

154042

T. C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**METALİK DÜZ DİŞLİ ÇARKLARDA DİŞ GENİŞLİK
MODİFİKASYONU İLE AŞINMA ARASINDAKİ İLİŞKİNİN
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

**Behiye KÜÇÜKÇONGAR
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
Konya, 2004**

T.C
SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**METALİK DÜZ DİŞLİ ÇARKLARDA DIŞ GENİŞLİK MODİFİKASYONU
İLE AŞINMA ARASINDAKİ İLİŞKİNİN DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ**

Behiye KÜÇÜKÇONGAR

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE ANABİLİM DALI

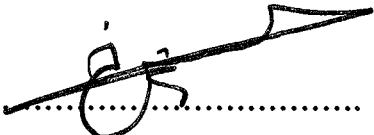
T.C
SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**METALİK DÜZ DİŞLİ ÇARKLARDA DİŞ GENİŞLİK MODİFİKASYONU
İLE AŞINMA ARASINDAKİ İLİŞKİNİN DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ**

Behiye KÜÇÜKÇONGAR

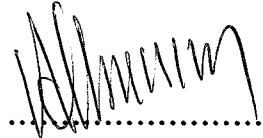
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE ANABİLİM DALI

Bu tez 22.07.2004 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/oyçokluğu ile kabul edilmiştir.



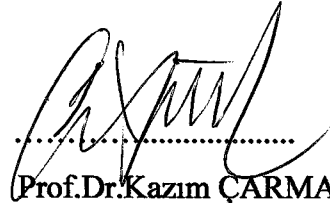
Yrd.Doç.Dr. Hüseyin İMREK

Danışman



Prof.Dr.Ali ÜNÜVAR

Üye



Prof.Dr.Kazım ÇARMAN

Üye

ÖZET**Yüksek Lisans Tezi****METALİK DÜZ DİŞLİ ÇARKLARDA DİŞ GENİŞLİK MODİFİKASYONU
İLE AŞINMA ARASINDAKİ İLİŞKİNİN DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ****Behiye KÜÇÜKÇONGAR****Selçuk Üniversitesi****Fen Bilimleri Enstitüsü****Makine Anabilim Dalı****Danışman: Yrd.Doç.Dr. Hüseyin İMREK****2004, 82 Sayfa****Jüri: Yrd.Doç.Dr. Hüseyin İMREK****Prof.Dr.Ali ÜNÜVAR****Prof.Dr.Kazım ÇARMAN**

Bu çalışmada, düz dişli çarkların diş profili üzerinde tek diş ve çift diş kavrama durumlarında oluşan yük dağılım farklılığının aşınmaya olan etkisi incelenmiştir. Bu yük dağılımının etkisini ortadan kaldırmak için düz dişli çarklarda diş genişlik modifikasyonu yapılmıştır. Deneysel çalışmalarda, pirinç malzemenin imal edilmiş modifiye edilmiş düz dişli çarklar ve modifiye edilmemiş düz dişli çarkların aşınması değişik yük kademelerinde incelenmiştir.

Elde edilen sonuçlara göre, modifiye edilmemiş dişli çarklarda modifiye edilmiş dişli çarklara göre çok daha fazla miktarda aşınma gerçekleşmektedir. Bunun yanı sıra modifiye edilmemiş dişin profili deney sonunda ilk şekline göre farklılık gösterirken modifiye edilmiş dişin profilinde fazla bir değişiklik olmamaktadır.

Anahtar Kelimeler: düz dişli, aşınma, modifikasyon, dişli çarklar

ABSTRACT**Master Thesis****EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF RELATION BETWEEN TOOTH
WIDTH MODIFICATION AND WEAR IN METALIC SPUR GEAR****Behiye KÜÇÜKÇONGAR****Selçuk University****Graduate School of Natural and Applied Sciences****Department of Mechanical Engineering****Supervisor: Assist.Prof.Dr. Hüseyin İMREK****2004, 82 Pages****Jury: Prof.Dr.Ali ÜNÜVAR****Prof.Dr.Kazım ÇARMAN****Asist.Prof.Dr. Hüseyin İMREK**

In this study the effect of the load variations on wear has been investigated over tooth profile in case of single tooth engagement, and double tooth engagement conditions. For removing this effect of load distribution, tooth width modification has been done at spur gears. At the experimental studies, the wear of modified spur gears, and un-modified spur gears which are made of brass have examined on different load steps.

According to the results of experiments the wear on un-modified spur gears are greater than that of modified spur gears. And also the tooth profile of un-modified spur gear has been changed according to the beginning conditions. But the tooth profile of modified spur gear has not been changed much.

Key words: spur gear, wear, modification, gears

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasını hazırlarken yardımlarını hiç esirgemeyen değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Hüseyin İMREK'e, çalışmamda büyük emeği olan değerli hocam Dr. Hayrettin DÜZCÜKOĞLU'na, katkılarından dolayı KAYAHAN A.Ş. çalışanlarına ve bugünlere gelmemi sağlayan sevgili aileme sonsuz teşekkür ederim.

Temmuz 2004

Behiye KÜÇÜKÇONGAR
Makine Müh.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No.</u>
ÖZET	iii
ABSTRACT	iv
ÖNSÖZ	v
İÇİNDEKİLER	vi
SİMGELER	viii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
3. DÜZ DİŞLİ ÇARKLARDA HIZ, BASINÇ VE SICAKLIK ANALİZİ	6
3.1. Diş profili	6
3.2. Diş Profilleri Arasındaki İzafi Hareket	8
3.3. Diş Profilleri Arasındaki Yüzey Basıncı	14
3.4. Diş Profili Üzerindeki Sıcaklık Dağılımı	20
4. AŞINMA MEKANİZMASI VE AŞINMATÜRLERİ	23
4.1. Aşınmanın Fiziksel Bakımdan İncelenmesi	23
4.2. Pirinç Malzemelerde Aşınma	25
4.3. Dişli Çarklarda Oluşan Aşınma Türleri	31
4.3.1. Abrasif aşınma	32
4.3.2. Korozif aşınma	33
4.3.3. Fretting korozyonu	34
4.3.4. Soyulma	34
4.3.4. Mikropitting	35
4.3.4. Pitting	36
5. MATERYAL VE METOD	38
5.1. Kavrama Doğrusu Boyunca Statik Yük Dağılımı	38

5.2. Diş Modifikasyonunun Diş Deformasyonu Üzerine Etkileri	41
5.3. Diş Genişlik Modifikasyonunun Oluşturulması	42
6. DENEYSEL ÇALIŞMA	57
6.1. Deney Tertibatı	57
6.2. Deneye Tabi Tutulan Dişli Çarklar	61
6.3. Deneyde Kullanılan Yağın Özellikleri	64
6.4. Deney Dişlilerine Uygulanacak Yüklerin Tespiti	64
6.5. Deney Prosedürü	65
7. DENEY SONUÇLARI	67
8. TARTIŞMA VE SONUÇ	77
9. KAYNAKLAR	79



SİMGELER

		Birimler
a	:Çalışma sırasında eksenler arası mesafe	mm
a_o	:Eksenler arası mesafe	mm
a_k	:Özgül hız	-
b	:Diş genişliği	mm
c	:Özgül ısı	J/KgK
C	:Yuvarlanma noktası	-
A	:Kavramaya giriş noktası	-
B	:Tekil kavramaya giriş noktası	-
D	:Tekil kavramadan çıkış noktası	-
E	: Kavramadan çıkış noktası	-
d_1	:Çalışma taksimat çapı	mm
d_o	:Taksimat dairesi çapı	mm
d_b	:Diş başı dairesi çapı	mm
d_g	:Temel dairesi çapı	mm
d_i	:Diş dibi dairesi çapı	mm
$e_{1,2}$:Kavramaya giriş-çıkış uzunlukları	mm
e	:Kavrama mesafesi	mm
E	:Elastisite modülü	N/mm ²
F_n	:Normal yük	N
i	:Çevrim oranı	-
m	:Modül	mm
M_b	:Burulma momenti	Nmm
n	:Devir sayısı	d/dk
P	:Dişli çarkın ilettiği güç	kw
P_H	:Hertz basıncı	N/mm ²
R	:Temas noktası yarıçapı	mm

t	:Sıcaklık	$^{\circ}\text{C}$
t_{bl}	:Blok sıcaklığı	$^{\circ}\text{C}$
t_o	:Ani temas sıcaklığı	$^{\circ}\text{C}$
t_{kr}	:Kritik sıcaklık	$^{\circ}\text{C}$
t_m	:Diş kütle sıcaklığı	$^{\circ}\text{C}$
T_{cmax}	:Maksimum temas sıcaklığı	K
t_e	:Kavrama taksimatı	mm
w	:Açısal hız	rad/s
v	:Çevresel hız	m/s
x	:Profil kaydırma oranı	–
V_k	:Kayma hızı	m/s
z	:Diş sayısı	–
α	:Çalışma kavrama açısı	–
α_o	:Standart kavrama açısı	–
ρ	:Eğrilik yarı çapı	mm
ε	:Kavrama oranı	–
γ	:Özgül ağırlık	kg/m^3
μ	:Sürtünme katsayısı	–
λ	:Isı iletkenlik katsayısı	W/mK
ν	:Poisson oranı	–

KISALTMALAR

FZG : Dişli test cihazı (Forschungsstelle für Zahnrad und Getriebbau)

$ev\alpha$: α açısının evolvent fonksiyonu

1.GİRİŞ

Günümüz sanayinde en büyük problem enerjinin ve malzemenin ekonomik bir şekilde kullanılmamasından kaynaklanan kayıplardır. Bu kayıplar ise sistemin ideal çalışma şartlarını etkilemektedir. Her makina elemanında olduğu gibi dişli çarklarda da ideal çalışma şartları üzerine araştırmalar yapılmaktadır. Dişli çarklar çok çeşitli makina ve kontrol sisteminde kullanılan, yüksek güç ve hareket iletebilme kabiliyetiyle modern teknolojiye önemli rol oynayan makina elemanlarıdır. Dişli çarkları işe yaramaz hale getiren etkenlerin başında aşınma gelmektedir. Dişli çarkların dişleri arasındaki sürtünme, üniform olmayan aşınmayı, artan dinamik etkileri, azalan verimlilik ve muhtemelen daha ciddi diş hasarlarını oluşturmaktadır.

Dişli çarklardaki aşınmanın engellenebilmesi veya minimum seviyelere çekilebilmesi için şimdiye kadar değişik metotlar uygulanmıştır. Bu metotlar içerisinde yağlama önemli bir yer tutmaktadır. Yeni yağlayıcıların geliştirilmesi ve bu yağların çalışan mekanizmalarda aşınmayı azaltıcı yöndeki katkıları üzerine birçok araştırma yapılmış ve halen araştırmalar devam etmektedir. Bunun yanısıra diş aşınmaları üzerinde etkili olan bir çok değişik parametrelerle ilgili çalışmalar mevcuttur. Genel olarak aşınma üzerine etkili olan en önemli parametreler hız ve yüzey basıncıdır. Dişler arasındaki yağın viskozitesi yüksek yüzey basıncıyla birlikte düşer buna bağlı olarak ise sürtünmeler artar. Diş temas noktalarındaki sürtünmelerin sebep olduğu sürtünme kaybı enerjisi ısıya dönüşür. Bu ısının aşınma üzerinde önemli bir fonksiyonu vardır. Çalışma esnasında yüksek sıcaklıklarda yağın özelliğinin bozulması aşınmayı başlatacak aynı zamanda aşınma miktarını arttıracaktır.

Dişli çarklarda, yük ve eşdeğer eğrilik yarıçapı faktörlerinin kavrama boyunca her temas noktasında farklı değer alması diş yüzeyinde oluşan Hertz basıncının da farklı değerler almasına sebep olur. Çift kavrama bölgesinde bütün yük iki adet diş çifti tarafından, tekil kavrama bölgesinde ise bütün yük tek bir diş çifti tarafından taşındığı için bir diş çiftinin maruz kaldığı yük değeri kavrama durumundaki diş çifti sayısına bağlı olarak değişiklik gösterir. Kavrama bölgelerindeki yük değişimine paralel olarak yüzey basıncı da değişiklik göstermektedir. Yapılan bu çalışmada da diş profilleri üzerinde tek diş ve çift diş

kavrama durumlarında oluşan yük dağılım farklılığının aşınmaya olan etkisi dikkate alınmış ve bu farklılıktan dolayı uniform olmayan yüzey basıncı diş geniflik modifikasyonu yapılarak uniform bir hale getirilmiştir. Bu iki durum için deneyler yapılmış ve sonuçlar değerlendirilmiştir.



2.KAYNAK ARAŞTIRMASI

Naruse, Haizuka, Nemoto, ve Takahishi (1984), düz dişli çarklarda çeşitli diş profili düzeltmeleri yaparak sürtünme kaybı ve limit yükün dişli üzerinde etkisini araştırmışlardır. Deneyleri 3,5-4,5 mm modüle sahip düz dişli çarklar üzerinde yapmış ve sürtünme kaybı ile yağlama yağı viskozitesi arasındaki ilişkiyi bulmuş, sürtünme kaybı için ampirik bir ifade çıkarmışlardır. Limit yükün adenton modifikasyon faktörüne yani diş üstü modifikasyon faktörlerine bağlı olduğunu ortaya koymuşlardır.

Naruse, Haizuka, Nemoto ve Kurukawa (1986), FZG dişli test cihazını kullanarak düz dişli çarklardaki limit yük ve diş sıcaklık artışlarını incelemişlerdir. Bu çalışmada değişik modüllere sahip dişli çarklar kullanmış ve bu dişli çarklarda geniş bir aralık içerisinde diş profil modifikasyonu uygulamışlardır. Limit yük için, sürtünme kaybı ve sıcaklık için formüller geliştirmiş ve birbirleri arasındaki ilişkileri açıklığa kavuşturmuşlardır.

Simon (1988), düz ve helisel dişli çarklarda kavrama doğrusu boyunca oluşan yük ve gerilme dağılımını incelemiştir. Yaptığı hesaplamalar diş profil modifikasyonu, imalat hataları, dişli gövdesinde oluşan eğilme ve burulma gibi dişli parametrelerini içermektedir.

Shipley (1989), dişli çarkların yük taşıma kapasiteleri, aşınma davranışları ve sıcaklık değişimlerini incelemiştir. Bu çalışmalarda farklı yağlayıcılar, malzemeler ve dişli dizaynları kullanarak yüksek sıcaklıklarda deneyler yapmıştır.

Moosavi (1990), düz dişli çarklarda tekil ve çift kavrama olaylarından dolayı meydana gelen ani yük değişimlerini ortadan kaldırmak için profil modifikasyonu geliştirmiş ve teorik olarak yeni profilin etkilerini incelemiştir.

Yoshizakj, Naruse, Haizuka, ve Nemoto (1991), düz dişli çarklarda yağlama yağı, diş yüzey pürüzlülüğü, yük, diş yükü ve diş formlarının sürtünme kaybı üzerine etkilerini araştırmışlar , ortalama sürtünme katsayısı üzerine kayma hızının etkisi ile ilgili bir bağıntı bulmuş yine sürtünme kaybı üzerine diş yükü, diş yüzey pürüzlülüğü ve yağlama yağının etkisini dikkate alan sayısal bağıntılar bulmuşlardır.

Lee, Lin, Oswald ve Townsend (1991), geliştirdikleri bilgisayar simülasyonu ile lineer profil modifikasyonunun, yüksek kavrama oranına sahip düz dişli çarklardaki dinamik yük ve gerilme oranlarına etkisini incelemiştir.

Anifantis, ve Dimarogonas (1992), birlikte çalışan dişli çarkların dişlerinin ısınması ile yağ filminin bozulduğunu ileri sürerek bu ısınmanın sebebi olan diş çiftlerinin flash sıcaklıklarının belirlenmesi için sayısal bir metod geliştirmiştir. Bu metotta ısı artışı hesabı, sürtünme kayıpları dikkate alınarak yapılmıştır.

Rao (1997), dişli çarklarda sürtünme katsayısı ve sürtünme kuvveti üzerine araştırmalar yapmıştır. Kayıp güçten hareketle sürtünme katsayılarını hesaplamış, enerji dağılımının dişli çarklardaki her bir dişlideki dağılımının çevrim oranına ve polar atalet momentine bağlı olduğunu çıkarmıştır

Goodwin (1998), çeşitli yüzey işlemleri uygulanmış dişliler üzerinde aşınma miktarı, aşınma sonucu diş profillerindeki değişim, yük ve kayma hızı değişimini deneylerle tespit etmiş ayrıca aşınma miktarının teorik olarak tahmin eden sayısal bağıntıları bulmuştur.

Castro ve Seabra (1998), düz dişli çarklarda soyulma yüküne baz yağ viskozitesinin ve taksimat dairesi hızının etkilerini incelemiştir. Farklı viskozitelere sahip yağlar kullanarak FZG test cihazında yaptıkları deneysel çalışmaların yanısıra analitik olarak kavrama doğrusu boyunca değişen ani sıcaklıkları grafiğini ve yük dağılımı grafiğini elde etmişlerdir.

Zhang, Esat ve Shi (1999), düz ve helisel dişli çarklarda yük ve gerilme dağılımı analizlerini yapmışlardır. Bu analizlerde kavrama rijitliği, geometrik değişim ve dişlerin elastik eğilmesini hesaba katarak yeni bir yaklaşım getirmişlerdir

Flodin (2000), düz ve helisel dişli çarklardaki aşınmayı hem teorik hemde deneysel olarak incelemiştir. FZG dişli test cihazını kullandığı deneyler sonucunda düz dişli çarklarda meydana gelen aşınmanın diş profilinde oluşturduğu değişimi ve kavrama durumundaki diş sayısının değişimiyle aşınma miktarındaki yükselmeyi ortaya çıkarmıştır.

Flodin ve Andersson'a (2001), göre bir diş üzerindeki yük dağılımı dişin rijitliğine bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Dişin rijitliği Simon tarafından geliştirilen ampirik bir modelle belirlenmektedir. Diş deformasyonu profil modifikasyonu ve yük dağılımının etkilerine bağlı olarak karışıklık göstermektedir.

Bu nedenle “tek noktada inceleme prensibi” denilen Archard aşınma modelinde dişli üzerinde incelenen noktalarda basıncın sabit olduğunu ve Hertz basıncına eşit olduğunu kabul etmişlerdir.

Wright ve Kukureka (2001), yaptıkları deneylerde çeşitli polimer matrikse sahip dişli malzemelerinin performansını ölçmenin yanı sıra dişlilerde temas şartlarına bağlı olarak değişen aşınmayı ölçmek için yeni bir metod karakterize etmişlerdir. Bu ölçüm tekniği yuvarlanma açısı, yük, kayma hızı ve kayma oranının fonksiyonu olarak aşınma oranının bulunmasını sağlar.

Nadolski, ve Pielorz (2002), dişler arasında oluşan lineer olmayan yükleri “tek diş teması modeli” ile incelemişlerdir. Bu modele göre bunun sebebi lineer olmayan rijitliktir. Dişler üzerinde oluşan yükler için üç tane lineer olmayan fonksiyon geliştirilmiştir. Bu fonksiyonlarda yük rijitliğe bağlı olarak değişmektedir. Ayrıca bu fonksiyonlarla her bir diş üzerindeki tekil ve çift kavrama noktalarındaki yükler tespit edilmektedir.

