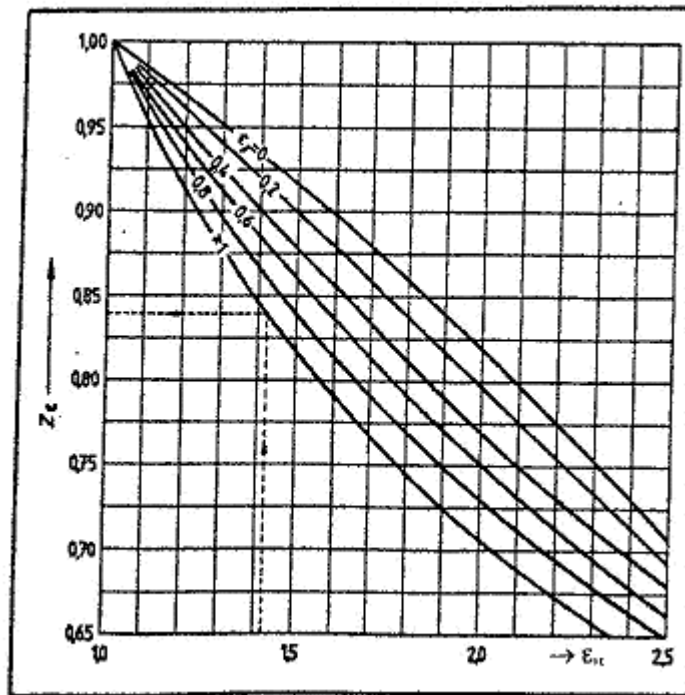


Cetvel 2 Yüzey Pürüzlülüğü Faktörü (Z_R)

EK-2. (Devam) Yüzey Gerilmesi Hesabında Kullanılan Diyagramlar



Cetvel 3 Yağlama Faktörü (Z_L)



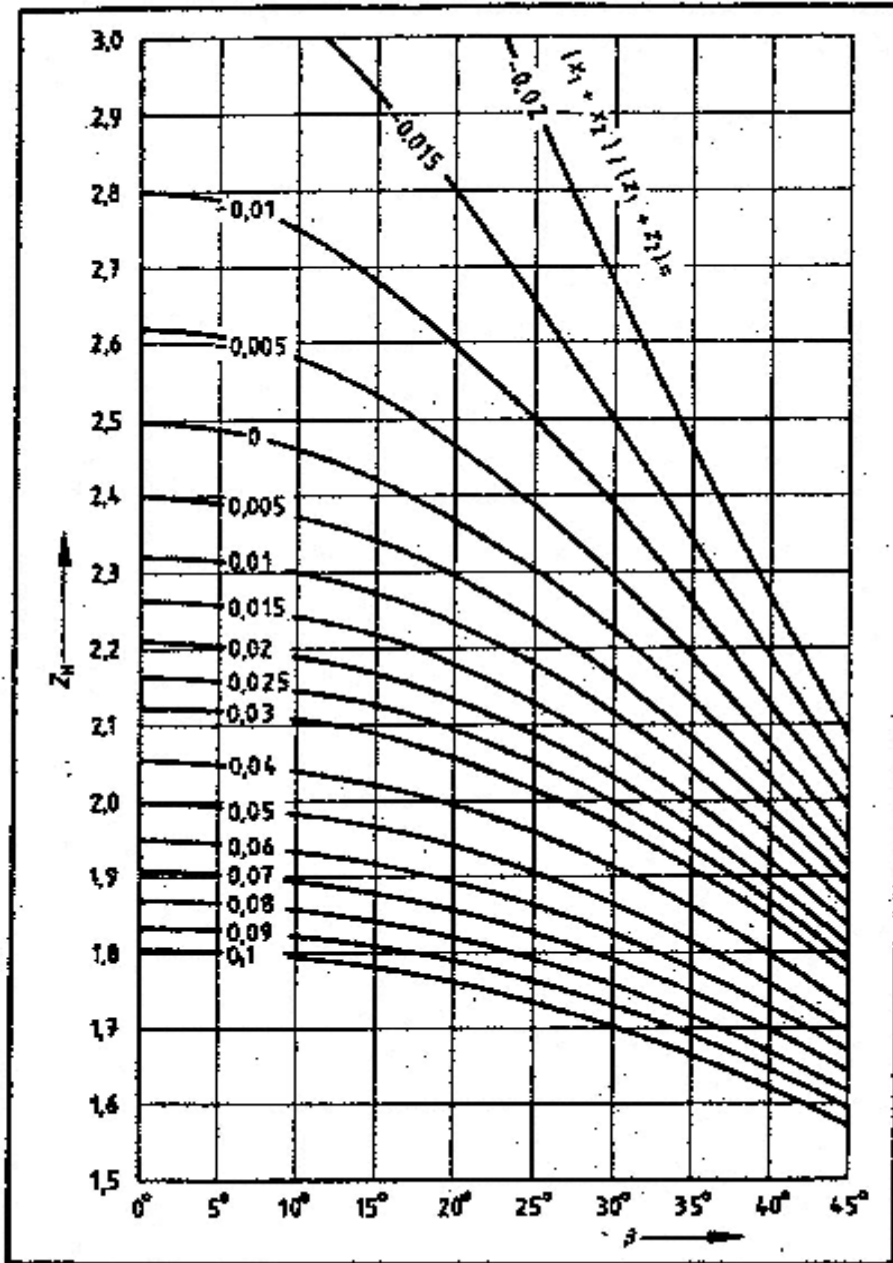
Cetvel 4 Bindirme Faktörü (Z_ϵ)