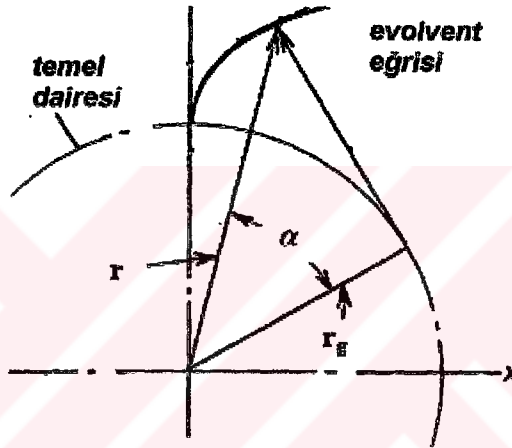
Brauer ve Andersson (2003), dişli çarklarda aşınma sonucu diş profilindeki değişimi incelemişlerdir. Bu değişimin oluşturacağı problemleri ortadan kaldırmak için diş geometrisinde modifikasyon yapmışlardır. Bu yeni diş geometrisi ile yaptıkları aşınma analizleri aşınmanın dişli hareketi üzerine ihmal edilebilir bir etkisinin olduğunu göstermiştir.

Wojnarowski ve Onishchenko (2003), düz dişli çarkların dinamiği üzerine aşınma ve deformasyonun etkisini deneysel ve analitik olarak incelemişlerdir. Bu incelemeleri, dişlerin aşınmasından dolayı değişen dişli oranının hesaba katıldığı geometrik ve knematik modeller yardımıyla yapmışlardır. Deneysel çalışmalarını sonucunda aşınmadan dolayı değişen dişlerin profillerinin dişli transmisyonunun kararlılığını etkilediğini bulmuşlardır.

3. DÜZ DİŞLİ ÇARKLARDA HIZ, BASINÇ VE SICAKLIK ANALİZİ

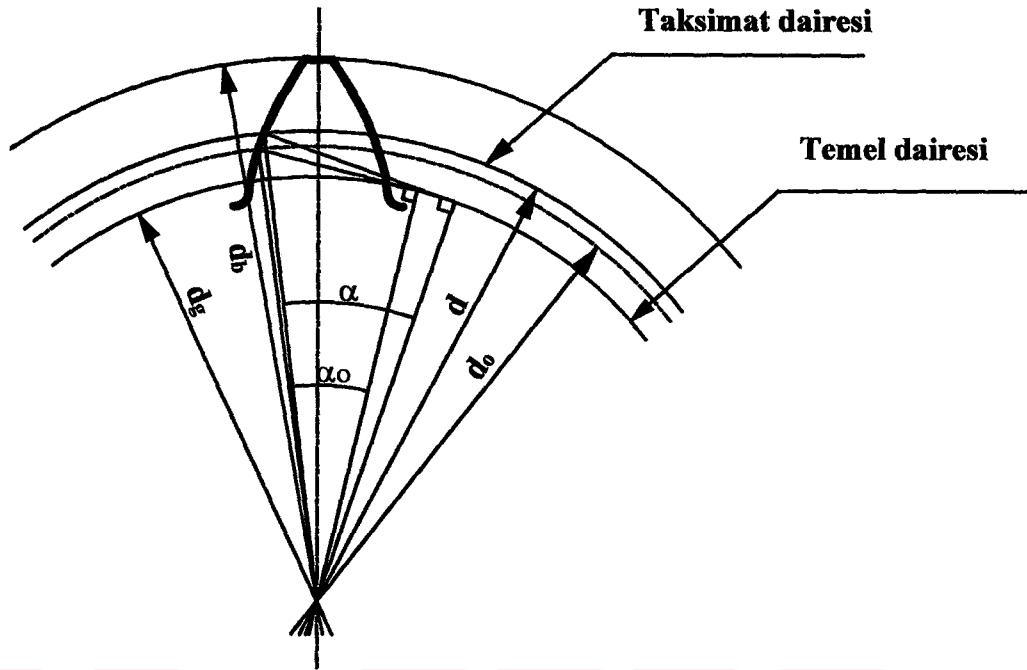
3.1. Diş profili

Dişli çarkların dişleri, kavrama boyunca sabit bir açısal hız verecek şekilde dizayn edilmiştir. Birçok dişli çarkın dişleri sabit bir açısal hız verebilmesine rağmen en çok kullanılan diş profili evolvent diş profilidir (Şekil 3.1). Evolvent profil bir dairenin etrafındaki çemberin açılmasıyla uç kısmın çizdiği eğri profildir (Moosavi 1990).



Şekil 3.1 Evolvent profilin oluşturulması

Dişli çarklarda diş profili sabit hız, kuvvet iletimi, imalat kolaylığı gibi konulara göre değerlendirildiğinde, en uygun eğri tipinin evolvent profillerin olduğu görülür. Bu yüzden günümüzde evolvent profilli dişlilerin imalatı tercih edilir. Evolvent eğrisi aynı zamanda, dişlinin temel dairesi üzerinde kaymadan yuvarlanan bir doğru üzerindeki herhangi bir noktasının çizmiş olduğu eğri olarak da tarif edilebilir. Bu tanımdan anlaşılacağı gibi evolvent eğrisine dik olan doğrular (dişlilerde normal kuvvet büyüklüğünün doğrultusu) daima söz konusu çembere teğet olacaktır. Kuvvetin tatbik noktasının çalışma esnasında takip ettiği yörünge evolvent dişlilerde bir doğrudur ve bu doğruya “kavrama doğrusu” adı verilir. Kavrama doğrusunun uzantısı da dişli sistemindeki temel dairelerine teğettir (Erdem 1996).



Şekil 3.2 Düz dişli çark geometrisi

Düz dişli çark mekanizmasının temel boyutlarına ait hesaplamalar aşağıda verilmiştir (Akkurt 1982).

Pinyon ve karşılık dişlinin taksimât dairesi çapları;

$$d_{0,1,2} = m \cdot z_{1,2} \quad (3.1)$$

Yuvarlanma dairesi çapları;

$$d_{1,2} = d_{0,1,2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} \quad (3.2)$$

Temel dairesi çapları;

$$d_{g,1,2} = d_{0,1,2} \cdot \cos \alpha_0 \quad (3.3)$$

Hatve ;

$$t = m \cdot \pi \quad (3.4)$$

Kavrama taksimatı;

$$t_e = t \cdot \cos \alpha_0 \quad (3.5)$$

$$ev \alpha = \tan \alpha - \frac{\alpha \cdot \pi}{180} \quad (3.6)$$

$$ev \alpha_0 = \tan \alpha_0 - \frac{\alpha_0 \cdot \pi}{180} \quad (3.7)$$

Kavrama faktörleri ;

$$x_1 + x_2 = \frac{ev \alpha - ev \alpha_0}{2 \tan \alpha_0} \quad (3.8)$$

Diş başı dairesi ;

$$d_{b1,2} = d_{o1,2} + 2m(1+x_{1,2}) \quad (3.9)$$

Diş dibi dairesi ;

$$d_{t1,2} = d_{o1,2} - 2m(1,25-x_{1,2}) \quad (3.10)$$

Eksenler arası uzaklık ;

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (3.11)$$

Kavrama mesafesi ;

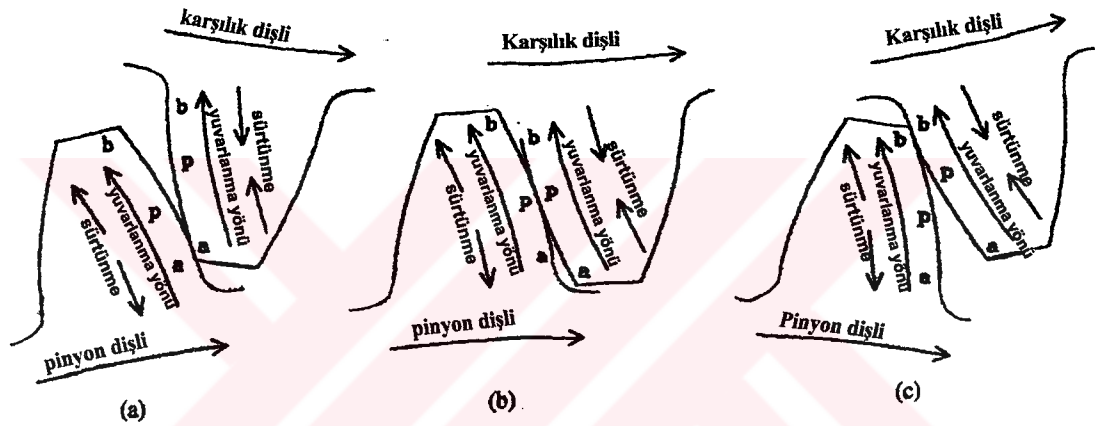
$$e = \sqrt{\left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{g1}}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{d_{b2}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_2}{2}\right)^2} - a \cdot \sin \alpha \quad (3.12)$$

3.2. Diş Profilleri Arasındaki İzafi Hareket

Dişlerin birbirini kavraması boyunca oluşan temas tipi yuvarlanma ve kayma olarak ikiye ayrılır. Bu iki hareketin miktarı kavrama süresince değişir, aynı zamanda pinyon ve karşılık dişlileri için de farklılık gösterir. Kavrama boyunca oluşan temas durumları kayma oranı (kayma hızının ortalama yuvarlanma hızına oranı), yük, eğrilik yarıçapı ve kayma hızı terimleriyle tanımlanır. Pinyon ve karşılık dişlilerinin

her ikisi için de diş başı ve diş dibinde kayma hızı ve kayma oranı özdeş gibi görünmesine rağmen yuvarlanma yönüyle kayma yönü arasında zıtlık vardır. Bununla birlikte pinyon dişinin diş dibinde kayma yönü yuvarlanma yönüne zıt iken diş başında aynıdır. Pinyon dişlide kayma yönü her zaman taksimat çizgisinden dışarı doğrudur (Şekil 3.3).

Diğer taraftan karşılık dişlisinde kayma hızı diş başı ve diş dibinden taksimat çizgisine doğrudur. Bu da yine kayma yönünün diş dibinde yuvarlanma yönüne zıt, diş başında ise aynı olmasına sebep olur (Wright ve Kukureka 2001).



Şekil 3.3 Diş temaslarındaki yuvarlanma ve kayma hareketi (Wright ve Kukureka 2001)

Şekil 3.4’de görüldüğü gibi eş çalışan iki evolvent profilin, kavrama doğrusu üzerinde A gibi herhangi bir noktada temas halinde olduğu düşünülürse, Şekil 3.4’deki T_1T_2 noktaları kavrama doğrusunun dişlilere ait temel dairelerine teğet olduğu noktalardır.

Döndüren dişlinin açısal hızı w_1 ve döndürülen dişlinin açısal hızı w_2 olduğu takdirde 1 ve 2 dişlisine ait profilin temas noktalarındaki çevre hızları sırayla;

$$V_1 = R_1 \cdot \omega_1 \quad (3.13)$$

$$V_2 = R_2 \cdot \omega_2 \quad (3.14)$$

şeklinde ifade edilebilir. Çünkü profiller arasında meydana gelen kayma hızı, 1. profile göre;

$$V_{k1} = W_1 - W_2 = \rho_1 \cdot \omega_1 - \rho_2 \cdot \omega_2 \quad (3.17)$$

ve 2. profile göre;

$$V_{k2} = W_2 - W_1 = \rho_2 \omega_2 - \rho_1 \omega_1 \quad (3.18)$$

şeklinde yazılır. $\overline{CA} = e$, $\overline{CT_1} = r_1 \cdot \sin \alpha$, $\overline{CT_2} = r_2 \cdot \sin \alpha$ değerleri ile;

$$\rho_1 = \overline{CT_1} + e = r_1 \cdot \sin \alpha \pm e$$

$$\rho_2 = \overline{CT_2} - e = r_2 \cdot \sin \alpha \pm e \text{ değerleri ile;}$$

$$W_1 = \omega_1 (r_1 \cdot \sin \alpha \pm e) = V (\sin \alpha \pm e/r_1) \quad (3.19)$$

$$W_2 = \omega_2 (r_2 \cdot \sin \alpha \pm e) = V (\sin \alpha \pm e/r_2) \quad (3.20)$$

olarak bulunur. Bu ifadelerdeki (+) ve (-) işaretleri kavrama doğrusunun giriş kısmı (1.dişlinin taban kısmı, 2.dişlinin baş kısmı) ile kavrama doğrusunun çıkış kısmı (1.dişlinin baş kısmı, 2.dişlinin taban kısmı) için geçerlidir. (+) İşareti baş (1. veya 2. dişli), (-) işareti taban (1. veya 2. dişli) içindir.

Teğetsel hızlara bağlı olarak toplam hız;

$$\begin{aligned} V_{top} &= W_1 + W_2 = (\omega_1 \cdot r_1 + \omega_2 r_2) \sin \alpha \pm e (\omega_1 \pm \omega_2) = \\ &= 2 \omega_1 \cdot r_1 \cdot \sin \alpha \pm e (\omega_1 \pm \omega_2) \\ &= V [2 \cdot \sin \alpha + e(1/r_1 \pm 1/r_2)] \end{aligned} \quad (3.21)$$

ρ_1 ve ρ_2 değerleri (3.17) denkleminde yerine yazılırsa kayma hızları;

$$\begin{aligned} V_{k1} &= (r_1 \cdot \sin \alpha + e) \omega_1 - (r_2 \cdot \sin \alpha - e) \omega_2 = \\ &= e (\omega_1 + \omega_2) \pm (r_1 \omega_1 - r_2 \omega_2) \sin \alpha = \pm V \cdot e (1/r_1 + 1/r_2) \end{aligned} \quad (3.22)$$

veya $\omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2$ olduğundan;

$$V_{k1} = e (\omega_1 + \omega_2) \quad (3.23)$$

bulunur. Aynı işlem (3.18) denklemine uygulanırsa;

$$V_{k2} = -e (\omega_1 + \omega_2) \quad (3.24)$$

ifadesi elde edilir.

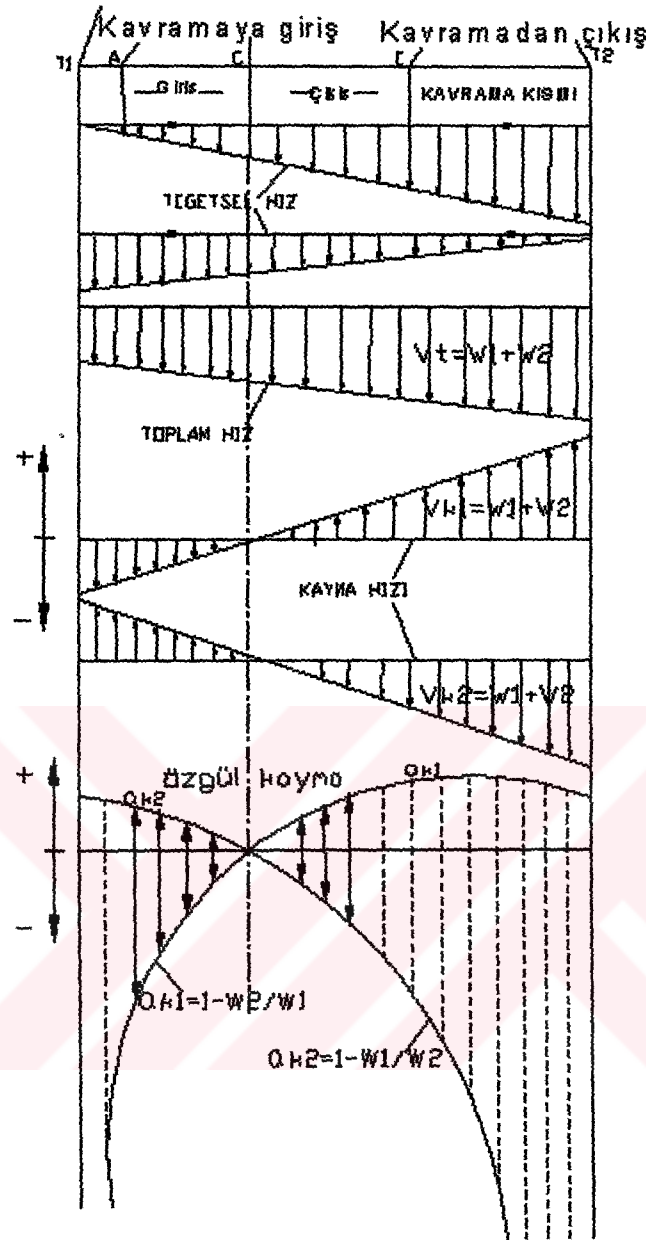
Bu denklemlere göre kavrama boyu üzerindeki kayma hızlarının yayılışı Şekil 3.5.'de gösterilmiştir. Görüldüğü gibi maksimum kayma hızları A ve E noktalarında olup, C noktasında $e=0$ olduğundan $V_{k1}=V_{k2}=0$ dır. Bununla beraber C noktasında kayma hareketi yön değiştirir.

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

$$\begin{aligned} a_{k1} &= \frac{V_{k1}}{W_1} = \frac{W_1 - W_2}{W_1} = \frac{\pm e(w_1 + w_2)}{\rho_1 \cdot w_1} = \frac{\pm e(w_1 - w_2)}{(r_1 \cdot \sin \alpha \pm e) w_1} \\ &= 1 - \frac{\sin \alpha \pm e / r_2}{\sin \alpha \pm e / r_1} \end{aligned} \quad (3.25)$$

$$\begin{aligned} a_{k2} &= \frac{V_{k2}}{W_2} = \frac{W_2 - W_1}{W_2} = \frac{\pm e(w_1 + w_2)}{\rho_2 \cdot w_2} = \frac{\pm e(w_1 + w_2)}{(r_1 \cdot \sin \alpha \pm e) w_2} \\ &= 1 - \frac{\sin \alpha \pm e / r_1}{\sin \alpha \pm e / r_2} \end{aligned} \quad \text{şeklinde ifade edilebilir.} \quad (3.26)$$

Bu hızlar grafik olarak şekil 3.5'de gösterilmektedir. Şekil 3.6'da ise kayma hızlarının profil üzerindeki yönleri gösterilmiştir.