EK-2. (Devam) Yüzey Gerilmesi Hesabında Kullanılan Diyagramlar

İŞLEME TARZI	TAHRİK ŞEKLİ		
Tahrir Edilen Makina	Sabit Elektrik Motoru Buhar Türbini Hidrolik Motor	Hafif Darbeli Çok Silindürlü Yanmalı Motor	Orta Darbeli Tek Silindürlü Yanmalı Motor
Darbesiz Jeneratörler, Bandlı Konveyörler, Levhali Bandlar, Taşıma Helyezonları, Hafif Asansörler, Elektrikli Trenler, Takım Tezgahlarının Kızakları, Aspiratörler, Turbo Kompresörler, Sabit Yoğunluklar için Karıştırıcı ve Yoğurucular, Maksimum Kesme Momenti Oluşturan Presler	1,0 (1,25)	1,25 (1,50)	1,5 (1,75)
Orta Derecede Darbeli Takım Tezgahlarının Ana Motorları, Ağır Yük Asansörleri, Vinçlerin Döndürücüler, Maden Ocaklarının Aspiratörleri, Yoğunluğu Değişik Maddeler için, Karıştırıcı ve Yoğurucular, Çok Silindürlü Pistonlu Pompalar, Pompalar	1,25 (1,50)	1,5 (1,75)	1,75 (2,0)
Kuvvetli darbeliler için örneğin Presler, Makaslar, Kauçuk Yoğurucular, Haddehane ve Döküm Makinaları, Dozerler, Ağır Santrifüjler, Ağır Büyük Dağıtım Pompaları, Sondaj Makinaları, Briket Presleri	1,75 (2,0)	2,0 ve üzeri (2,25)	2,25 ve üzeri (2,5)

Cetvel 5. Çalışma Faktörü (K_0)

EK-2. (Devam) Yüzey Gerilmesi Hesabında Kullanılan Diyagramlar

Cetvel 6 Alın Faktörü (Z_H)

EK-2. (Devam) Yüzey Gerilmesi Hesabında Kullanılan Diyagramlar

α in °	.0	.1	.2	.3	.4	.5	.6	.7	.8	.9
11	0,0023941	0,0024607	0,0025285	0,0025975	0,0026678	0,0027394	0,0028123	0,0028865	0,0029620	0,0030389
12	0,0031171	0,0031966	0,0032775	0,0033598	0,0034434	0,0035285	0,0036150	0,0037029	0,0037923	0,0038831
13	0,0039754	0,0040692	0,0041644	0,0042612	0,0043595	0,0044593	0,0045607	0,0046636	0,0047681	0,0048742
14	0,0049819	0,0050912	0,0052022	0,0053147	0,0054290	0,0055448	0,0056624	0,0057817	0,0059028	0,0060254
15	0,0061498	0,0062760	0,0064039	0,0065337	0,0066652	0,0067985	0,0069337	0,0070706	0,0072095	0,0073501
16	0,007493	0,007637	0,007784	0,007932	0,008082	0,008234	0,008388	0,008544	0,008702	0,008863
17	0,009025	0,009189	0,009355	0,009523	0,009694	0,009868	0,010041	0,010217	0,010396	0,010577
18	0,010760	0,010946	0,011133	0,011323	0,011515	0,011709	0,011906	0,012105	0,012306	0,012509
19	0,012715	0,012923	0,013134	0,013346	0,013562	0,013779	0,013999	0,014222	0,014447	0,014674
20	0,014904	0,015137	0,015372	0,015609	0,015850	0,016092	0,016337	0,016585	0,016836	0,017089
21	0,017345	0,017603	0,017865	0,018129	0,018395	0,018665	0,018937	0,019212	0,019490	0,019770
22	0,020054	0,020340	0,020629	0,020921	0,021217	0,021514	0,021815	0,022119	0,022426	0,022736
23	0,023049	0,023365	0,023684	0,024006	0,024332	0,024660	0,024992	0,025326	0,025664	0,026005
24	0,026350	0,026697	0,027048	0,027402	0,027760	0,028121	0,028485	0,028852	0,029223	0,029598
25	0,029975	0,030357	0,030741	0,031130	0,031521	0,031917	0,032315	0,032718	0,033124	0,033534
26	0,033947	0,034364	0,034785	0,035209	0,035637	0,036069	0,036505	0,036945	0,037388	0,037835
27	0,038287	0,038742	0,039201	0,039664	0,040131	0,040602	0,041076	0,041556	0,042039	0,042526
28	0,043017	0,043513	0,044012	0,044516	0,045024	0,045537	0,046054	0,046575	0,047100	0,047630
29	0,048164	0,048772	0,049385	0,049992	0,050604	0,051221	0,051842	0,052467	0,053097	0,053732
30	0,054371	0,055006	0,055644	0,056285	0,056930	0,057579	0,058231	0,058886	0,059545	0,060207
31	0,060872	0,061536	0,062203	0,062873	0,063546	0,064222	0,064901	0,065582	0,066266	0,066953
32	0,067642	0,068334	0,069029	0,069727	0,070427	0,071129	0,071834	0,072541	0,073251	0,073963
33	0,074677	0,075392	0,076109	0,076829	0,077551	0,078275	0,079001	0,079729	0,080459	0,081191
34	0,081924	0,082657	0,083392	0,084129	0,084868	0,085609	0,086351	0,087095	0,087841	0,088589
35	0,089338	0,090091	0,090845	0,091601	0,092358	0,093116	0,093875	0,094636	0,095398	0,096161
36	0,096925	0,097694	0,098464	0,099236	0,100009	0,100783	0,101558	0,102334	0,103111	0,103889
37	0,104667	0,105446	0,106226	0,107007	0,107789	0,108572	0,109356	0,110141	0,110927	0,111714
38	0,112501	0,113288	0,114076	0,114865	0,115655	0,116446	0,117238	0,118031	0,118825	0,119620
39	0,120414	0,121209	0,122005	0,122802	0,123600	0,124400	0,125201	0,126003	0,126806	0,127610
40	0,128414	0,129220	0,130027	0,130835	0,131644	0,132454	0,133265	0,134077	0,134890	0,135704
41	0,136518	0,137333	0,138149	0,138966	0,139784	0,140603	0,141423	0,142244	0,143066	0,143889
42	0,144712	0,145536	0,146361	0,147187	0,148014	0,148842	0,149671	0,150501	0,151332	0,152164
43	0,152996	0,153829	0,154663	0,155498	0,156334	0,157171	0,158009	0,158848	0,159688	0,160529
44	0,161370	0,162212	0,163055	0,163899	0,164744	0,165590	0,166437	0,167285	0,168134	0,168984
45	0,169834	0,170685	0,171536	0,172388	0,173241	0,174095	0,174950	0,175806	0,176663	0,177521
46	0,178379	0,179238	0,180098	0,180959	0,181821	0,182684	0,183548	0,184413	0,185279	0,186146
47	0,187014	0,187881	0,188749	0,189618	0,190488	0,191359	0,192231	0,193104	0,193978	0,194853
48	0,195728	0,196604	0,197481	0,198359	0,199238	0,200118	0,201000	0,201883	0,202767	0,203652
49	0,204538	0,205425	0,206313	0,207202	0,208092	0,208984	0,209877	0,210771	0,211667	0,212564
50	0,213462	0,214361	0,215261	0,216162	0,217064	0,217967	0,218871	0,219777	0,220684	0,221592