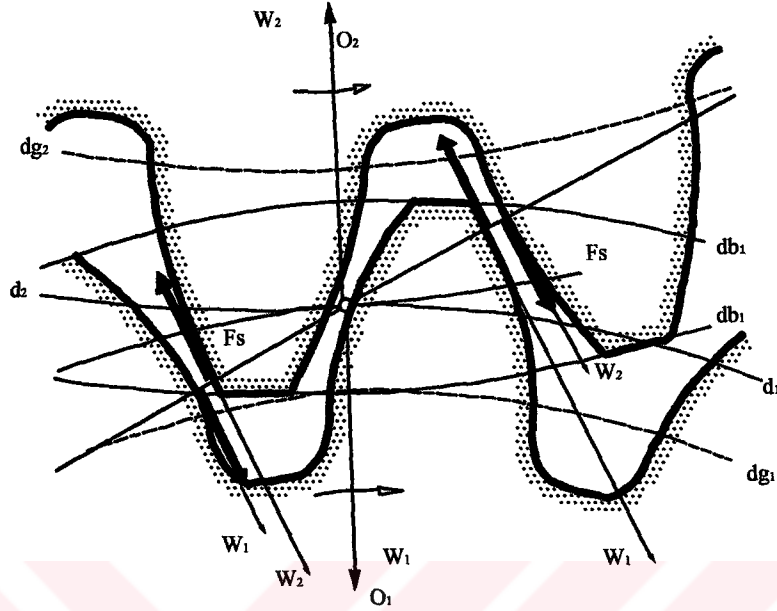


Şekil 3.5 Profillerin Temas Noktalarında Kinematik Değerler

Şekil 3.5'de görüldüğü gibi kayma hızları ve izafi kayma hızları;

- C yuvarlanma noktasında sıfır olup, kavramaya giriş (A) ve çıkış (E) noktalarına, yani diş başı ve diş dibine doğru büyümektedir; C noktasında $V_1 = V_2$ veya $\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$ dir.
- Bir profil için bu hızlar C yuvarlanma noktasında yön değiştirmektedir. Bu durum daha açık bir şekilde şekil 3.6'da gösterilmiştir.
- Hızlar diş dibine doğru diş başına göre daha çok büyümektedir. İzafi kayma

hızları T_1 ve T_2 noktalarında sonsuz olmaktadır



Şekil 3.6 Profiller arası teğetsel hızlar, sürtünme kuvveti ve özgül kayma hızı

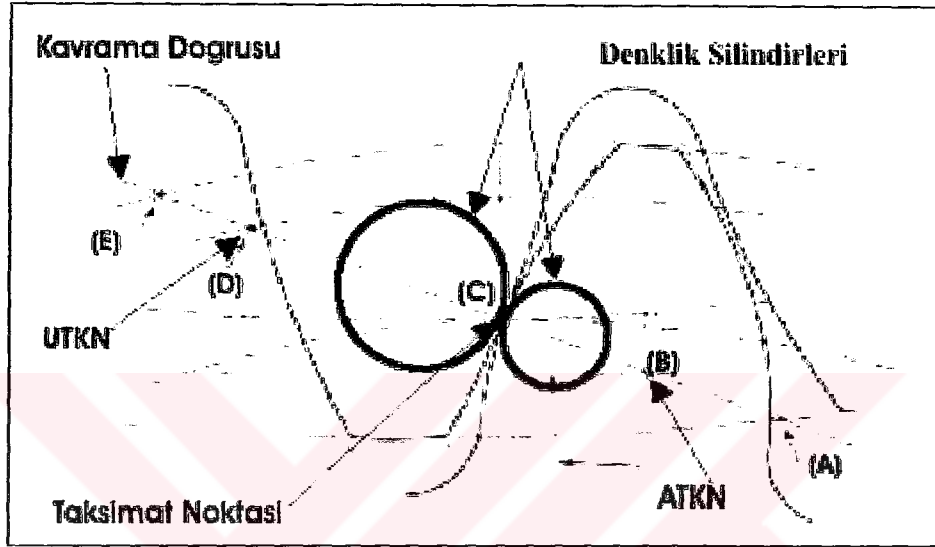
3.3. Diş Profilleri Arasındaki Yüzey Basıncı

1882 yılında H. Hertz, iki elastik cismin temas bölgesinde temas yükünün fonksiyonu olarak oluşan basınç dağılımı üzerine çalışmıştır. Hertz'in çıkardığı sayısal ifadeler halen temas problemlerinin çözümünde esas alınmaktadır. O zamandan günümüze kadar temas problemleri, yüzeyin gerilme dağılımı, sürtünme ve yüzey topoğrafyasını içerecek şekilde genişletilmiştir.

Konveks iki cisim birbirine bastırılırsa temas bir noktada (küre için) veya bir çizgi boyunca (iki silindir için) meydana gelir. Yükün artmasıyla birlikte temas halindeki iki silindir için temas bölgesi dikdörtgensel bir hal alacaktır. Maksimum basınç yükün uygulandığı doğru üzerinde oluşurken temas kenarlarına doğru sıfırlanacaktır.

Şekil 3.7'de düz dişli çarkın dişlerine ait tipik bir temas şekli gösterilmiştir. Bir dişliden diğer dişe güç transferi, diş yüzeyine normal olan kuvvet sonucu

gerçekleşmektedir. Temas alanı diş profilinin temsil ettiği evolventliğin geometrik ilişkileri ile hesaplanır. Kavrama uzunluğu dişin geometrik profilini belirleyen basınç açısı tarafından etkilenir. Kavrama uzunluğunun taksimata bölümü kavramadaki ortalama diş sayısını temsil eden kavrama oranını (ϵ) verir. Düz dişli çarklar için kavrama oranı her zaman 2'den küçük olmaktadır yani kavrama sırasında tek ve çift diş temasları söz konusudur.



Şekil 3.7 Düz dişli çark dişlerine ait tipik bir temas şekli (Lipp ve Hoffman 2002)

Dişli çarklarda her bir kavramada maksimum Hertz temas basıncı ve basınç dağılımı, Hertz formüllerini kullanarak hesaplanır. Maksimum Hertz temas basıncı hesaplamalardan görüleceği gibi yük, malzemelerin elastisiteleri ve yüzeylerin eğrilikleri ile belirlenir (Lipp ve Hoffman 2002).

Eş çalışan profillerin temas noktalarında meydana gelen Hertz tipi yüzey basıncı şekil 3.8a'da gösterildiği gibidir. Şekil 3.8b'de gösterildiği gibi temasta bulunan iki silindir ele alınırsa bu silindirlerin temas yüzeyinde F_n normal diş kuvvetinin etkisi altında oluşan yüzey basıncı;

$$P_H = \sqrt{\frac{F_n \cdot E}{2 \cdot \pi \cdot b \cdot \rho}} \quad (3.27)$$

şeklinde yazılır. Burada E eşdeğer elastisite modülü;

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left[\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \right] \quad (3.28)$$

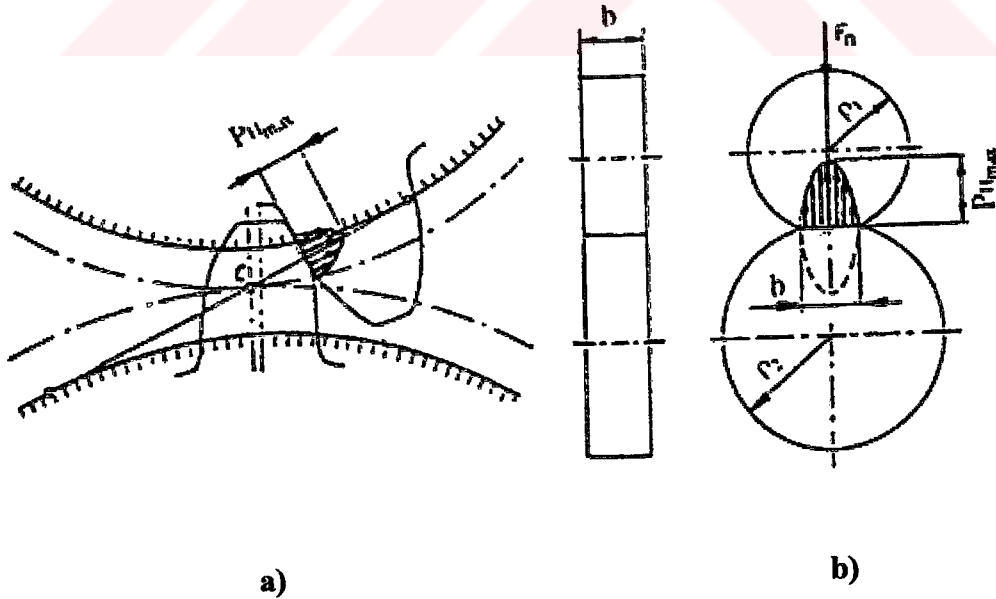
ve eşdeğer eğrilik yarıçapı ρ ;

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}; \quad \rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2} \quad (3.29)$$

olarak ifade edilir. Burada ρ_1, ρ_2 temas noktasındaki yüzeylerin eğrilik yarıçaplarıdır. Son ifadedeki (+) ve (-) işaretler sırayla dış temas ve iç temas için geçerlidir. Çelik için $\nu_1 = 0,3$ ve $E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$, pirinç için $\nu_2 = 0,28$ ve $E_2 = 0,9 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ olduğundan (3.27) bağıntısı;

$$p_H = 0,399 \sqrt{\frac{F_n \cdot 137237}{b \cdot \rho}} \quad (3.30)$$

şeklinde yazılır.



Şekil 3.8 Dişli çarklarda Hertz yüzey basıncı

Yukarıdaki bağıntıların dişli çarklara uygulanması için, temas noktasının ρ_1, ρ_2 eğrilik yarıçaplarının tayin edilmesi gerekir. Şekil 3.9.a yardımıyla C yuvarlanma noktası için;

$$\rho_{1c} = (d_1/2) \sin \alpha \quad (3.31)$$

$$\rho_{2c} = (d_2/2) \sin \alpha = i_{12} \cdot \rho_{1c} \quad (3.32)$$

$$\frac{1}{\rho_c} = \frac{i_{12} + 1}{i_{12}} \cdot \frac{2 \cos \alpha}{d_1 \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \quad (3.33)$$

Başka bir nokta içinde aynı yolla işlem yapılır. Mesela yine Şekil 3.9a'dan B noktası için;

$$\rho_{1B} = (d_{g1}/2) \tan \alpha_{B1}$$

$$\rho_{2B} = (d_{g2}/2) \tan \alpha_{B2}$$

$$\tan \alpha_{1B} = 2\overline{T_1 B}/d_1 = [(d_{b1}^2 - d_{g1}^2)^{1/2} - 2 \cdot P_e]/d_1 \quad (3.34)$$

$$\tan \alpha_{2B} = \tan \alpha (i_{12} + 1) / i_{12} - \tan \alpha_{B1} / i_{12} \quad (3.35)$$

bağıntıları yazılabilir. Diğer taraftan;

$$\rho_{1B} + \rho_{2B} = \rho_{1c} + \rho_{2c} \quad (3.36)$$

eşitliği dikkate alınırsa;

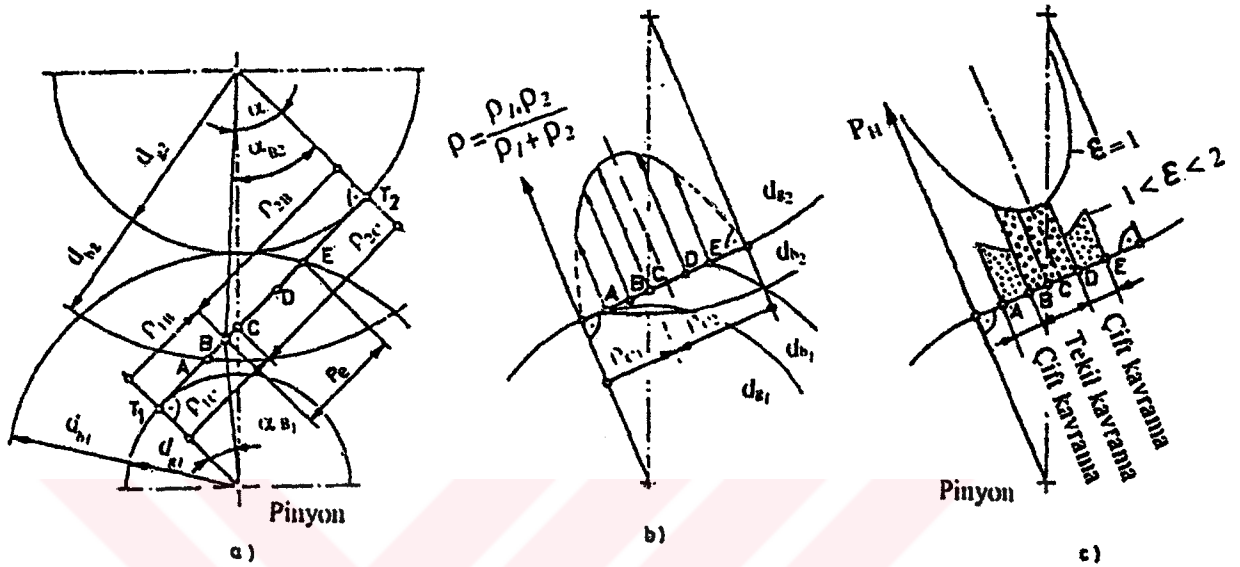
$$\rho_B = \frac{\rho_{1B} \cdot \rho_{2B}}{\rho_{1B} + \rho_{2B}} = \frac{\rho_{1B} \cdot \rho_{2B}}{\rho_{1c} + \rho_{2c}} \cdot \frac{\rho_{1c} + \rho_{2c}}{\rho_{1c} \cdot \rho_{2c}} = \rho_c \frac{\rho_{1B} \cdot \rho_{2B}}{\rho_{1c} \cdot \rho_{2c}} = \rho_c \frac{1}{K_B^2} \quad (3.37)$$

bulunur. Bu ifadede

$$K_B = \tan \alpha / (\tan \alpha_{B1} \cdot \tan \alpha_{B2})^{1/2} \quad (3.38)$$

dir. (3.34), (3.35) bağıntılarının incelenmesinden $K_B > 1$ olduğu sonucuna varılır. Buna göre Şekil 3.9b'den de görüldüğü gibi eşdeğer eğrilik yarıçapının maximum

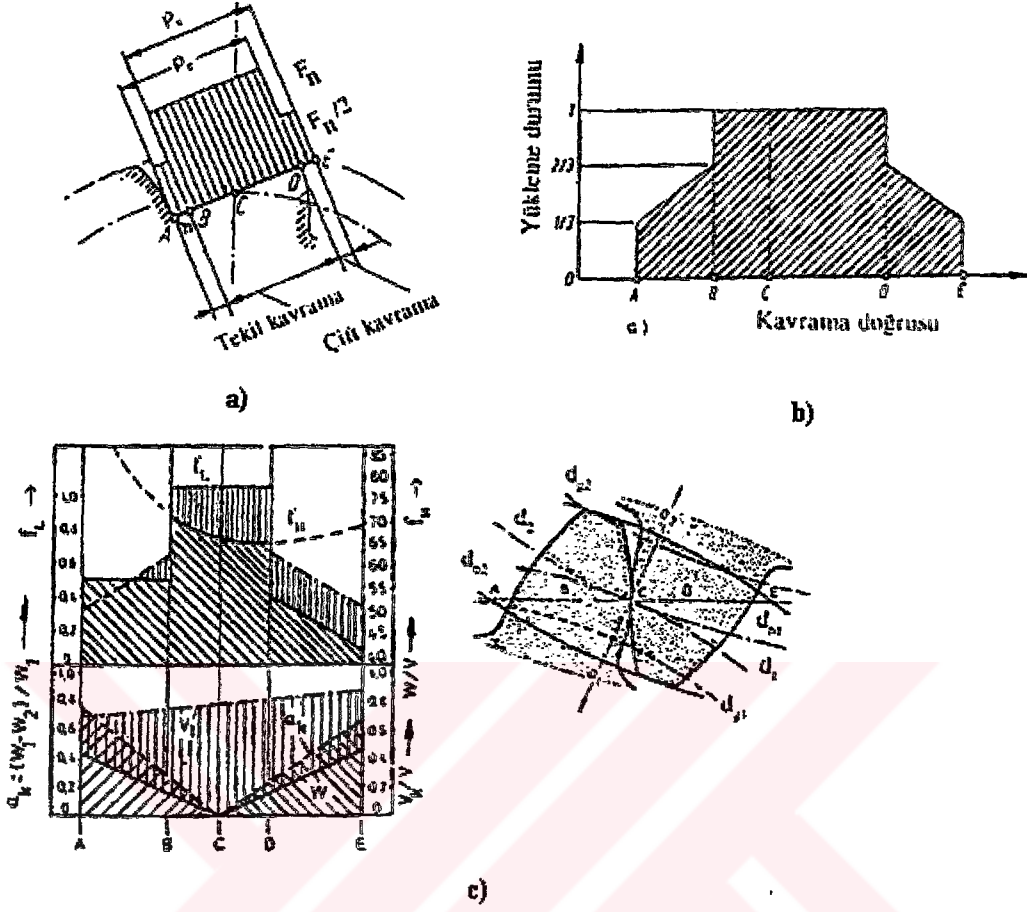
değeri C noktasına çok yakın olan kavrama doğrusunun yarısında ve minimum değerleri kavramaya giriş (A) ve çıkış (E) noktalarındadır. Buna bağlı olarak $\epsilon=1$ için yüzey basıncının minimum değeri C noktasına yakın olan kavrama doğrusunun ortasında ve minimum değerleri A ve E noktalarındadır (Şekil 3.9c).



Şekil 3.9 Kavrama faktörlerin değişimi a) Tekil B noktasında eğrilik yarıçapları b) Eşdeğer eğrilik yarıçapı c) Hertz basıncı

Dişli çarklarda kavrama oranı bir kavrama mesafesi boyunca temas halindeki ortalama diş çifti sayısını tanımlamada kullanılır. Kavrama oranı genellikle $\epsilon > 1$ olduğundan dişlere gelen yük, kavramaya girişte ve çıkışta başka dişlerde kavrama durumunda oldukları için tam yük değil, kısmi yük şeklinde olacaktır (Şekil 3.10.a). Bu durumda yük, tekil yükleme noktaları olarak bilinen B ve D noktaları arasında tam yük olacaktır (Liu 2003).

Bu dağılım dişlilerin tam rijit olmaları durumunda geçerlidir. Pratikte dişliler tam rijit olmayacağından ve dolayısıyla yük altında şekil değiştirmelerinden dolayı, yük dağılımı Şekil 3.10.b'de gösterildiği gibidir. Buna bağlı olarak, yüzeydeki basıncın kavrama doğrusu boyunca dişlere dağılışı Şekil 3.10.b'de tarama çizgileriyle gösterildiği gibidir. Ayrıca bu olay profil kaydırma faktörü ve diş başı düzeltmeleri tarafından da etkilenir.



Şekil 3.10. a ve b) Profil üzerinde yükleme durumu
c) Profil üzerinde kinematik ve yüzey basınç değerleri

Şekil 3.10.c'de FZG testlerinde A tipi profile ait kinematik durum ve yüzey basınç değerleri verilmiştir. Eşdeğer eğrilik yarıçapının etkisi f_H , yükün değişimi f_L faktörü ile dikkate alınırsa, çelik dişliler için E sabit olduğu düşünülürse ($E=2,1 \cdot 10^5$ N/mm²) ve denklem (3.30) bağıntısı ile;

$$p_H = f_H \sqrt{\frac{F_t \cdot f_L}{b}} \quad (3.39)$$

şeklinde ifade edilebilir.

3.4. Diş Profili Üzerindeki Sıcaklık Dağılımı

Dişli çarklarda sıcaklık analizi ilk defa Blok tarafından 1937 yılında yapılmıştır. Blok'a göre birbiriyle temas halindeki diş profilleri üzerinde "Blitz Sıcaklığı" denilen ani sıcaklıklar oluşmaktadır.

Esasen dişli çarklarda, temas noktalarında meydana gelen maksimum sıcaklık t_K , dişlilerin kütle sıcaklığı t_M ve ani sıcaklık t_b 'den oluşmaktadır. Bu ani sıcaklık kayma hızı, temas noktaları arasındaki basınç, sürtünme katsayısı, diş geometrisi, yağlama (yağ cinsi, yağ miktarı, yağlama yöntemi) gibi durumlara bağlıdır. Maksimum sıcaklığı ifade edecek olursak;

$$t_K = t_M + t_b \quad (3.40)$$

şeklinde yazılabilir. Diğer taraftan kütle sıcaklığı t_M , yağ sıcaklığı t_y ve dişler arası sürtünmeden meydana gelen sıcaklıklardan oluştuğu söylenebilir. Bu durumda;

$$t_K = t_y + (t_M - t_y) + t_b = t_y + t_M + t_b \quad (3.41)$$

olarak yazılabilir. Verilen bir sistem için t_y ve t_M sıcaklığı sabit, t_b ani sıcaklığı ise kavrama doğrusu boyunca değişkendir. Kavrama doğrusu üzerinde sıcaklık değişimi ve profil üzerinde Blok'a göre t_b sıcaklığının değişimi şekil 3.11.a,b'de gösterilmektedir (Blok 1937).