Cetvel 7. Evolvent Fonksiyonu

Dış dişliler $\alpha_0 = 20^\circ$, $y = 1$											İç Dişliler $\alpha_0 = 20^\circ$, $x = z$		
	Negatif profil kaydırma					Sıfır Dişlileri	Pozitif profil kaydırma						
x/z	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0	+0.1	+0.2	+0.3	+0.4	+0.5	z	q
10							4.33	3.68	3.27	3.02	2.87	20	1.70
12						4.75	3.84	3.37	3.06	2.88	2.79	24	1.80
15					4.55	3.90	3.45	3.15	2.92	2.78	2.70	30	1.90
20			4.85	4.23	3.76	3.37	3.12	2.92	2.76	2.66	2.60	38	2.00
25	4.90	4.44	4.04	3.71	3.41	3.17	2.98	2.82	2.69	2.60	2.55	50	2.10
30	4.13	3.87	3.64	3.45	3.24	3.05	2.89	2.75	2.64	2.56	2.52	60	2.15
35	3.83	3.65	3.45	3.29	3.12	2.97	2.82	2.70	2.60	2.54	2.49	70	2.20
40	3.68	3.51	3.34	3.18	3.04	2.90	2.77	2.66	2.57	2.52	2.47	100	2.30
50	3.47	3.32	3.17	3.03	2.91	2.80	2.69	2.60	2.53	2.48	2.44	130	2.35
60	3.34	3.20	3.07	2.95	2.83	2.83	2.64	2.57	2.50	2.46	2.42	160	2.38
80	3.14	3.02	2.92	2.81	2.70	2.70	2.57	2.51	2.46	2.42	2.39	180	2.39
100	3.02	2.91	2.82	2.72	2.64	2.64	2.53	2.48	2.43	2.40	2.38	200	2.40
150	2.84	2.76	2.69	2.62	2.55	2.55	2.46	2.43	2.39	2.37	2.36	=	2.50

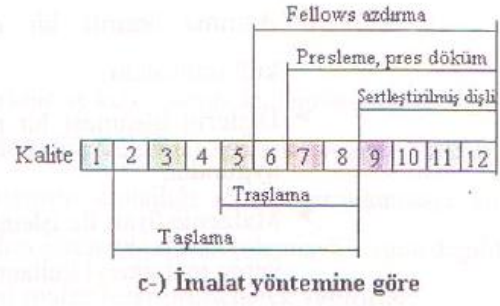
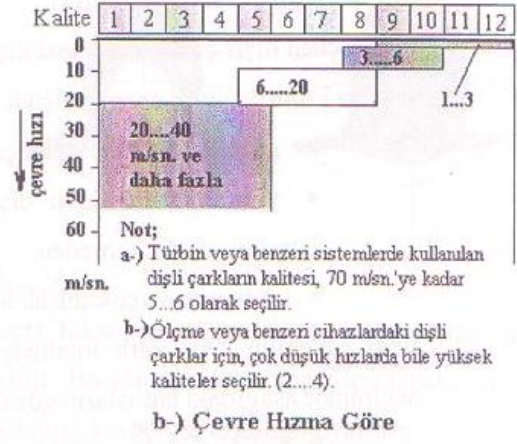
Cetvel 8. Diş şekil faktörleri

EK-2. (Devam) Yüzey Gerilmesi Hesabında Kullanılan Diyagramlar

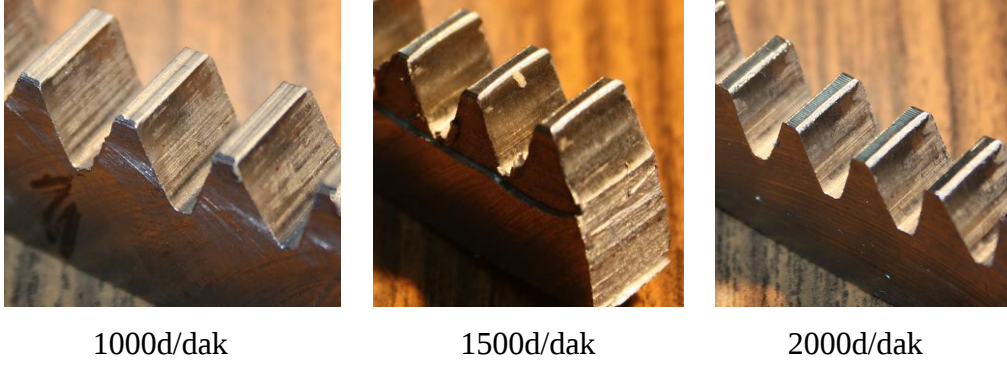
Malzeme	Malzeme sembolü	Isıl işleri	Kopma muk. σ_K (daN/mm ²)	Akma sınırı σ_{AK} (daN/mm ²)	Brin sert. HB, daN/mm ²	Düşünceler
Çelik (TGL 14315)	GS-50.1 GS-60.1	Tavllanmış	50 60	26 32	150 175	
Makine çeliği (TGL 7960)	St 42 St 50 St 60 St 70	Tavllanmış	42...52 50...62 60...72 70...85	24 28 32 35	125 150 180 208	
İslah çelikleri (TGL 6547)	C 45 C 60 37MnSi 5 37MnSi 5 34Cr4 42 CrMo 4	İslah edilmiş	60...72 70...85 70...85 80...95 80...95 90...105	36 44 45 55 55 70	185 210 220 260 260 340	Hafif nitras- yon yoluyla yan yüzeyle- rin mukavemeti arttırılmış
Sementasyon çeliği (TGL 6546)	C 10 C 15 16MnCr 5 15CrNi 6 20 MnCr 5 20 MoCr 5 18 CrNi 8	Sertleştirilmiş	42...55 50...65 80...110 90...120 100...130 110...120 120...145	25 30 60 65 70 - 80	590 637 650 650 650 650 650	σ_B ve σ_{AK} için verilen değer- ler çekirdek için geçerlidir
Alev veya in- duksiyonla sert. çelik (TGL 6773)	C 45 37MnSi 5 40Cr 4	Sertleştirilmiş	65...80 90...105 90...105	40 65 65	595 560 587	gaz ile karbürle- miş
Sıyanür banyosunda sert.çelik	40Cr 4 37MnSi 5	Sertleştirilmiş	140...180 150...190	- 100...125	595 550	
Lamel grafitli dökme demir (TGL 14400)	GGL-20 GGL-25	-	20 25	-	170 210	
Küresel graf. dök. dem. (TGL 8189)	GGG-45 GGG-50 GGG-60		45 50 60	35 35 42	170 200 230	