Blok'un âni sıcaklık ifadesi;

$$t_b = 0.62\mu \left(\frac{F_n}{b} \right)^{0.75} \left(\frac{E}{\rho} \right)^{0.25} \frac{|W_1 - W_2|}{\sqrt{\lambda \cdot \gamma \cdot c \cdot W_1} + \sqrt{\lambda \cdot \gamma \cdot c \cdot W_2}} \quad (3.42)$$

şeklinde yazılır. Çelik için $\nu_1=0,3$ ve $E_1= 2,1 \cdot 10^5 \text{N/mm}^2$, pirinç için $\nu_2= 0.28$ ve

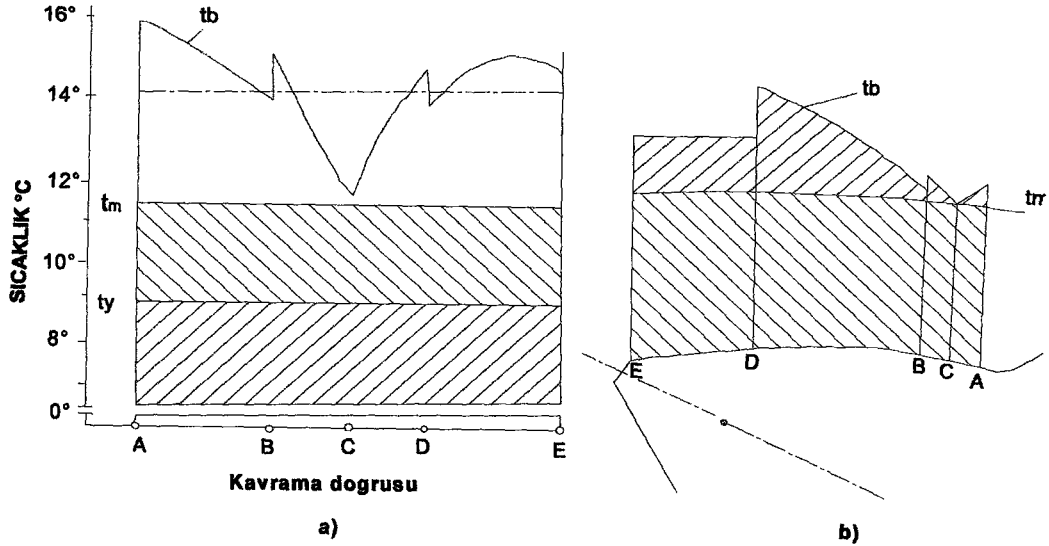
$E_2= 0,9 \cdot 10^5 \text{N/mm}^2$, Eşdeğer elastisite modülü, $E = 1.37 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

ısı iletim katsayısı $\lambda=48 \text{ W/mK}$

özgül ağırlık

$$\gamma = 7.85 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$$

olarak ifade edilir. Burada W_1 ve W_2 profil üzerindeki teğetsel hızlardır.



Şekil 3.11 a) Blok'a göre dişler arası meydana gelen sıcaklık
b) Diş profilindeki sıcaklığın analizi

1958'de Blok tarafından ortaya konulan metoda göre kritik sıcaklık sınırının çalışma şartlarından ve çark datalarından bağımsız olup sadece yağ-malzeme çiftine bağlı olduğunu söylemiştir.

Blok, t_M kütle sıcaklığını, daldırmalı yağlama tarzı için yağ sıcaklığını, püskürtmeli yağlama tarzı için de yağın püskürtme sıcaklığını almıştır. Blok, sürtünme katsayısı için 0,06 gibi bir değeri teklif etmiş fakat daha sonraki araştırmacılar sürtünme katsayısının üzerine yük, hız, yüzey pürüzlülüğü ve yağın cinsi gibi değerlerin tesir ettiğini tespit ederek bu değerler ışığında sürtünme katsayısı için yeni bir ifade çıkarmışlardır. Blok ve Lencher yaptıkları çalışmalar sonucunda kavrama esnasında max sıcaklığın diş tekil noktada ortaya çıktığını tesbit etmişlerdir. Diş tekil noktada kayma hızı her ne kadar kavramaya giriş ve çıkış noktalarından düşük ise de bu noktada Şekil 3.11.a ve b'den de görüldüğü gibi diş profili bu noktada daha büyük bir yükün tesiri altındadır. Aynı zamanda Diş profili üzerinde kavramaya giren her noktada oluşan ısı diş kütleindeki ısı iletimi yoluyla kavramaya henüz girmemiş noktalara taşınmakta böylece kavramaya giren her nokta kendisinden önceki noktalardan daha yüksek bir t_M kütle sıcaklığı ile kavramaya

girmektedir. Çünkü diş profil yüzeyi üzerindeki ısının yayılma hızı temas noktalarının yuvarlanma hızından daha büyüktür. Bu sebeple kavramadaki ilk noktadan son noktaya doğru artan t_M kütle sıcaklığı ani temas sıcaklığını da arttıracaktır.



4. AŞINMA MEKANİZMASI VE AŞINMA TÜRLERİ

4.1. Aşınmanın Fiziksel Bakımdan İncelenmesi

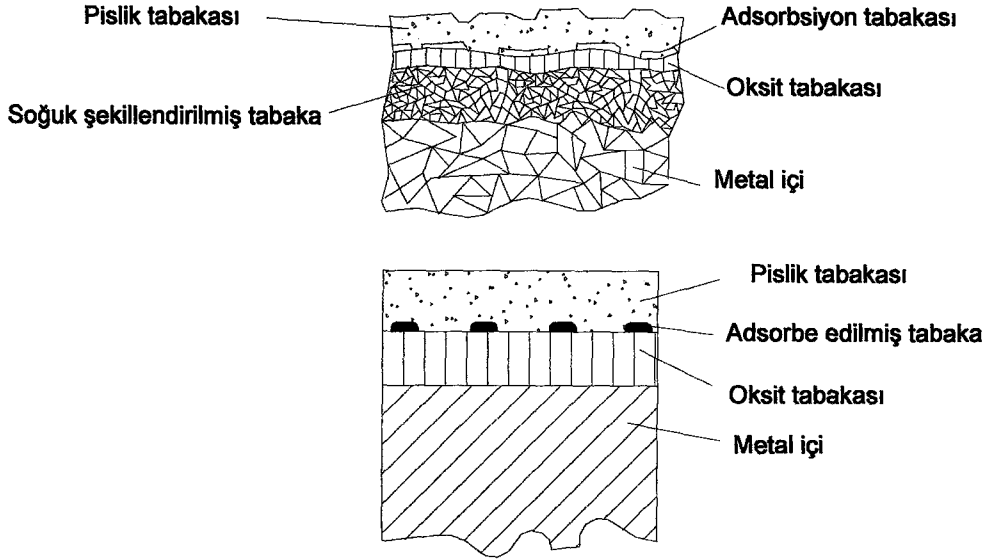
İmalat sonrasında her makina elemanında olduğu gibi dişli çarkın profillerinde de farklı boyutlarda pürüzlülük mevcuttur. Temas yüzeylerinin pürüzlülüğü sebebiyle temas yüzeylerinin hakiki temas alanı, pürüzlülük mertebesinde küçük ve kısmi alanlardan ibaret olup temas yüzeylerinin sınırlarını tayin eden geometrik alandan çok daha küçüktür. Bu konuda yapılan deneyler hakiki temas alanının, geometrik alanın (1/500 ila 1/1000) kadar olduğunu ortaya çıkarmıştır. Bu değişim hakiki yüzey büyüklüğünün pürüzlülüğe dolayısıyla yüzey işleme tarzlarına bağlı olmasındandır.

Aynı zamanda herhangi bir tedbir alınmadığı zaman profil yüzeylerinin, ortamın atmosferini teşkil eden maddelerin etkisinde olduğundan oksit, yağ, su buharı, toz, pislik vs. gibi yüzey üzerinde oluşan tabakalarla kaplanmaktadır.

(Şekil 4.1.a,b).

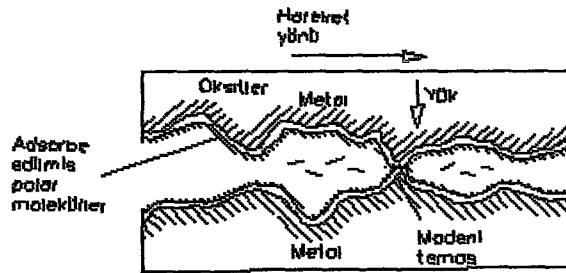
Mikroskoplarla görülebilen bu tabakalar madensel yüzeylere kuvvetle bağlanmakta ve yalnızca çok etkin fiziksel ve kimyasal işlemlerle temizlenebilen bu tabakaya tabii adsorpsiyon tabakası denilmektedir. Diğer yandan işletme esnasında diş profili yağlama yağı ile temasa geçtiğinde bu yağın molekülleri adsorpsiyon olayının sonucu olarak tabii adsorpsiyon tabakası üzerine düzgün bir şekilde yapışırlar. Böylece tabii adsorpsiyon tabakası üzerine belli bir kalınlıkta yeni bir adsorpsiyon tabakası kaplanmış olur (Akkurt 1980).

Yukarıda belirtildiği üzere yüzeyler arasındaki gerçek temas alanının çok küçük olmasından temas noktaları çok yüksek bir basınç altında kalmaktadır. Sıcaklığında tesiriyle temas yüzeyleri arasında sıvı sürtünmeden dolayı oluşan yağ filmi ortadan kalktığında yani sıvı sürtünmeden sınır sürtünmeye geçildiğinde diş profilleri üzerinde yağ moleküllerinden oluşan adsorpsiyon tabakaları birbiri ile direk olarak temasa geçerler. İlerleyen çalışma zamanı içerisinde artan sıcaklıktan bu adsorpsiyon tabakalarını oluşturan moleküllerin yüzey üzerinde düzgün bir şekilde oluşan yapıları bozulmaya başlar.



Şekil 4.1 Tabii adsorpsiyon tabakası a) Hakiki durum
b) Modelleştirilmiş durum (Akkurt 1980)

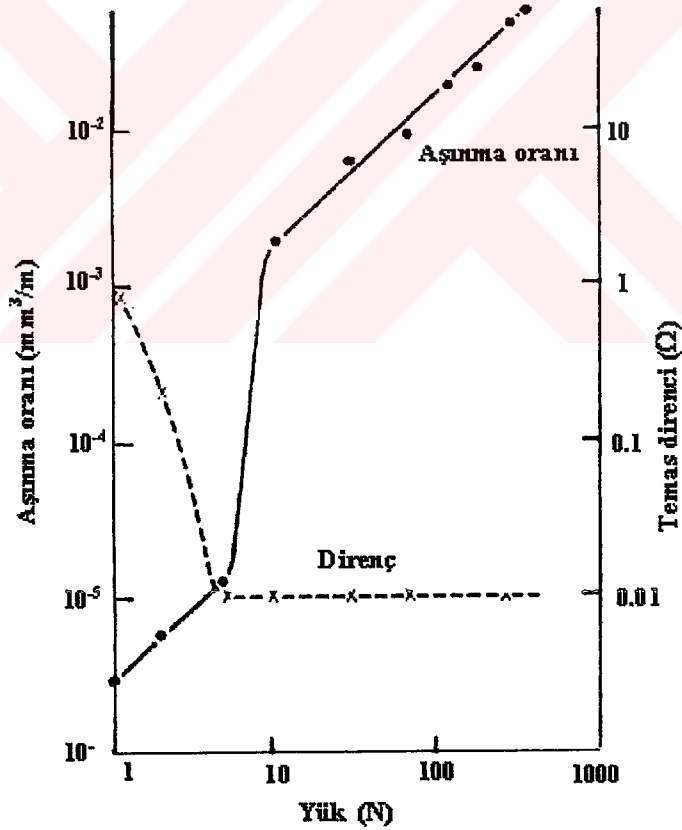
Kritik sıcaklık adı verilen belli bir sıcaklığa erişilen küçük temas bölgelerinde bu tabaka kopar. Yüzeylerde adsorbe edilmiş olan gaz ve sıvı molekülleri ile oksit tabakaları parçalanır. Karşılıklı çalışan malzemelerin molekülleri doğrudan doğruya temas eder. Bunun sonucu olarak bazı temas alanlarında mikroskopik seviyede metalik kaynak bağlar oluşur. İzafi hareket sırasında bu bağlar kopar (Şekil 4.2). Bu bağların kopmasından meydana gelen malzeme kaybı adhezyon aşınmasını oluşturur (Bowden ve Tabor 1963).



Şekil 4.2 Yağ moleküllerinden oluşan adsorpsiyon tabakası

4.2. Pirinç Malzemelerde Aşınma

Metallerin kayma aşınmasında gözlenen birçok önemli özellik pirinç malzemelerdeki aşınma çalışmalarıyla izah edilmektedir. Düzgün sert bir yüzey üzerinde kayan α/β kurşunlu pirincin davranışı kopya edilir ve birçok yorumcu çalışmalarında bunu kullanır. Şekil 4.3 de sert stellite halka üzerinde kayan, α/β kurşunlu pirinçten imal edilmiş pim'in aşınma oranı normal yükün fonksiyonu olarak verilmektedir. Ayrıca metalik temas miktarının tahmin edilebilmesi için pim ve halka arasındaki elektriksel temas direncine grafik ediliyor. Bütün bu deneylerin setan ortamında gerçekleştirilmesine rağmen önemli bir hidrodinamik filmi oluşmamış ve benzer sonuçlar tamamen yağsız kuru bir ortamda stellite ilaveten sert çelikten yapılmış karşı yüzeyler içinde elde edilmiştir.

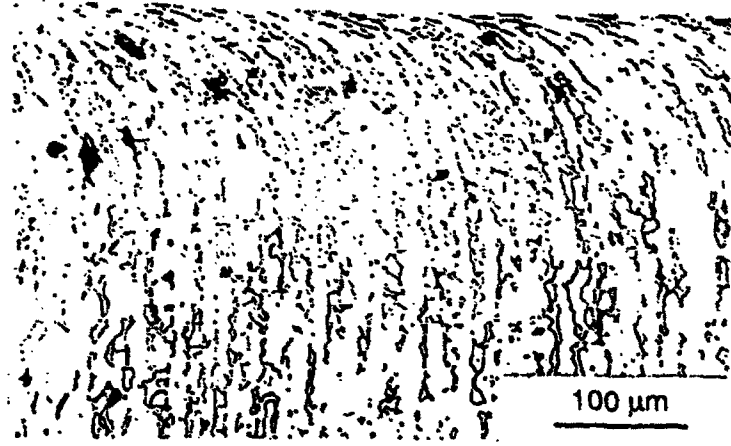


Şekil 4.3 Sert stellite halka üzerinde kayan α/β pirinç pimin aşınma oranının ve elektriksel temas direncinin yüke göre değişimi (Hutchings 1996)

Düşük yüklerde aşınma katsayısı K yaklaşık 2×10^{-6} değerine sahipken aşınma oranı normal yüklemeye bağlı olarak yükselir. Bu deneylerde yükleme 5 ile 10N arasındayken aşınma oranında yaklaşık 100 kat kadar keskin bir artış görülür. Yük daha da arttığında davranış yine Archard aşınma eşitliğine uyar. Aşınma oranındaki bu artış kritik yüklemenin üstündeki yükler için sabit kalan temas direncindeki düşüşle açıklanabilir. Aşınmış pirincin yüzey pürüzlülüğü (R_a) kritik yükün altında $0.5 \mu\text{m}$ ' den daha az iken kritik yükün üzerinde $25 \mu\text{m}$ 'yi geçen bir değer alır. Aşınma kırıntıları kritik yükün üstünde çok büyük metalik parçalar şeklinde kritik yükün altında ise koyu renkli ince oksit parçacıkları şeklindedir.

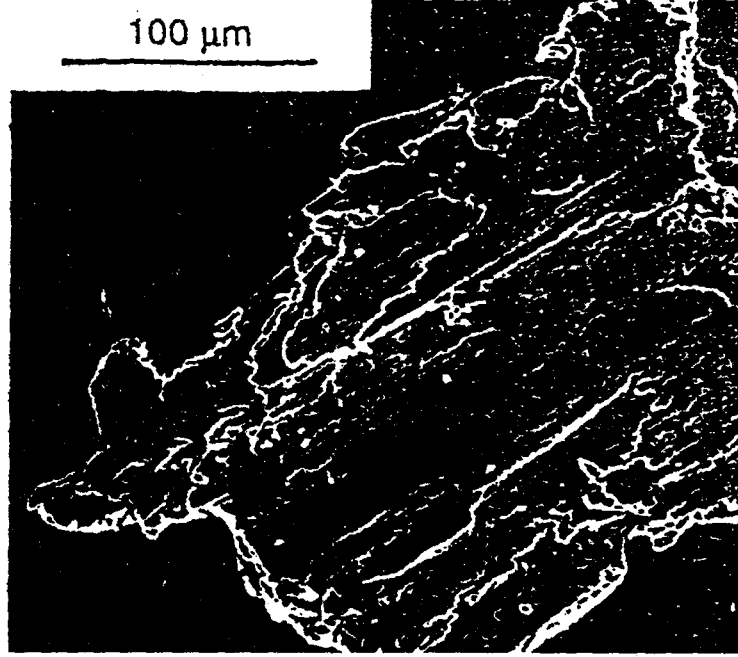
Aşınma rejimi, geçiş noktasının altındaki düşük yüklerde yumuşak aşınma, üstündeki yüklerde daha yüksek aşınma oranlarına sebep olan sert aşınma adını alır. Bu terimler çok belirgin ve bağımsız olmamalarına rağmen metallerin kayma aşınmasının genel durumunu tanımlamak için yeterlidir. Yumuşak aşınma boyutları $0.01 \mu\text{m}$ ile $1 \mu\text{m}$ değişen ve çoğunlukla oksit olan ince taneli aşınma kırıntıları ile tanımlanır ve aşınmış yüzey düzgündür. Sert aşınmada meydana gelen kırıntılar ise daha büyük metalik partiküller olup boyutları 20 ila $200 \mu\text{m}$ arasındadır ve çıplak gözle görülebilir. Bu durumda yüzey dalgalı bir pürüzlülüğe sahiptir. Bu iki aşınma rejimi arasındaki en önemli fark kırıntıların yapısı ve aşınma oranlarındaki 100 veya 1000 katlık farklılıktır. Sert aşınmada (boyutsuz aşınma katsayısı $10^{-2}, 10^{-3}$ değerlerinin üzerinde iken) aşınma oranı çok yüksek olmasından dolayı mühendislik uygulamaları için uygun değildir. Yağlanmamış yumuşak aşınmada ($10^{-4}-10^{-5}$ altında iken) bile aşınma oranı birçok koşullar için tolere edilemez.

Yumuşak ile sert aşınma arasındaki geçiş, kayma temasının yapısındaki bir değişimden kaynaklanır. Sert aşınma rejimindedir sert olan karşı yüzeyin aşınma oranı önemsiz ölçüde küçüktür ve meydana gelen kırıntılar metalik pirinçtir. Radyoaktif izleyicilerde yapılan deneylerde görüldüğü üzere sert aşınma iki basamaktan meydana gelir. Öncelikle pirinç pimden halkaya partiküller geçer ve ardından bu partiküller kompozit parçalar halinde halkadan ayrılır. Aşınma oranının tayin edildiği basamak pirinç pimden halkaya geçiş olduğu procestir. İlk aşınma yüksek kesme gerilmesinin hasil olduğu yüzeyin hemen altında pirinç pimden partiküllerin kırılma dolayısıyla ayrılmasıyla oluşur.



Şekil 4.4 Takım çeliği üzerinde kayan α/β pirincinin sert kayma aşınmasından sonraki yüzey deformasyonunun mikrografığı (Hutchings 1996)

Bu tanecikler ince yaprakçıklar halinde olup diğer boyutlarıyla da orantılıdır. Bu taneciklerin çelik yüzeyine yapışmasıyla tanecikler sertleştirme görevi görürler. Bu nedenle çelik yüzeyine yapışmış olan pirinç, pirinç pimin yüzeyinden daha serttir. Burada partikül transferi daha zayıf olan ara yüzeyin kırılmasıyla pimden halkaya doğru olur. Aşınmanın ikinci basamağında ise, meydana gelen tabaka ile altındaki çelik arasındaki bağın tekrarlanan periyodik yüklemelerden dolayı bölgesel olarak zayıflamasıyla tabakada ayrılmalar olur. Şekil 4.5 de bu yolla yüzeyden ayrılan bir pirinç kırıntı partikülü görülmektedir. Bu kırıntının transfer malzemesinin tabakalarından oluşmuştur.



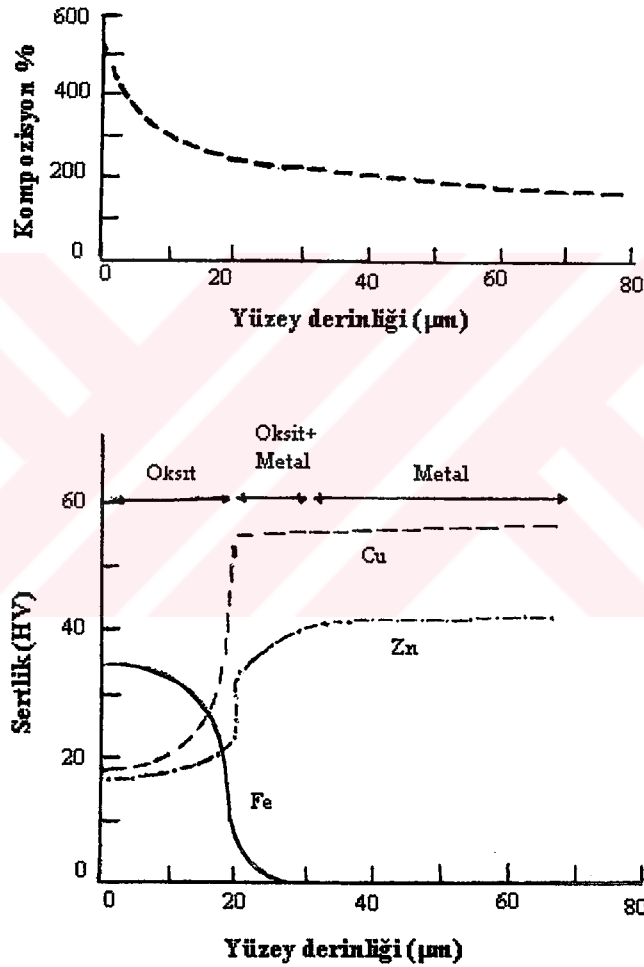
Şekil 4.5 α/β pirincinin sert kayma aşınması sırasında oluşmuş aşınma partikülünün SEM ile çekilmiş mikrografığı (Hutchings 1996)

Sert aşınmadan yumuşak aşınmaya geçiş iki prosesin dengede olduğu durumda gerçekleşir. Bu prosesler; sert aşınmayla oluşan sert metal yüzeyinin aşınma oranı ve çevredeki atmosferin sebep olduğu oksidasyon oranıdır. Yumuşak aşınmada kayma yüzeyleri oksit tabakasıyla birbirinden ayrılır ve nadiren direk metal ile temas olur. Bu temas direncinin neden yüksek olduğunu ve birçok kayma sisteminde düşük sürtünme katsayısının bir sonucu olduğunu açıklar.

Kurşun alaşımlı pirinç ile çelik arasında yağlamasız kayma durumunda örneğin; yumuşak aşınmada sürtünme katsayısı 0.15 iken sert aşınmada 0.25-0.30 dolaylarındadır. Yumuşak aşınma ile oluşan kırıntılar, pirinç pim ve çelik halkanın yapısında bulunan bakır, çinko ve demir oksitlerinin karışımından oluşur. Pirinç pim ve çelik halka farklı sertlikte oldukları halde bunların aşınma oranları birbirleriyle karşılaştırılabilir.

Sert çelik üzerinde kayan pirinçte yumuşak aşınmanın gelişimi detaylı bir şekilde araştırılırsa olayların zincirleme geliştiği görülür. Proses pirinç tabakasının çelik yüzey üzerine transfer olduğu kısa periyotlu sert aşınma ile başlar. Sert aşınmadakinin tersine, oksit partiküllerinden dolayı yüzeyin sertleşmesi nedeniyle

tabaka pim yüzeyine geri transfer olur. Çelik ile üzerine transfer olan pirinç tabakası arasındaki arayüzey, pim ile üzerindeki tabaka arasındakinden daha zayıf olması nedeniyle geri transferi uygun görülmektedir. Geri transfer olayı çelik üzerindeki tabakanın tamamen pim üzerine geçmesine kadar devam eder. Bu durumda pimin yüzeyi pirinç ve oksitin geri transferiyle komposit bir tabaka halini alır. Çelik yüzeyi de bir oksit film tabakasıyla kaplıdır. Pimin yüzey tabakası oksitle birleşmesiyle güçlenir. Aynı zamanda düşük kesme mukavemetine ve sürtünmeye sahip olur.

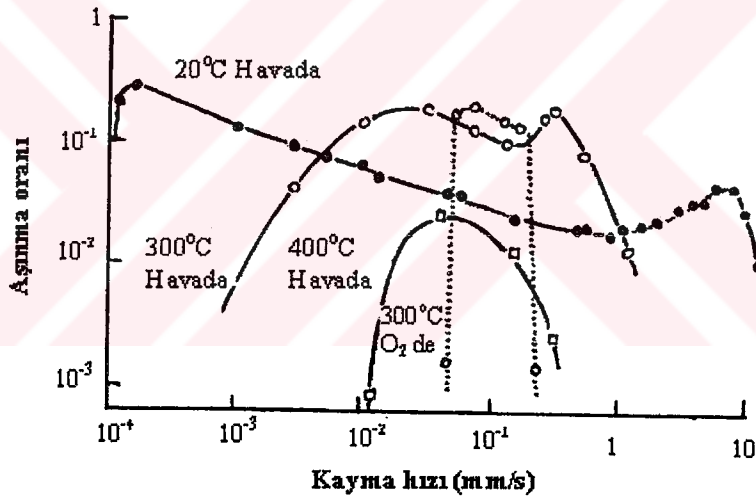


Şekil 4.6 Çelik halka üzerinde kayan α/β pirincinin yumuşak aşınma rejimi sırasında oluşan yüzey tabakalarının yapısını gösteren diyagram ve buna uyan mikrosertlik profili (Hutchings 1996)

Transfer olan tabakanın yapısı şekil 4.6 da gösterilmiştir. Yapılan bu deneylerde oksit kalınlığı $25\mu\text{m}$ iken toplam tabaka kalınlığı $40\mu\text{m}$ dir. Direnci

arttırılmış yüzey tabakası ile pirincin ana iç tabakasının karşılaştırılması mikrosertlik profilinden açıkça görülmektedir. Oksitin ayrılıp aşınma kırıntıları haline gelmesi yüke, hıza ve sıcaklığa bağlıdır ve değişik temas bölgeleri arasında farklılık gösterir. Periyodik yükleme sonucunda oksit yaprakçıkları kopabilir. Ancak çelikten türeyen sert oksit partikülleriyle meydana gelen abrazyon daha önemli olabilir. Pirinçler için sert aşınma rejimi yumuşak aşınma rejiminin 10^4 katıdır.

Yumuşak aşınma rejiminde oksit oluşumu çok önemli bir rol oynar. Kayma yüzeylerinin oksidasyon oranını değiştirecek herhangi bir faktör yumuşak ve sert aşınma arasındaki geçiş durumunu etkileyecektir. Oksidasyon oranı için en önemli değişken sıcaklıktır. Kaymaya maruz kalan arayüzeylerdeki sıcaklık hem ortam sıcaklığına hemde kayma hızı ile yüklemeye bağlı olan sürtünme gücü dağılımına bağlıdır. Bu etkiler şekil 4.7 de gösterilmiştir.



Şekil 4.7 Çelik halka üzerinde kayan α/β pirinc için değişik sıcaklıklardaki havada ve saf oksijen içerisinde kayma hızına göre aşınma oranının değişimi (Hutchings 1996)

20°C deki havada sert aşınma rejimi çok geniş hız alanlarına yayılır. 0.2mm/s nin altındaki kayma hızlarında her ne kadar zaman oksidasyon için yeterli olsada yumuşak aşınma prosesinde geri transfer film tabakası meydana gelir ve aşınma oranı düşer. Hız spektrumunun sonunun ters yönünde sürtünme ısısı oksidasyonun çok hızlı olduğu bir noktaya kadar arayüzey sıcaklığını yükseltir. Burada tekrar

yumuşak aşınma hakimdir ve 8m/s'nin üzerindeki hızlarda bu geometri için aşınma oranı yine aniden düşer. Kayma hızı ile aşınma oranındaki yükselme sürtünme ısısı meydana getirir. Bu hızlarda pirinçte termal yumuşama meydana gelmesiyle sert aşınma oranında artış görülür. Yüksek hızlarda yumuşak aşınmaya geçişi sağlayan bu etkilerin ve artan oksidasyon oranının kayma yüzeyindeki alçak lokal sıcaklığa bağlılığı ve yüzey pürüzlülüğü ile EP yağlayıcı maddelerin aktivitelerinde önemli olan hissedilir derecedeki yükselen sıcaklıklara bağlı olmadığı belirtilmelidir. Yüksek ortam sıcaklığında termal oksidasyon oranının yükselmesi yumuşak aşınma rejimine benzer (Huchings 1996).

4.3. Dişli Çarklarda Oluşan Aşınma Türleri

Dişli çarkların çalışma ortamlarında birçok problem ile karşı karşıya kalınmaktadır. Tasarımcılar, iyi bir performans ve ekonomiyi sağlayan bir tasarım yapmalıdır. Dişlinin çalışmasına ait sorunlar son kullanım süresinde ortaya çıkmaktadır. Farklı problemler farklı talepleri beraberinde getirmektedir.

Dişliler genelde yatakların ve millerin kullanıldığı bir kutu içerisine yerleştirilirler. Yataklar ve miller deforme olarak, eğilerek ve burularak titreşim, gürültü ve arıza gibi beklenmeyen çalışma davranışlarına sebep olurlar. Çalışma frekansı rezonans frekansına ulaştığında gürültü daha da yüksek olmaktadır.

Dişlilerin çalışma süresi boyunca birçok farklı gerilme şekilleri görülebilmektedir. Dişin eğilmesi diş dibi gerilmelerine sebep olurken, kavrama sırasında temasta olan dişli çifti sayısının değişmesi, değişken yüzey basınçlarına sebep olmaktadır. Bazı gerilmeler sertleştirme, tavlama gibi imalat prosesleri sonucu oluşmaktadır. Dişlerin etkileşimi ve yüzeylerin etkileşimi sonucu titreşimler meydana gelmektedir. Mack Aldener ve Olsson tarafından tanımlanan yeni bir olgu da “diş iç yorulma kırılması” (TIFF) dır. Bu olgu iç gerilme kopmasıyla karıştırılmamalıdır. TIFF, dişin içinden ilerleyen bir çatlak ilerlemesidir ve dişin üst yarısının kopmasıyla sonuçlanır (Flodin 2000).

Makine elemanlarının hepsinde en etkili bozulma hali aşınmadır. Aşınmanın engellenebilmesi için geliştirilen metotlardan biri yağlamadır. Yağlama yağı ortamda oluşan ısıyı üzerine alır ve sistemin müsaade edilebilir sıcaklık sınırlarında

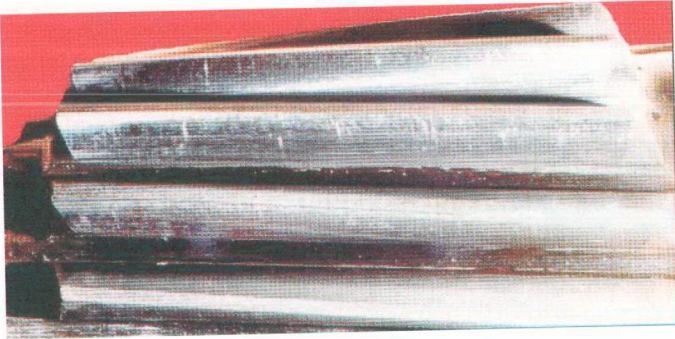
çalışmasına yardımcı olur. Diş temas noktalarındaki sürtünmelerin sebep olduğu sürtünme kaybı yani kayıp enerji ısıya dönüşür. Belli bir seviye üzerindeki bu sıcaklık yağlama yağının viskozitesini düşürdüğü gibi ömrünü de kısaltır. Bunun için yağ sıcaklık artışı belli bir değerin altında kontrol edilmelidir. Gerek yağlama metotları gerekse yağlayıcılarda gelişen yeni teknikler uygulanarak dişli çarklardaki aşınmayı minimum seviyeye indirme çabaları devam etmektedir.

Dişli çarkların servis ömrünü sınırlandıran aşınma mekanizmaları, abrasif aşınma, korozif aşınma, fretting korozyonu, scuffing (soyulma), mikropitting ve pittingdir.

4.3.1. Abrasif aşınma

Abrasif aşınma yabancı maddelerin sistemi yada yağlama yağını kirletmesiyle oluşur. Kirlenme bir çok yolla oluşabilir. Bunlardan en geneli aşınan partiküllerin yağda kalması ve bu sefer abrasif etki yaparak ana metali aşındırmasıdır.

Abrasif aşınma yağ içerisindeki aşındırıcı parçaların temizlenmesiyle engellenebilir. Ancak bu oldukça zor bir iştir. Bazı durumlarda aşındırıcı parçacıklar yumuşak metal içerisine gömülebilir. Bu durumda aşınma kaçınılmaz olmaktadır (Şekil 4.8).

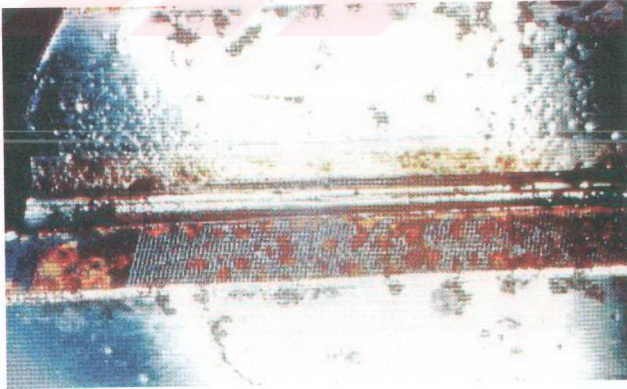


Şekil 4.8 Abrasif aşınma (Şahin ve İmrek 2001)

Kaçınılması gereken bir diğer durumda bitirme işlemi (Finishing) yapılmamış yada düşük kalitede yapılmış sert bir malzemenin çalıştırılmasında oluşur. Buna örnek olarak taşlanmadan sertleştirilmiş malzemeler verilebilir. Sert ve aşındırıcı bir çark, yumuşak ve düz bir yüzeyle çalışıldığında oldukça hızla bu yüzeyi aşındırır. Yağlama yağı da yeterli sıklıkta değiştirilmezse dişli profilinde kayma doğrultusunda oluklar şeklinde aşınma gözlenir.

4.3.2. Korozif aşınma

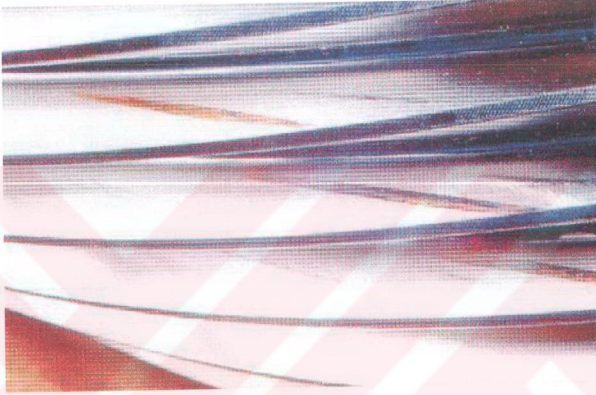
Kimyasal korozyon ve korozif aşınmanın temel sebebi yağlama yağının kirlenmesidir. Su, tuz, solventler, yağ temizleyiciler yağın kirlenmesine ve korozif aşınmaya sebep olurlar. Yağın sıcaklığının her çalıştırmada oda sıcaklığından çalışma sıcaklığına değişmesi yağ içindeki su miktarını artırır. Paslanma olayı genel olarak bu yolla oluşur. Ayrıca yağ içine katılan katkıları da ana metalle reaksiyona girerek korozyona neden olabilir. Mesela bir çok uygulamada kullanılan Ep (Extreme pressure) katkısı klorin ve türevlerini içerir ki bu madde bazı çalışma koşullarında oldukça koroziftir. Bir başka durum ise kimyasal tesislerde çalışan dişlilerin kimyasal maddelerden yayılan buhar ve parçacıkların ana metalle reaksiyonu sonucu oluşan korozyondur (Şekil 4.9).



Şekil 4.9 Korozif aşınma (Şahin ve İmrek 2001)

4.3.3. Fretting korozyonu

Bu hasar tipi temas yüzeylerinde uygun olmayan yağlama nedeniyle oluşan bir aşınma türüdür. Aşınan parçacıklar oksitlenerek kırmızı bir renk alırlar. Oksitleme için sadece havanın olması yeter şart değildir. Oksijen içeren kimyasal bileşiklerle dahi korozyon oluşturma tehlikesi vardır (Şekil 4.10).



Şekil 4.10 Fretting korozyonu (Şahin ve İmrek 2001)

Fretting korozyon sonucu oluşan parçacıklar abrasiftir. Ve yağın ulaşamadığı yada uygun yağlama yapılamadığı bölgelerden koparlar (Şahin ve İmrek 2001).

4.3.4. Soyulma

Scuffing aşırı ısınma sonucu diş yüzeylerinde bulunan yağ filminin yer yer yırtılarak metal metal temasına izin vermesiyle karşılıklı çalışan dişlilerin yüzeylerinde kaynak ve kopma şeklinde gerçekleşen hızlı bir adezyon aşınmasıdır. Sıcaklık ve basıncın etkisiyle ilk olarak temas yüzeyleri kısa sürede kaynak yaparlar. Birbirlerine göre yüksek olan temas yüzeyleri izafi hızları bu kaynak bağlarının aniden kırılmasına sebep olur. Böylece tipik scuffing olayı gerçekleşir.

Bu zarar her zaman yüksek kayma hızlarının gözlemlendiği dişbaşı ve dişdibi bölgelerinde meydana gelir. Scuffing, aşırı yüklemenin sebep olduğu aniden oluşan bir zarardır. Bu aniden oluşan scuffing diş yan yüzeylerinin tamamıyla yok olmasına neden olabilmektedir.

Yeni imal edilmiş ve alıştırılmamış bir dişli çarkın yüzeyleri scuffing için oldukça elverişlidir. Yapılan deneyler de göstermiştir ki alıştırılmamış dişlinin yük kapasitesi alıştırılmış dişlininkinin %20 si kadardır. Bu tip bir aşınma aktarılan torkun ve hızın düşürülmesi ile ve yağ viskozitesinin artırılmasıyla engellenebilir. Yağa, uygun EP (yüksek basınç) aditifleri ekleyerek, Scuffing yük kapasitesinde 5 kat kadar bir iyileştirme sağlanabilir. Bir dişli sisteminde yük scuffing oluşturacak kadar yüksek olmayabilir. Ancak konumlandırma hatalarından dolayı dişin uç kısımlarında yük konsantrasyonu oluşabilir. Bu da aradaki yağ filmini yırtabilir ve Scuffing gerçekleşmiş olur. Bu olay daha çok yüksek yüke maruz profil kaydırma yapılmamış dişlilerde gözlenmektedir.

4.3.5. Mikropitting

Mikropitting tavllanmış dişlilerin diş yan yüzeyleri üzerinde bütün hız bölgelerinde gözlenebilmektedir. Özellikle pürüzlü yüzeylerde mikropitting söz konusudur. Mikropitting baskın olarak negatif kayma hızları bölgelerinde yorulma olayı sonucu gerçekleşmektedir. Bu olayda mikroskobik derecede küçük yorulma kırılmaları oluşmaktadır. İlk olarak küçük kırılmalarla başlayan bu zarar diş yüzeylerinde profil bozulmalarına sebep olmaktadır. Bu olayı pitting, aşınma, diş kırılması gibi daha önemli hasar şekilleri izlemektedir. Şekil 4.11'de Mikropitting gerçekleşmiş bir diş yan yüzeyi görülmektedir.