Cetvel 9. Dişli Çark Malzemeleri

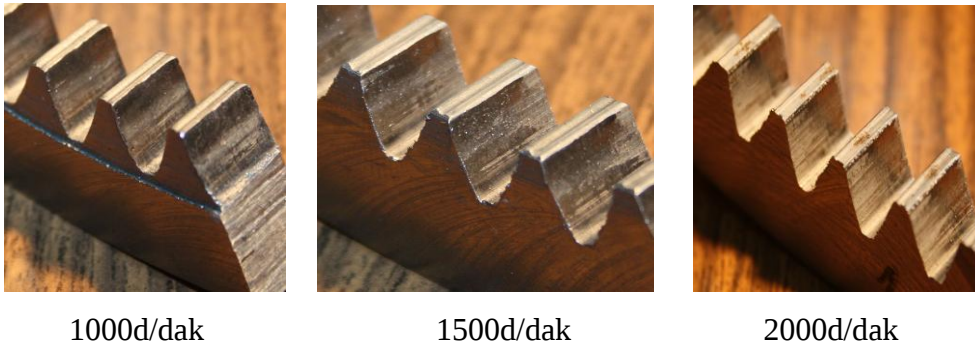
EK-3. Dişli Çark Kaliteleri



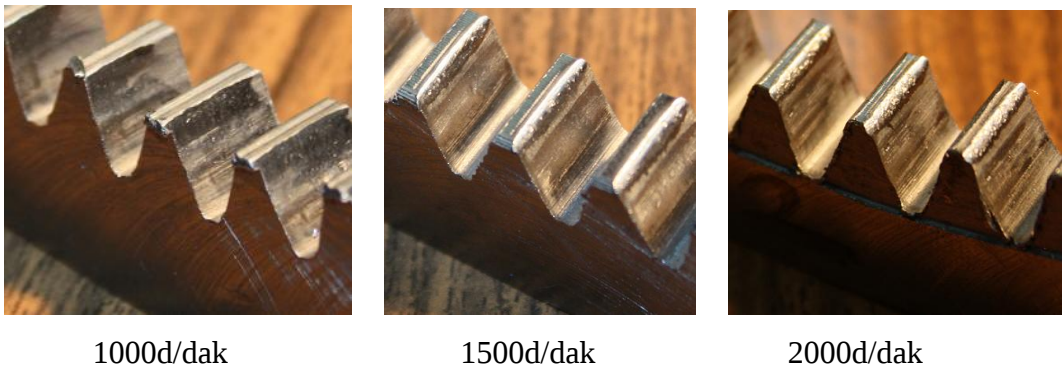
EK-4. Dişli Çarkların Fotoğraf Çekimleri



Şekil 1. 50 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın makro fotoğraf çekimleri



Şekil 2. 100 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın makro fotoğraf çekimleri



Şekil 3. 150 Nm moment ile yüklenen, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın makro fotoğraf çekimleri

EK-4. (Devam) Dişli Çarkların Fotoğraf Çekimleri



$$x_1=x_2=0,095$$



$$x_1=x_2=0,195$$



$$x_1=x_2=0,410$$

Şekil 4. 100 Nm burulma momenti ile yüklenen, motor hızı 1500 d/d, yüzey kaplaması bulunmayan çember dişli çarkın makro fotoğraf çekimleri



PTFE



MoS₂ (Poli. bağl.)



MoS₂ (Epo. bağl.)

Şekil 5. 100 Nm burulma momenti ile yüklenen, motor hızı 1500 d/d, profil kaydırma yapılmamış çember dişli çarkın makro fotoğraf çekimleri

EK-5. İç Dişli Çarkların Optik Mikroskop Görüntüleri



(a) Diş başı bölgesi



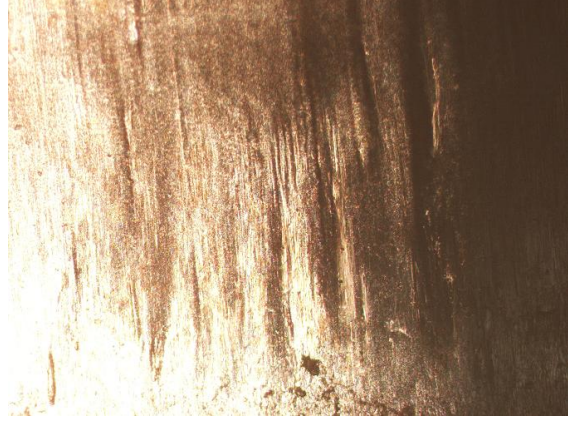
(b) Bölüm dairesi bölgesi



(c) Diş dibi bölgesi

Şekil 1. 50 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/d, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan iç dişli çarkın optik mikroskop görüntüleri (zoom X100)

EK-5. (Devam) İç Dişli Çarkların Optik Mikroskop Görüntüleri



(a) Diş başı bölgesi



(b) Bölüm dairesi bölgesi



(c) Diş dibi bölgesi

Şekil 2. 100 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/d, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan iç dişli çarkın optik mikroskop görüntüleri (zoom X100)