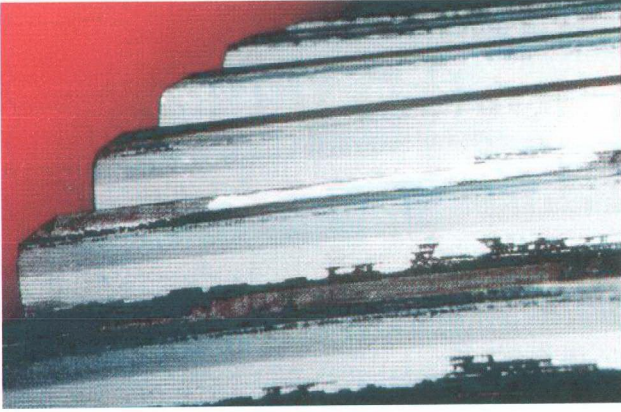


Şekil 4.11 Diş profili üzerinde mikropitting görünümü (Şahin ve İmrek 2001)

Bir yağlayıcının mikropitting üzerine pozitif etkisinin olması için yeterince yüksek bir viskositeye ve uygun bir aditif sistemine sahip olması gerekir. Uygun bir aditif sistemi seçilirken, çalışma viskositesi veya dişli çarkın sıcaklığının önemi büyüktür. Yapılan deneyler göstermektedir ki bazı yağlayıcı aditif sistemleri 90°C dişli çalışma sıcaklığında çok yüksek mikropitting yük taşıma kapasitesine sahip olurken, 60°C veya 120°C de çok düşük kapasiteye sahiptirler. Bu durum yağlayıcı seçiminde göz önüne alınmalıdır. Çeşitli test metodları bu olay için karar vermede yardımcı olmaktadır (Bartels 2001).

4.3.6. Pitting

Pitting hasarı, temperlenmiş, su verilmiş veya tavllanmış dişlilerde bütün dişli tipleri ve bütün çevresel hız bölgelerinde gerçekleşen bir hasar türüdür. Tavllanmış dişlilerde pitting sadece bir veya birkaç diş yan yüzeyi üzerinde olmaktadır. Diğer dişlerde bu tip bir zarar izi görülmektedir. Tavllanmış dişlilerle karşılaştırılacak olursa su verilmiş ve temperlenmiş dişlilerde pitting zararı bütün dişlerin yan yüzeyleri üzerinde, diş genişliği boyunca dağılmış bir şekilde görülmektedir.



Şekil 4.12 Dişli çark profili üzerinde hertz yorulması etkisinde pitting (Şahin ve İmrek 2001)

Pitting baskın olarak taksimat daresi üzerindeki yüzeyin orta bölgesinde gözlenmektedir. Çünkü burada tekil kavrama durumundan dolayı en yüksek yük veya en büyük gerilme genlikleri oluşmaktadır ve malzeme burada en hızlı yorulmayı göstermektedir. (Bartels 2001)

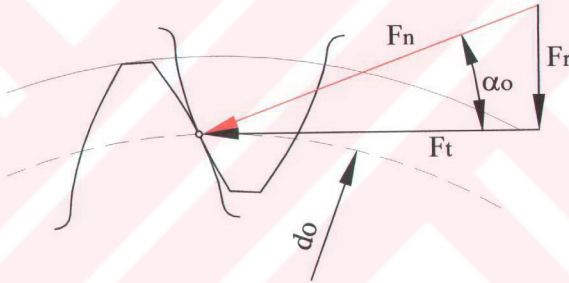
Pitting olayında yüzeylerin hemen altında ya da yüzeyde oluşan mikro çatlaklar değişken gerilmenin de etkisiyle ilerler ve mikro kırılmalara sebep olur. Böylece malzeme taşınması vuku bulmuş olur. Burada şu da belirtilmelidir ki endüstriyel uygulamalarda en sık rastlanan hasar tipi Pitting'dir. Daha fazla bir diş genişliği, dişin birim alanına düşen yükü düşüreceğinden bu olay engellenebilir. Şekil 4.12'de dişli çark profili üzerinde hertz yorulması etkisiyle oluşmuş pitting aşınması görülmektedir (Şahin ve İmrek 2001).

Pitting, hertz basıncı, kayma gerilmesi ve yağ bozulması sonucu oluştuğu için yük taşıma kapasitesi fazla olan yüksek viskoziteli yağ kullanımı ile pitting ömrü arttırılabilir. (Höhn ve Michaelis 2004)

5. MATERYAL VE METOD

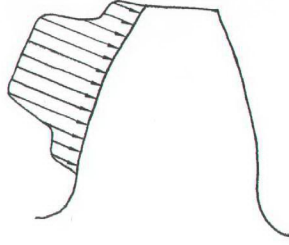
5.1. Kavrama Doğrusu Boyunca Statik Yük Dağılımı

Dişlilerle ilgili herhangi bir çalışmaya başlamadan önce diş kuvvetleri, bu kuvvetlerin kaynağı ve sınıflandırılması ile bu kuvvetlerin sebep olduğu zorlanmaların doğru olarak bilinmesinde büyük yarar vardır. Eş çalışan düz alın dişli mekanizmasında temasta olan diş çifti veya çiftlerinde dişlilerin birbirlerine uygulamakta olduğu kuvvete, sürtünme kuvveti ihmal edilirse, diş normal kuvveti denir (Şekil 5.1). Birden fazla diş çifti temasta ise bu kuvvet diş çiftleri arasında paylaşılır.



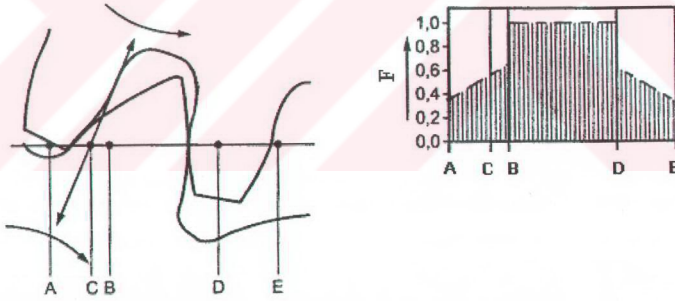
Şekil 5.1 Düz dişlide normal kuvvet

İletilmekte olan gücü ve hızı sabit olan ve (döndürme momentleri M_{d1} , M_{d2} sabit) kavrama oranı 2'den küçük bir evolvent dişlinin dişinde bu kuvvetin dağılım durumu Şekil 5.2' deki gibidir (Aydeniz 1992).



Şekil 5.2 Döndürme momentinin sabit olduğu durumda diş üzerindeki kuvvet dağılımı (Aydeniz 1992)

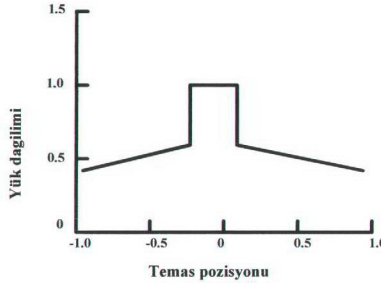
Şekil 5.3'de gösterilen dişliler için kavrama mesafesi boyunca yük dağılımı statik kabul edilebilir. Tekil kavrama bölgesinde bütün yük tek bir çift diş tarafından taşınır. Dişlerin elastisitesinden dolayı tekil kavrama bölgesinden çift kavrama bölgesine geçiş ani olmaz fakat yaklaşık lineer olmaktadır (Bartels 2001).



Şekil 5.3 Diş teması boyunca yük dağılımı (Bartels 2001)

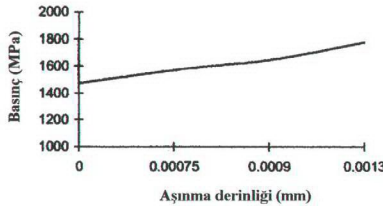
Dişli çarklarda rijitlik ve sönüm diş pozisyonu ve kavramadaki diş çifti sayısının fonksiyonudur. Dişli çarkta tek bir diş çifti temasta ise bu diş çiftinin taşıdığı yük toplam yüküdür. Aynı şekilde iki adet diş çifti temasta ise tek diş çiftinin taşıdığı yük toplam yükten daha azdır. Şekil 5.4'deki gibi her bir diş çifti için değişen

ani yük dağılımından dolayı dişli çarkın hem sönümü hem de rijitliği değişmekte ve bundan dolayı da dişli çarkın ömrü azalacak ve gürültüsü artacaktır (Moosavi 1990).



Şekil 5.4 Yük dağılım grafiği (Moosavi 1990, Winter ve Michaelis 1975)

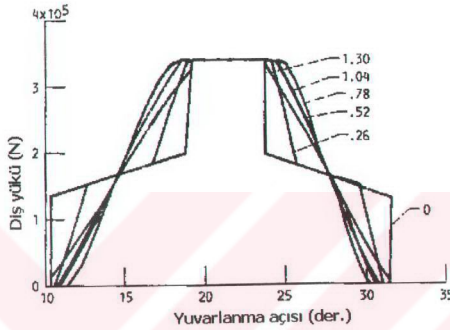
Ayrıca, kavrama doğrusu boyunca kuvvet dağılımından dolayı diş üzerinde meydana gelen aşınma diş yüzeyinin dalgallılığına sebep olmaktadır. Yumuşak veya sert aşınma yüzeyde dalgallılığa sebep olduğundan dolayı yüzey basıncı üzerine negatif etkisinin olabileceği beklenmekte ve yorulma sınırlarının üzerine çıkılmasıyla sonuçlanmaktadır. Bu aynı zamanda çok hızlı bir proses olabilmektedir. Eğer dişler daha ileri metotlar kullanılarak optimize edilirse, aşınma daha detaylı bir şekilde göz önüne alınmalıdır. Aşınma dişler arasındaki yük dağılımını, temas yüzeylerinin eğilimini değiştirdiği için yüzey basıncını ve aynı zamanda temas alanının taşıyabileceği yük miktarını da etkilemektedir. Şekil 5.5'de aşınma derinliğinin artmasıyla birlikte basınç artışı görülmektedir. (Flodin 2000)



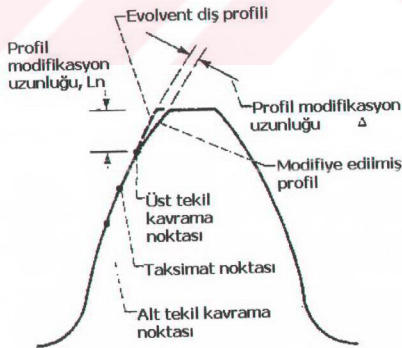
Şekil 5.5 Taksimat noktasında artan aşınma derinliğine göre basınç değişimi (Flodin 2000)

5.2. Diş Modifikasyonunun Diş Deformasyonu Üzerine Etkileri

Bazen dişli sistemlerinin verimliliği dişli çark dişinin modifikasyonu ile artırılabilir. Diş modifikasyonu üzerine yapılan pek çok araştırmalar vardır. Bu araştırmalara en önemli katkıyı Moosavi yapmıştır.

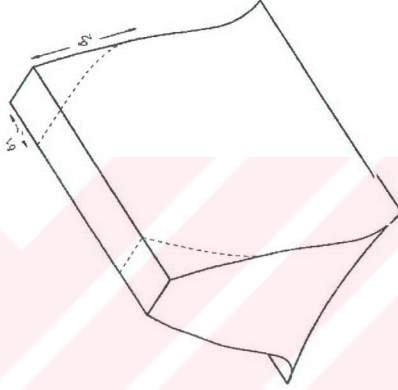


Şekil 5.6 Diş yük paylaşımı (Moosavi 1990)



Şekil 5.7 Diş hafifletme ve profil modifikasyon uzunluğu (Moosavi 1990)

Şekil 5.6'da sabit bir profil modifikasyonu ve değişen modifikasyon uzunlukları için diş çiftinin taşıdığı yükün dağılımını göstermektedir. Moosavi Şekil 5.7 ve Şekil 5.8' de görüldüğü gibi dişli çark diş profili ve diş genişlik modifikasyonu yapmıştır. Böylece yük dağılımı ani olmayan değişim göstermektedir. Moosavi'ye göre bu modifikasyonla dişli çarkın ömrü artacak ve gürültüsü azalacaktır (Moosavi 1990).



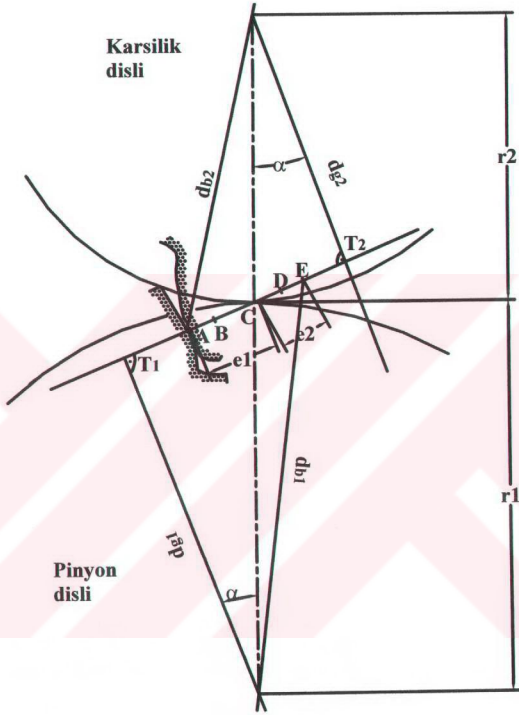
Şekil 5.8 Yüzey genişlik modifikasyonu (Moosavi 1990)

5.3. Diş Genişlik Modifikasyonunun Oluşturulması

Yapılan bu tez çalışmasında, dişli çarklarda yüzey basıncının aşınmaya olan etkisi dikkate alınmış ve bu etkiyi ortadan kaldırmak için diş genişlik modifikasyonu yapılarak diş üzerindeki yüzey basıncı dağılımı daha homojen hale getirilmeye çalışılmıştır. Diş genişlik modifikasyonu, dişlide yükün fazla olduğu bölgede genişletme yaparak bu bölgede meydana gelen yüzey basıncını azaltmak temeline dayandığı için öncelikle kavrama bölgelerini tespit edip, kavrama doğrusu boyunca yük dağılımını belirlemek gerekmektedir.

Kavrama doğrusunun her iki baş dairesi arasında kalan ve asıl kullanılan AE uzunluğuna *kavrama boyu* adı verilir (Şekil 5.9). Merkezler doğrusu ile yuvarlanma

dairelerinin ortak teğetinin kesiştiği C noktasına *yuvarlanma noktası* adı verilir (Şekil 5.9). Kavrama boyutunun AC kısmına giriş, CE kısmına çıkış kısmı ve bu kısımlara karşılık gelen açılara giriş ve çıkış açıları denir.



Şekil 5.9 Dişli çarklar arasında kavrama doğrusu

Şekil 5.9 yardımıyla kavrama doğrusu boyunca temas noktaları arası mesafeler ;

$$r_1 = d_1/2 \quad (5.1)$$

$$\overline{CT_1} = r_1 \cdot \sin\alpha \quad (5.2)$$

$$\overline{CT_2} = r_2 \cdot \sin\alpha \quad (5.3)$$

$$\overline{T_1E} = \sqrt{\left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2} \quad (5.4)$$

$$\overline{T_2A} = \sqrt{\left(\frac{d_{b2}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b2}}{2}\right)^2} \quad (5.5)$$

$$\overline{T_1T_2} = a \cdot \sin \alpha \quad (5.6)$$

$$\overline{T_1A} = \overline{T_1T_2} - \overline{T_2A} \quad (5.7)$$

$$e_1 = \overline{AC} = \overline{CT_1} - \overline{T_1A} \quad (5.8)$$

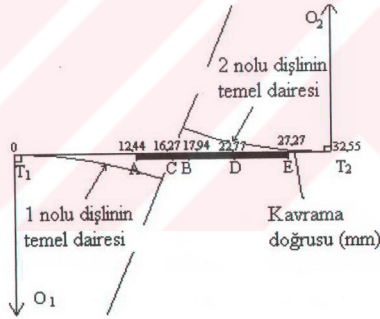
$$\overline{T_2E} = \overline{T_1T_2} - \overline{T_1E} \quad (5.9)$$

$$e_2 = \overline{CE} \quad (5.10)$$

$$\overline{AD} = \overline{BE} = t_e = t \cdot \cos \alpha \quad (5.11)$$

$$\overline{AB} = e_1 + e_2 - t_e \quad (5.12)$$

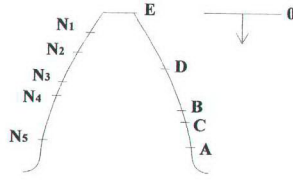
formüllerini kullanarak hesaplandığında deney dişlileri için Şekil 5.10'daki kavrama doğrusu elde edilmiştir.



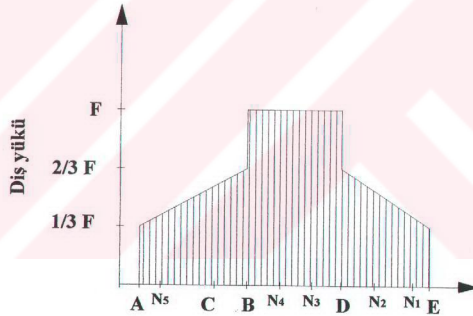
Şekil 5.10 Deney dişlilerine ait kavrama doğrusu

Bu durumda düz dişli çarklar için Şekil 5.3'deki yük dağılım grafiği esas alındığında deney dişlilerine ait Şekil 5.11.b'deki kavrama doğrusu boyunca yük dağılımı elde edilir. Şekil 5.11.a'da tekil kavrama, çift kavrama ve seçilen ara noktaların diş üzerindeki konumları belirtilmiştir. Ara noktalar, deney dişlilerine deneyden sonra yapılacak ölçme işlemlerinde kavrama noktaları arasındaki mesafe

fazla olduğundan hassas ölçme yapabilmek için seçilmiştir. Ara noktalar, diş başından (E noktası) itibaren düşey doğrultuda 1 mm, 2 mm, 3,5 mm, 4,2 mm ve 6,42 mm uzaklıklarda seçilmiştir. Bu noktalar ; Diş başına 1mm uzaklıktaki nokta N_1 , 2 mm uzaklıktaki nokta N_2 , 3,5 mm uzaklıktaki nokta N_3 , 4,2 mm uzaklıktaki nokta N_4 ve 6,42 mm uzaklıktaki nokta N_5 olarak ifade edilmiştir.



a)



Kavrama doğrusu

b)

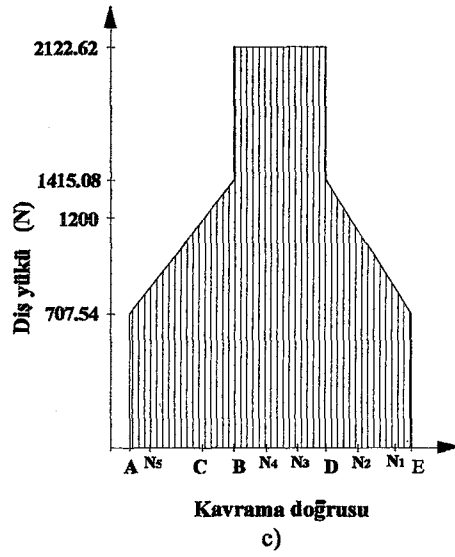
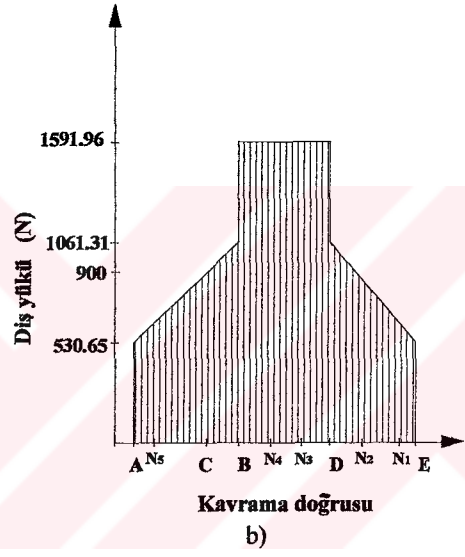
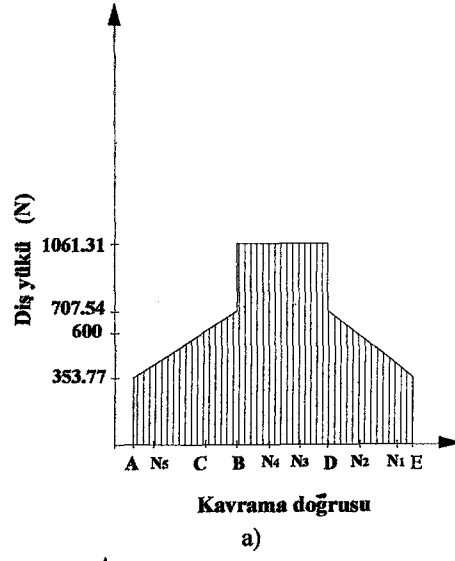
Şekil 5.11 a) Kavrama noktaları ve ara noktaların diş üzerindeki pozisyonları
b)Kavrama doğrusu boyunca yük dağılımı

Deney dişlilerine, F_n (taksimat noktasındaki yük) yükünün değeri; 600N, 900N, 1200N olacak şekilde tork uygulanacağından dolayı Şekil 5.11.b'deki yük dağılım grafiği yardımıyla hesaplanan kavrama noktaları üzerindeki yük değerleri Tablo 5.1'de ve Şekil 5.12'de verilmiştir.

dağılım grafiği yardımıyla hesaplanan kavrama noktaları üzerindeki yük değerleri Tablo 5.1'de ve Şekil 5.12'de verilmiştir.