EK-5. (Devam) İç Dişli Çarkların Optik Mikroskop Görüntüleri



(a) Diş başı bölgesi



(b) Bölüm dairesi bölgesi



(c) Diş dibi bölgesi

Şekil 3. 150 Nm moment ile yüklenen, motor hızı 1500 d/d, profil kaydırma yapılmamış, yüzey kaplaması bulunmayan iç dişli çarkın optik mikroskop görüntüleri (zoom X100)

EK-6. Örnek CMM Ölçümü

	PART NAME : GAZI ARASTIRMA-BUYUK DISLI 5 AD		May 10, 2010	14:17
	REV NUMBER :	SER NUMBER :	STATS COUNT : 1	

DIM LOC1= LOCATION OF POINT PNT1 UNITS=MM

AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	-6.7697	-6.7697	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-114.6314	-114.6314	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9923	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0077	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC2= LOCATION OF POINT PNT2 UNITS=MM

AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	-6.5067	-6.5067	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-114.0921	-114.0921	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-26.0026	-26.0000	0.0500	0.0500	-0.0026	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC3= LOCATION OF POINT PNT3 UNITS=MM

AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	-6.3420	-6.3420	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-113.7645	-113.7645	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9921	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0079	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC4= LOCATION OF POINT PNT4 UNITS=MM

AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	-6.1211	-6.1211	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-113.2987	-113.2987	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9963	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0037	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC5= LOCATION OF POINT PNT5 UNITS=MM

AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	-5.9179	-5.9179	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-112.8727	-112.8727	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9961	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0039	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC6= LOCATION OF POINT PNT6 UNITS=MM

AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	-5.6682	-5.6682	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-112.3500	-112.3500	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9990	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0010	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC7= LOCATION OF POINT PNT7 UNITS=MM

AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	-5.4952	-5.4952	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-111.9261	-111.9261	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9969	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0031	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC8= LOCATION OF POINT PNT8 UNITS=MM

AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	-5.2886	-5.2886	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-111.4331	-111.4331	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9903	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0097	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC9= LOCATION OF POINT PNT9 UNITS=MM

AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	-5.1260	-5.1260	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-111.0104	-111.0104	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-26.0020	-26.0000	0.0500	0.0500	-0.0020	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC10= LOCATION OF POINT PNT10 UNITS=MM

AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	-4.9409	-4.9409	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-110.5226	-110.5226	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-26.0019	-26.0000	0.0500	0.0500	-0.0019	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC11= LOCATION OF POINT PNT11 UNITS=MM

AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	-4.7855	-4.7855	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-110.1012	-110.1012	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-26.0048	-26.0000	0.0500	0.0500	-0.0048	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

EK-6. (Devam) Örnek CMM Ölçümü

AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	-1.3662	-1.3662	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-112.2115	-112.2115	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9925	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0075	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC25= LOCATION OF POINT PNT25 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	-1.2072	-1.2072	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-112.6806	-112.6806	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9971	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0029	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC26= LOCATION OF POINT PNT26 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	-1.0226	-1.0226	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-113.1565	-113.1565	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9962	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0038	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC27= LOCATION OF POINT PNT27 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	-0.8248	-0.8248	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-113.6301	-113.6301	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9913	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0087	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC28= LOCATION OF POINT PNT28 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	-0.6329	-0.6329	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-114.0481	-114.0481	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9951	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0049	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC29= LOCATION OF POINT PNT29 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	-0.4357	-0.4357	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-114.5463	-114.5463	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9988	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0012	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC30= LOCATION OF POINT PNT30 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	-0.2417	-0.2417	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-115.0328	-115.0328	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-26.0011	-26.0000	0.0500	0.0500	-0.0011	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC31= LOCATION OF POINT PNT31 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	-0.0537	-0.0537	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-115.4475	-115.4475	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9918	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0082	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC32= LOCATION OF POINT PNT32 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	0.1820	0.1820	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-115.9028	-115.9028	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9907	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0093	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC33= LOCATION OF POINT PNT33 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	0.4992	0.4992	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-116.3188	-116.3188	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9951	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0049	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC34= LOCATION OF POINT PNT34 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	0.8071	0.8071	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-116.5062	-116.5062	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9906	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0094	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC35= LOCATION OF POINT PNT35 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	1.4630	1.4630	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-116.5213	-116.5213	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9972	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0028	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC36= LOCATION OF POINT PNT36 UNITS=MM						
---	--	--	--	--	--	--