Tablo 5.1 Kavrama noktaları üzerindeki yük değerleri

Kuvvet	$F_n = 600 \text{ N}$	$F_n = 900 \text{ N}$	$F_n = 1200 \text{ N}$
F_A	353,77	530,65	707,54
F_{N5}	422,61	633,90	845,22
$F_C = F_n$	600,00	900,00	1200,00
F_B	1061,31	1591,96	2122,62
F_{N4}	1061,31	1591,96	2122,62
F_{N3}	1061,31	1591,96	2122,62
F_D	1061,31	1591,96	2122,62
F_{N2}	574,70	862,05	1149,40
F_{N1}	420,60	630,90	841,20
F_E	353,77	530,65	707,54

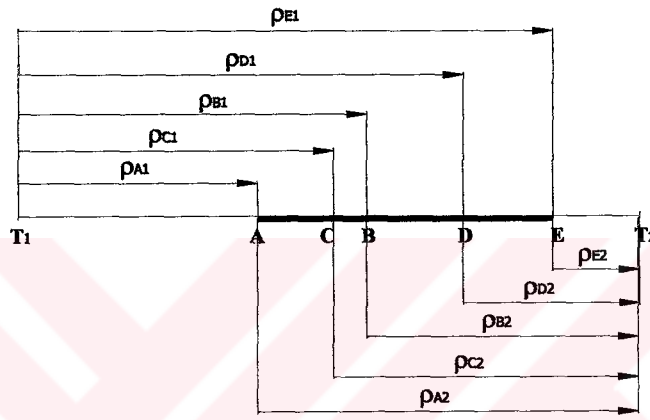


Şekil 5.12 Kavrama doğrusu boyunca yük dağılımı a) $F_n = 600\text{N}$ da, b) $F_n = 900\text{N}$ da, c) $F_n = 1200\text{N}$ da

Denklem (3.30)'da diş üzerindeki herhangi bir noktadaki Hertz yüzey basıncı;

$$p_H = 0,399 \sqrt{\frac{F_n \cdot 137237}{b \cdot \rho}}$$

olduğu için kavrama noktalarındaki Hertz yüzey basıncı değerini hesaplariken, bu noktalardaki yüklerin, diş genişliğinin ve eşdeğer eğrilik yarıçapının bilinmesi gerekir. Kavrama noktaları üzerindeki yük değerleri yine Tablo 5.1'de mevcuttur. Bu noktaların eğrilik yarıçapları ise Şekil 5.13 yardımıyla ;



Şekil 5.13 Kavrama noktalarının eğrilik yarıçapları

$$\rho_{A1} = \overline{T_1A} \quad (5.14)$$

$$\rho_{B1} = \overline{T_1A} + \overline{AB} \quad (5.15)$$

$$\rho_{C1} = \overline{CT_1} \quad (5.16)$$

$$\rho_{D1} = \overline{T_1A} + \overline{AD} \quad (5.17)$$

$$\rho_{E1} = \overline{T_1E} \quad (5.18)$$

$$\rho_{A2} = \overline{T_2A} \quad (5.19)$$

$$\rho_{B2} = \overline{T_2A} - \overline{AB} \quad (5.20)$$

$$\rho_{C2} = \overline{CT_2} \quad (5.21)$$

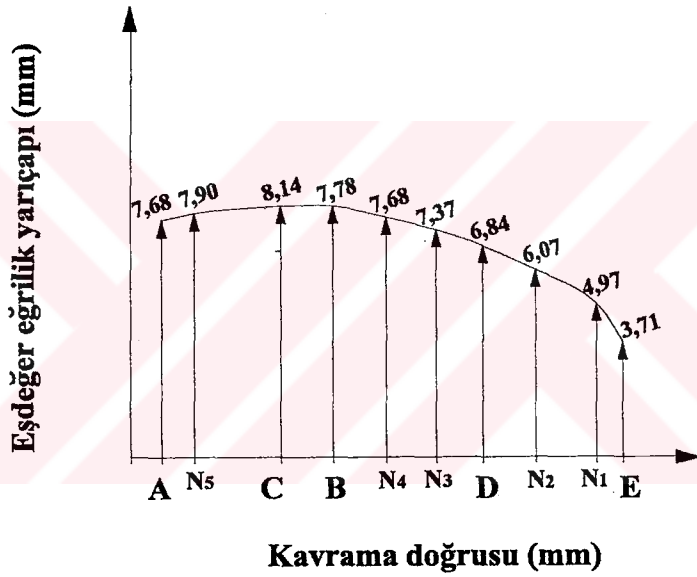
$$\rho_{D2} = \overline{T_2A} - \overline{AD} \quad (5.22)$$

$$\rho_{E2} = \overline{T_2 E} \quad (5.23)$$

şeklinde hesaplanır. Bu yolla bulunan değerler (3.29) denkleminde yerine konularak kavrama noktalarının sahip olduğu eşdeğer eğrilik yarıçapları hesaplanır.

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}; \quad \rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}$$

Böylece deney dişlilerine ait kavrama doğrusu boyunca eşdeğer eğrilik yarıçapının değişimi Şekil 5.14'deki gibi olur.



Şekil 5.14 Eşdeğer eğrilik yarıçapları

Şekil 5.15 yardımıyla diş üzerindeki kavrama noktalarına ait dişli çapları;

$$d_{1A} = 2 \cdot \sqrt{\rho_1 A^2 + \left(\frac{dg_1}{2}\right)^2} \quad (5.24)$$

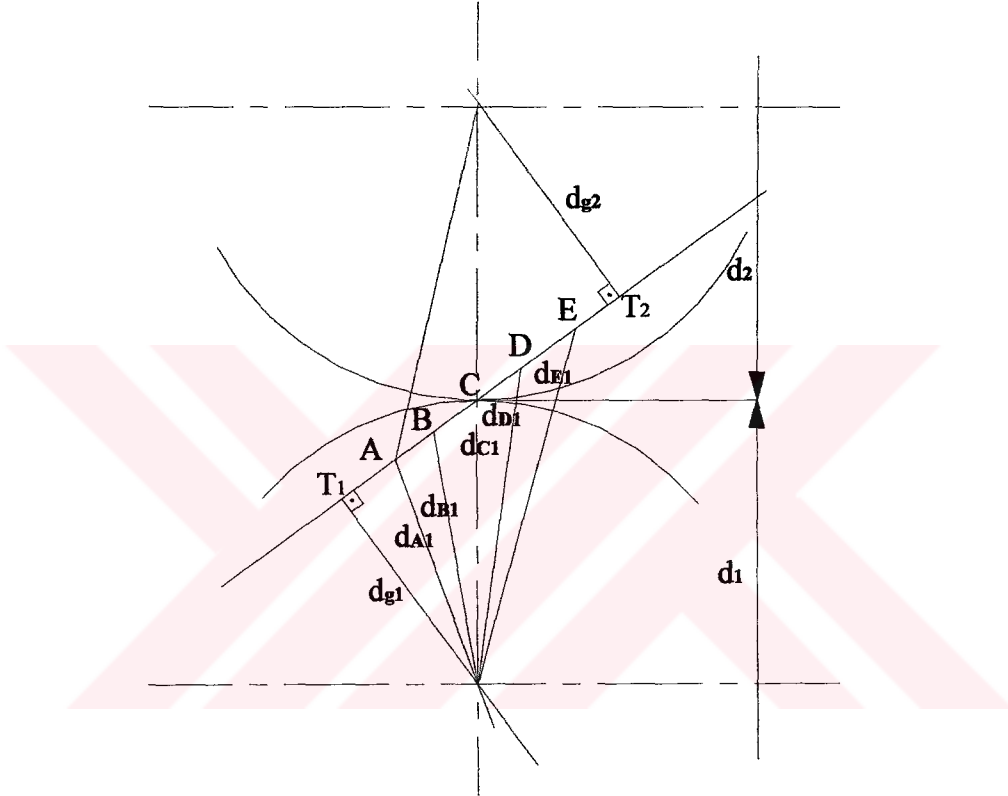
$$d_{1B} = 2 \cdot \sqrt{\rho_1 B^2 + \left(\frac{dg_1}{2}\right)^2} \quad (5.25)$$

$$d_{1C} = d_1 = 2 \cdot \sqrt{\rho_1 C^2 + \left(\frac{dg_1}{2}\right)^2} \quad (5.26)$$

$$d_{1D} = 2 \cdot \sqrt{\rho_1 D^2 + \left(\frac{dg_1}{2}\right)^2} \quad (5.27)$$

$$d_{1E} = 2 \cdot \sqrt{\rho_1 E^2 + \left(\frac{dg_1}{2}\right)^2} \quad (5.28)$$

formüllerile bulunur.



Şekil 5.15 Kavrama doğrusu boyunca kavrama noktaları çapları

Bu şekilde bulunan ve deneyde kullanılan dişli çarklara ait kavrama noktalarındaki çaplar ve eşdeğer eğrilik yarıçapları Tablo 5.2 de verilmiştir.

Tablo 5.2 Kavrama noktalarına ait dişli çapları ve eşdeğer eğrilik yarıçapları

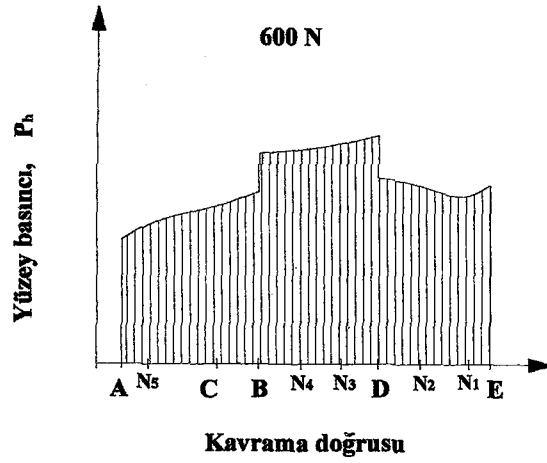
Kavrama noktaları	Çap, d (mm)	Eşdeğer eğrilik yarıçapı, ρ (mm)
A	89,06	7,68
N ₅	89,68	7,90
C	91,50	8,14
B	92,73	8,05
N ₄	94,12	7,78
N ₃	95,52	7,37
D	96,88	6,84
N ₂	98,52	6,07
N ₁	100,52	4,97
E	102,52	3,71

(3.30) denkleminde Tablo 5.1'deki yük, Tablo 5.2'deki eşdeğer eğrilik yarıçapı ve genişlik ($b=4$) değerleri yerine konulduğunda modifiye edilmemiş dişli çarkta kavrama noktaları için her yük kademesindeki yüzey basıncı değerleri Tablo 5.3'de ve Şekil 5.16.a,b,c'de verilmiştir.

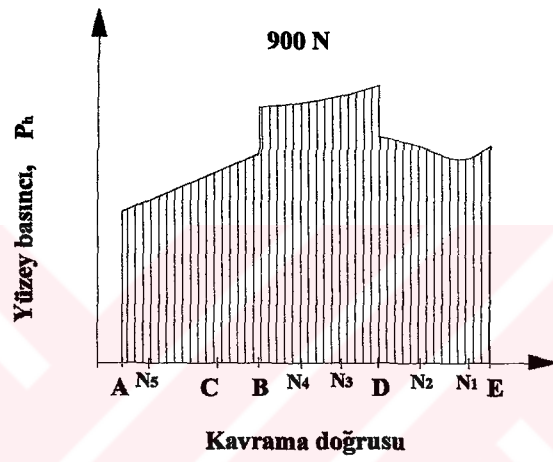
Tablo 5.3 Modifiye edilmemiş dişli çark için kavrama noktaları boyunca diş genişliği ve yüzey basıncı değerleri

Kavrama noktaları	Diş genişliği, b (mm)	Yüzey basıncı		
		P ₆₀₀ (N/mm ²)	P ₉₀₀ (N/mm ²)	P ₁₂₀₀ (N/mm ²)
A	4	501,41	614,10	709,11
N ₅	4	540,45	661,91	764,32
C	4	634,60	777,22	897,46
B	4	848,45	1039,10	1199,90
N ₄	4	862,87	1056,80	1220,30
N ₃	4	886,98	1086,30	1254,40
D	4	920,51	1127,40	1301,80
N ₂	4	718,54	880,03	1016,20
N ₁	4	679,46	832,16	960,90
E	4	721,06	883,12	1019,70

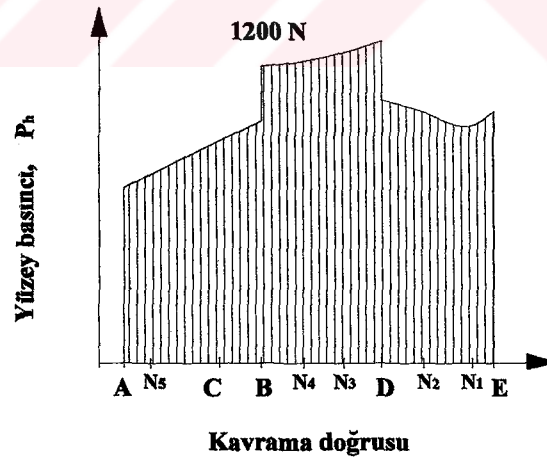
Şekil 5.16'da da görüldüğü gibi modifiye edilmemiş dişli çarkta kavrama noktaları üzerinde oluşan yüzey basıncı, genişlik sabit olduğu için eşdeğer eğrilik yarıçapına ve yük dağılımına göre değişmektedir. Kavrama noktaları arasındaki bu basınç dağılımı Şekil 5.11'deki kavrama doğrusu boyunca yük dağılım grafiği ile birlikte incelendiğinde bu grafikte benzerlik gösterdiği yani yükün fazla olduğu bölgelerde basıncın da fazla olduğu görülmektedir.



a)



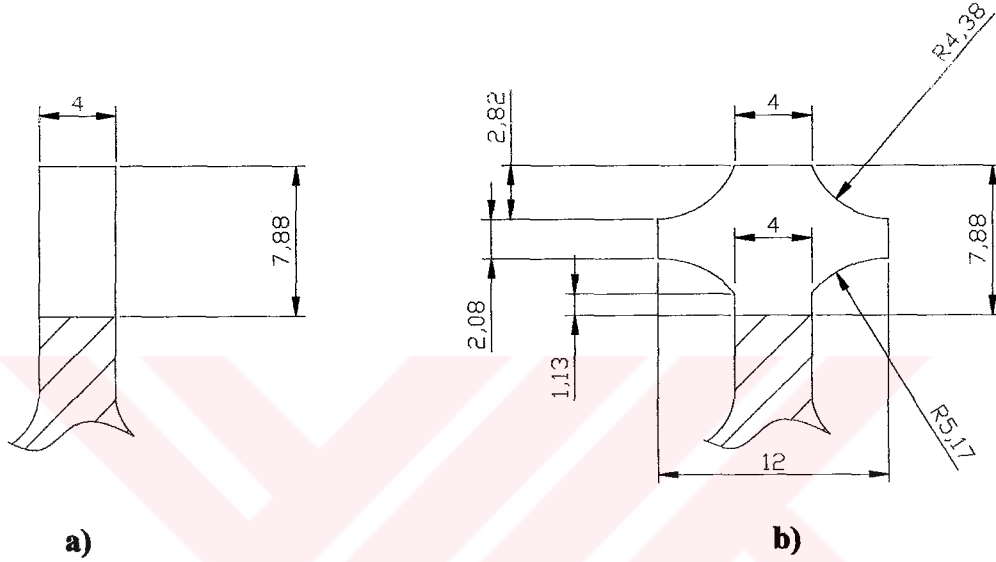
b)



c)

Şekil 5.16 Modifiye edilmemiş dişlide kavrama doğrusu boyunca Hertz yüzey basıncı değişimi a) $F_n = 600\text{N}$ da, b) $F_n = 900\text{N}$ da, c) $F_n = 1200\text{N}$ da

Bu tez çalışmasında yükün basınç üzerindeki bu olumsuz etkisi diş genişlik modifikasyonu yapılarak indirgenmeye çalışılmıştır. Diş üzerindeki her noktada “ F/b ” yani yükün genişliğe oranının sabit olması için yapılan bu modifikasyonda “ b ” genişliği yükteki artış ile aynı oranda arttırılmıştır. Bu şekilde modifiye edilmiş dişli çarka ve modifiye edilmemiş dişli çarka ait diş resimleri Şekil 5.17’de gösterilmektedir.



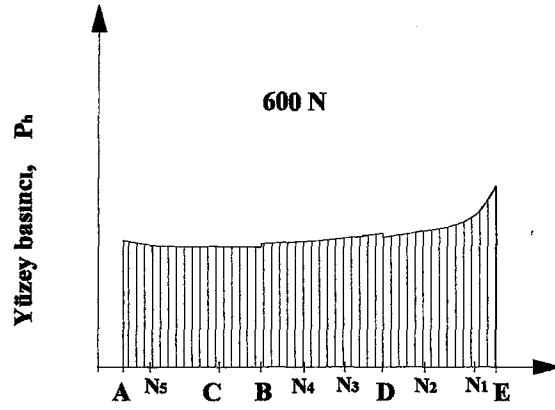
Şekil 5.17 Diş genişlikleri a) Modifiye edilmemiş dişli çark b) Modifiye edilmiş dişli çark

Profil kaydırmaların yüksek olmaları tekil kavrama mesafesinin daha uzun ve aşınma olayının daha rahat izlenebilmesi amacıyla.

Diş genişlik modifikasyonu yapılmış dişli çark üzerindeki kavrama noktalarında her yük kademesinde oluşan Hertz yüzey basıncı değerleri (3.30) denkleminde Tablo 5.1’deki yük, Tablo 5.2’deki eşdeğer eğrilik yarıçapı ve Şekil 5.17’deki genişlik değerleri yerine konularak hesaplandığında Tablo 5.4 ve Şekil 5.18.a,b,c elde edilmiştir.