EK-6. (Devam) Örnek CMM Ölçümü

AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	1.8923	1.8923	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-116.4603	-116.4603	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9953	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0047	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC37= LOCATION OF POINT PNT37 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	2.2663	2.2663	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-116.1392	-116.1392	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9977	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0023	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC38= LOCATION OF POINT PNT38 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	2.5052	2.5052	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-115.6947	-115.6947	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9945	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0055	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC39= LOCATION OF POINT PNT39 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	2.7190	2.7190	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-115.2156	-115.2156	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9919	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0081	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC40= LOCATION OF POINT PNT40 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	2.9017	2.9017	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-114.7651	-114.7651	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9994	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0006	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC41= LOCATION OF POINT PNT41 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	3.0853	3.0853	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-114.3124	-114.3124	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9995	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0005	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC42= LOCATION OF POINT PNT42 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	3.2686	3.2686	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-113.8614	-113.8614	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-26.0017	-26.0000	0.0500	0.0500	-0.0017	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC43= LOCATION OF POINT PNT43 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	3.4509	3.4509	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-113.4041	-113.4041	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9997	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0003	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC44= LOCATION OF POINT PNT44 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	3.6256	3.6256	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-112.9207	-112.9207	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-26.0040	-26.0000	0.0500	0.0500	-0.0040	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC45= LOCATION OF POINT PNT45 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	3.7866	3.7866	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-112.4483	-112.4483	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-26.0093	-26.0000	0.0500	0.0500	-0.0093	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC46= LOCATION OF POINT PNT46 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	3.9462	3.9462	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-111.9265	-111.9265	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-26.0078	-26.0000	0.0500	0.0500	-0.0078	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC47= LOCATION OF POINT PNT47 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	4.0608	4.0608	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-111.5088	-111.5088	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-26.0083	-26.0000	0.0500	0.0500	-0.0083	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC48= LOCATION OF POINT PNT48 UNITS=MM						
---	--	--	--	--	--	--

EK-6. (Devam) Örnek CMM Ölçümü

AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	4.2172	4.2172	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-110.9481	-110.9481	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-26.0037	-26.0000	0.0500	0.0500	-0.0037	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC49= LOCATION OF POINT PNT49 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	4.3329	4.3329	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-110.4859	-110.4859	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-26.0052	-26.0000	0.0500	0.0500	-0.0052	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC50= LOCATION OF POINT PNT50 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	4.4614	4.4614	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-109.9997	-109.9997	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-25.9997	-26.0000	0.0500	0.0500	0.0003	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

DIM LOC51= LOCATION OF POINT PNT51 UNITS=MM						
AX	MEAS	NOMINAL	+TOL	-TOL	DEV	OUTTOL
X	4.5940	4.5940	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Y	-109.5261	-109.5261	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----
Z	-26.0060	-26.0000	0.0500	0.0500	-0.0060	0.0000 ---#----
T	0.0000	0.0000	0.0500	0.0500	0.0000	0.0000 ---#----

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : TUNALIOĞLU, Mert Şafak
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 07.08.1976 Amasya
 Telefon : 0 (312) 582 34 30
 Faks : 0 (312) 231 98 10
 e-mail : tunalioglu@gazi.edu.tr.

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Doktora	Gazi Üniversitesi/Makina Müh.	
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi/Makina Müh.	2005
Lisans	Süleyman Demirel Üni./Makina Müh.	2001
Lise	Çorum Anadolu Lisesi	1994

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2008-....	Gazi Üniversitesi	Arş. Grv.
2003-2008	Hitit Üniversitesi	Arş. Grv.

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1. Tunaloğlu, M., Ş., Gemalmayan, N., Tuç, B., ‘‘Kaplmalı düz dişlilerde scoring sıcaklığının deneysel yolla incelenmesi’’, UMES’07, 703-706, (2007).

Hobiler

Basketbol, Şiir, Balık Tutmak