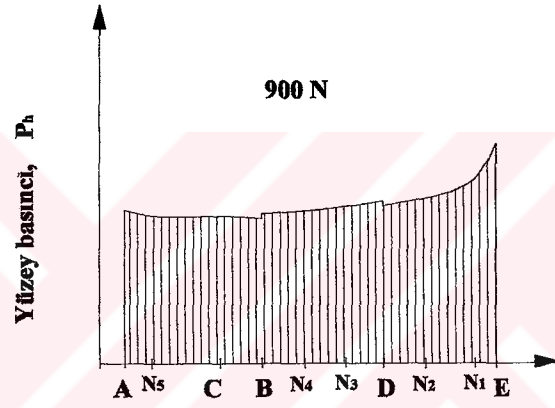
Tablo 6.4 Modifiye edilmiş dişli çark için kavrama noktaları boyunca diş genişliği ve yüzey basıncı değerleri

Kavrama noktaları	Diş genişliği, b (mm)	Yüzey basıncı		
		P_{600} (N/mm ²)	P_{900} (N/mm ²)	P_{1200} (N/mm ²)
A	4,00	501,41	614,10	709,11
N ₅	5,00	483,40	592,03	683,63
C	7,05	478,01	585,44	676,01
B	12,00	489,85	599,95	692,76
N ₄	12,00	498,12	610,14	704,53
N ₃	12,00	512,10	627,19	724,22
D	12,00	531,46	650,90	751,59
N ₂	7,08	540,09	661,47	763,80
N ₁	5,08	602,54	738,43	852,66
E	4,00	721,06	883,12	1019,70



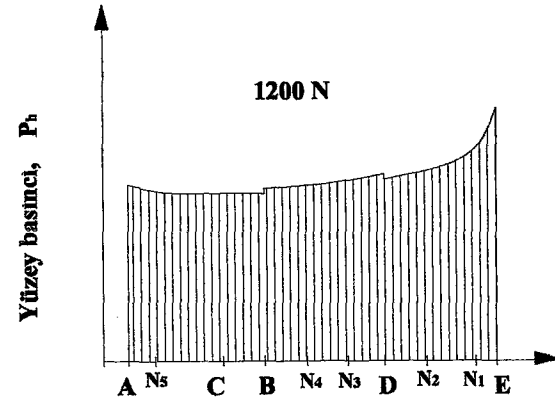
Kavrama doğrusu

a)



Kavrama doğrusu

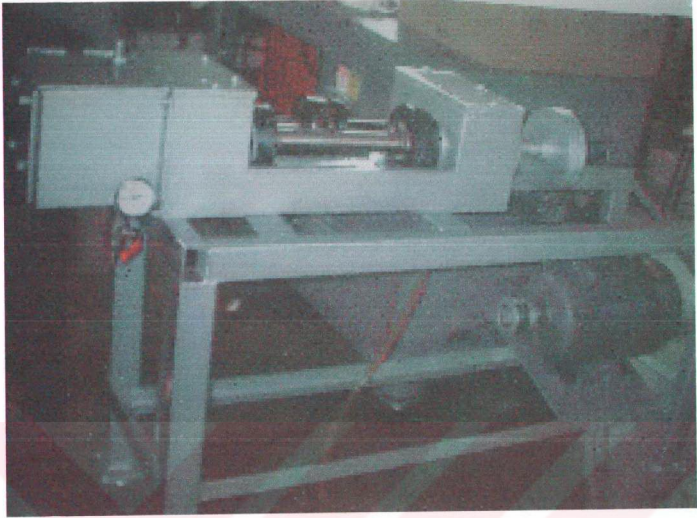
b)



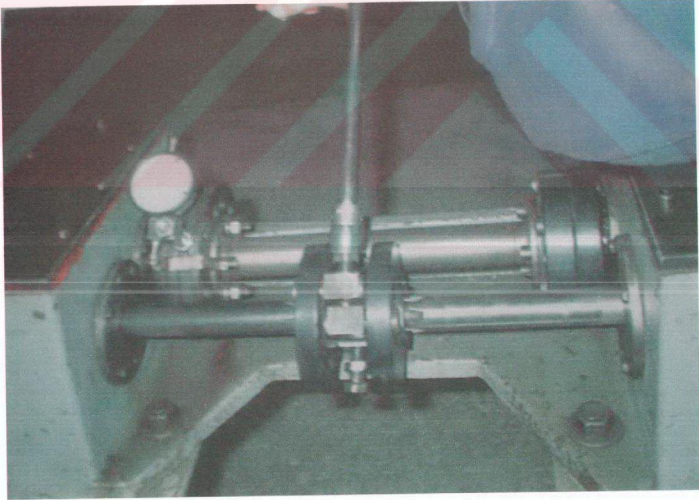
Kavrama doğrusu

c)

Şekil 5.18 Modifiye edilmiş dişlide kavrama doğrusu boyunca Hertz yüzey basıncı değişimi a) $F_n = 600\text{N}$ da, b) $F_n = 900\text{N}$ da, c) $F_n = 1200\text{N}$ da



a)



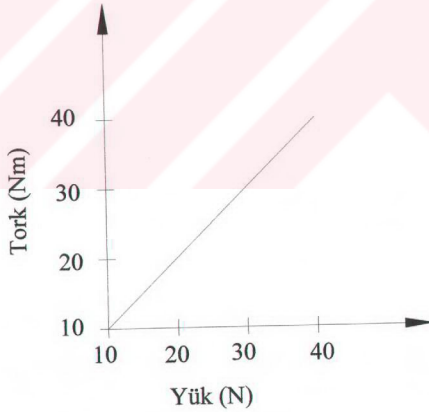
b)

Şekil 6.2.a,b Deney seti üst ve profil görüntüsü

asılarak komparatör üzerindeki değerler okunur. Yapılan kalibrasyon sonucunda elde edilen değerler Tablo 6.1'de ve Şekil 6.4'de verilmiştir.

Tablo 6.1 Kalibrasyon değerleri

Yük	Komparatör Değeri	Tork KarŐılıęı
1 kg	500 μm	10 Nm
2 kg	1000 μm	20 Nm
3 kg	1500 μm	30 Nm
4 kg	2000 μm	40 Nm



Şekil 6.4 Kalibrasyon grafiği

6.2. Deneye Tabi Tutulan Dişli Çarklar

Deneyde kullanılan dişli çarkların malzeme özellikleri Tablo 6.2’de, boyut ve özellikleri Tablo 6.3’de verilmiştir. Tabloda 1 indisi pinyon 2 indisi karşılık dişliyi göstermektedir. Deney dişlileri için eksenler arası mesafe sabit ve 91,5 mm ve modül 3,5 mm dir. Dişliler fellow dişli tezgahında imal edilmiştir. Hem pinyon hem de karşılık dişlide profil kaydırma işlemi yapılmıştır. Profil kaydırma oranları yüksek değerde olup pinyon pozitif, karşılık dişlisi ise negatif kaydırmaya sahiptir. Karşılık dişli malzemesi 8620 sementasyon çeligidinden, pinyon dişli ise pirinç malzemedden imal edilmiştir. Şekil 6.5’ de modifiye edilmiş ve modifiye edilmemiş dişli çark görülmektedir.



a)



b)

Şekil 6.5 a) Modifiye edilmemiş dişli çark b) Modifiye edilmiş dişli çark

Tablo 6.2 Deney dişlilerinin malzeme özellikleri

Malzeme	CuZn38Pb2	8620
Malzemenin akma gerilmesi	280 N/mm ²	385N/mm ²
Malzemenin kopma gerilmesi	400 N/mm ²	530 N/mm ²
Malzemenin yüzey sertliği	110 HB	149 HB
Malzemenin elastisite modülü	90 kN/mm ²	210 kN/mm ²
Malzemenin poisson oranı	0,28	0,3

Tablo 6.3 Deney dişlilerinin özellikleri

Diş formu no		Modifiye edilmiş dişli çifti	Modifiye edilmemiş dişli çifti
Diş sayısı	Z ₁	26	26
	Z ₂	26	26
Modül	m (mm)	3.5	3.5
Diş genişliği	b (mm)	Şekil 5.17.b	Şekil 5.17.a
Profil kaydırma faktörü	X ₁	0.6452	0.6452
	X ₂	-0.5	-0.5
Standart kavrama açısı	α_0	20	20
Çalışma kavrama açısı	α	20.84	20.84
Taksimat dairesi çapı	d _{o1} (mm)	91	91
	d _{o2} (mm)	91	91
Yuvarlanma dairesi çapı	d ₁ (mm)	91.5	91.5
	d ₂ (mm)	91.5	91.5
Temel dairesi çapı	d _{g1} (mm)	85.51	85.51
	d _{g2} (mm)	85.51	85.51
Diş üstü çapı	d _{t1} (mm)	102.52	102.52
	d _{t2} (mm)	94.5	94.5
Eksenler arası mesafe	a (mm)	91.5	91.5
Kavramaya giriş uzunluğu	e ₁ (mm)	3.836	3.836
Kavramadan çıkış uzunluğu	e ₂ (mm)	11.997	11.997
Kavrama oranı	ε	1.532	1.532

6.3. Deneyde Kullanılan Yağın Özellikleri

Deneylerde aşınma değerlerini katkılı yağın etkilememesi için saf mineral yağ kullanılmıştır. Her yükleme sonrasında deney dişlisinin bulunduğu 12 nolu dişli kutusundaki yağ değiştirilmiştir. Bu sayede 12 nolu dişli kutusundaki yağda sıcaklık değişimi ve bir önceki deneyde oluşan aşınma partiküllerin aşınma üzerindeki olumsuz etkileri engellenmeye çalışılmıştır. Ayrıca her yağ tahliye işlemi sonrasında dişli kutusu benzin ile temizlenmiş ve kurutulmuştur. Tablo 6.4'de yağlama yağının özellikleri verilmiştir.

Tablo 6.4 Yağlama Yağı Özellikleri

Fiziksel özellikler	Baz yağı
Viskozite	
40° C cSt	95-100
100° C cSt	11,11-11,3
Yoğunluk kg/lt	0,888
Parlama noktası ° C	246

6.4. Deney Dişlilerine Uygulanacak Yüklerin Tespiti

Deney düzeneğinde deney dişlisinin üzerine gelecek F_n yükü 600N, 900N ve 1200N olacak şekilde tork uygulanmıştır. Kalibrasyon sonuçlarından elde edilen değerlere göre kullanılan komparatörün 1 tam turunun tork çubuğunda 20 Nm' lik bir torku sağladığı belirlenmiştir. Böylece komparatör üzerinde bulunan her bir aralık 0,2 Nm'lik torka karşılık gelmektedir. Her bir yüke karşılık uygulanacak burulma momenti ise aşağıdaki denklemleri kullanarak hesaplanmıştır. Tablo 6.5'de yük kademeleri, her bir yük kademesine karşılık gelen burulma momenti ve komparatörden okunan değerler verilmiştir.

Eş çalışan dişlilerin temas yeri taksimat dairesi üzerinde bulunduğu durumda bu kuvvetin teğetsel bileşeni;

$$F_t = F_n \cdot \cos\alpha_0 \quad (6.1)$$

Diğer taraftan iletilen burulma momenti ;

$$M_b = F_t \cdot d_{01}/2 \quad (6.2)$$

şeklinde ifade edilir. Burada F_t değeri yerine (7.1) denklemi yazılırsa;

$$M_b = F_n \cdot \cos\alpha_0 \cdot d_{01}/2 \quad (6.3)$$

halini alır.

Tablo 6.5 Yük Kademeleri

Yük Kademesi	Normal yük F_N (N)	Moment M_b (Nm)	Komparatör değeri (μm)
1. Kademe	600	51,58	2579
2. Kademe	900	77,38	3869
3. Kademe	1200	103,16	5158

7.5. Deney Prosedürü

Deneylere başlamadan önce deneye tabi tutulacak 9 adet modifiye edilmiş aynı zamanda 9 adet modifiye edilmemiş düz dişli çarklar benzin ile yıkayıp kompresör ile kurutulduktan sonra hassasiyeti 0.001 gr olan elektronik bir terazide ilk ağırlıkları belirlenmiştir.

Yukarıda hesaplanan yükleme kademelerine göre, modifiye edilmiş ve modifiye edilmemiş diş üzerine uygulanacak F_n yükü sırasıyla 600 N, 900 N ve 1200 N olacak şekilde, FZG deney dişli test cihazı 750dev/dak hızda, toplam 22500 devirle 30 dakika çalıştırılmıştır. Her yük kademesinin sonunda sistem durdurularak deney dişlileri sökülmüş ve benzin ile temizlenip hava ile kurutulduktan sonra, dişli çark elektronik terazide tekrar tartılmıştır. Böylece her yük kademesinde dişli çarkta gerçekleşen toplam aşınma miktarı tespit edilmiştir. Bir sonraki deneye başlamadan

nce deney dişlisinin bulunduğu dişli kutusundaki yağ değiştirilip kurutulduktan sonra tekrar yağ doldurulmuştur.

Dişli arkların tartılma işleminden sonra çarkın üzerinde belirli açılarda işaretlenen 6 değişik diş üzerinde kavrama noktaları ve ara noktadaki diş kalınlıkları ayrı ayrı optik komparatör ile llerek ilk değerlerle karşılaştırma yapılmış böylece diş profili boyunca aşınma durumu incelenmiştir. Bu işlemler her yük kademesi sonrasında bütün dişli çarklarda tekrarlanmıştır.



7. DENEY SONUÇLARI

FZG dişli deney setinde yapılan deneylerde her yük kademesinden sonra dişli çarkların elektronik tartıda ölçülen ilk ağırlığı ve aşınma sonrası ağırlıkları Tablo 7.1 de görülmektedir. Deneylerde her kademe için 3 dişli toplam 18 adet dişli deneye tabi tutulmuştur. Deneyin tekrarlanabilirliğini sağlamak için bu yol izlenmiştir. Burada çıkan sonuçlar ise % 98 oranında aynı aşınma grafiğini vermiştir. Yapılan bu çalışmada tüm deneylerin aşınma miktarı grafiği aynı çıktığından sadece her kademedeki 1'er dişlinin değerleri alınmıştır.

Tablo 7.1'de verilen dişli çarkların her yük kademesinden sonra ölçülen ağırlıklarına göre modifiye edilmiş dişli çarkların ağırlıkları modifiye edilmemiş dişli çarkların ağırlıklarına göre daha fazla bir düşüş göstermiştir.

Tablo 7.1 Dişli çarkların her yük kademesinden sonra ölçülen ağırlıkları

Fn (N)	Modifiye edilmiş dişli çark		Modifiye edilmemiş dişli çark	
	İlk ağırlık (g)	Son Ağırlık (g)	İlk ağırlık (g)	Son Ağırlık (g)
600	482.939	482.560	442.412	441.720
900	485.964	485.383	443.891	442.776
1200	483.751	482.731	445.123	442.806

Deney dişli çarklarının tartılma işleminden sonra her bir dişlide belirlenen 6 değişik dişde tekil ve çift kavrama noktaları ile seçilen ara noktalarda tek tek diş kalınlıkları ölçümü yapılmış ve hemen hemen hepsinin aynı değerde çıktığı görülmüştür. Bu değerler Tablo 7.2, 7.3, 7.4, 7.5, 7.6, 7.7'de görülmektedir. Karşılık dişlisi olan çelik dişlide, yapılan ölçümler sonunda herhangi bir değişiklik olmadığı tespit edilmiştir.

Tablo 7.2 Modifiye edilmemiş dişli çarkın $F_n = 600$ N da diş kalınlık ölçüsü

Modifiye Edilmemiş Dişli Çark			
Kavrama Noktaları	Deney öncesi diş kalınlığı (mm)	Deney sonrası diş kalınlığı (mm) ($F_n=600$ N)	Aşınma Farkı (mm)
E	1,52	1,30	0,22
N_1	2,78	2,68	0,10
N_2	3,97	3,75	0,22
D	4,85	4,53	0,32
N_3	5,48	5,11	0,37
N_4	6,05	5,73	0,32
B	6,55	6,27	0,28
C	6,93	6,74	0,19
N_5	7,40	7,26	0,14
A	7,50	7,43	0,07

Tablo 7.3 Modifiye edilmemiş dişli çarkın $F_n = 900$ N da diş kalınlık ölçüsü

Modifiye Edilmemiş Dişli Çark			
Kavrama Noktaları	Deney öncesi diş kalınlığı (mm)	Deney sonrası diş kalınlığı (mm) ($F_n=900$ N)	Aşınma Farkı (mm)
E	1,52	0,93	0,59
N_1	2,78	2,26	0,52
N_2	3,97	3,36	0,61
D	4,85	4,15	0,70
N_3	5,48	4,74	0,74
N_4	6,05	5,34	0,71
B	6,55	5,88	0,67
C	6,93	6,31	0,62
N_5	7,40	6,88	0,52
A	7,50	7,10	0,40

Tablo 7.4 Modifiye edilmemiş dişli çarkın $F_n = 1200$ N da diş kalınlık ölçüşü

Modifiye Edilmemiş Dişli Çark			
Kavrama Noktaları	Deney öncesi diş kalınlığı (mm)	Deney sonrası diş kalınlığı (mm), ($F_n=1200$ N)	Aşınma Farkı (mm)
E	1,52	0,30	1,22
N_1	2,78	1,57	1,21
N_2	3,97	2,63	1,34
D	4,85	3,41	1,44
N_3	5,48	4,00	1,48
N_4	6,05	4,59	1,46
B	6,55	5,16	1,39
C	6,93	5,62	1,31
N_5	7,40	6,18	1,22
A	7,50	6,35	1,15

Tablo 7.5 Modifiye edilmiş dişli çarkın $F_n = 600$ N da diş kalınlık ölçüşü

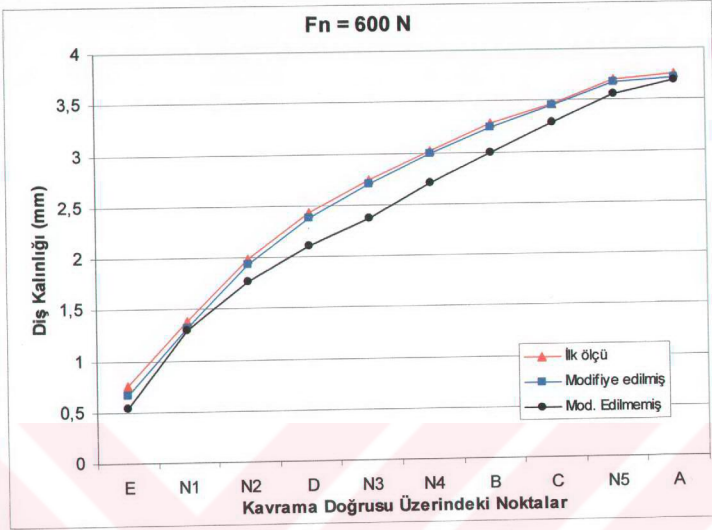
Modifiye Edilmiş Dişli Çark			
Kavrama Noktaları	Deney öncesi diş kalınlığı (mm)	Deney sonrası diş kalınlığı (mm), ($F_n=600$ N)	Aşınma Farkı (mm)
E	1,52	1,43	0,09
N_1	2,78	2,71	0,07
N_2	3,97	3,92	0,05
D	4,85	4,81	0,04
N_3	5,48	5,45	0,03
N_4	6,05	6,02	0,03
B	6,55	6,52	0,03
C	6,93	6,92	0,01
N_5	7,40	7,37	0,03
A	7,50	7,46	0,04

Tablo 7.6 Modifiye edilmiş dişli çarkın $F_n = 900$ N da diş kalınlık ölçüsü

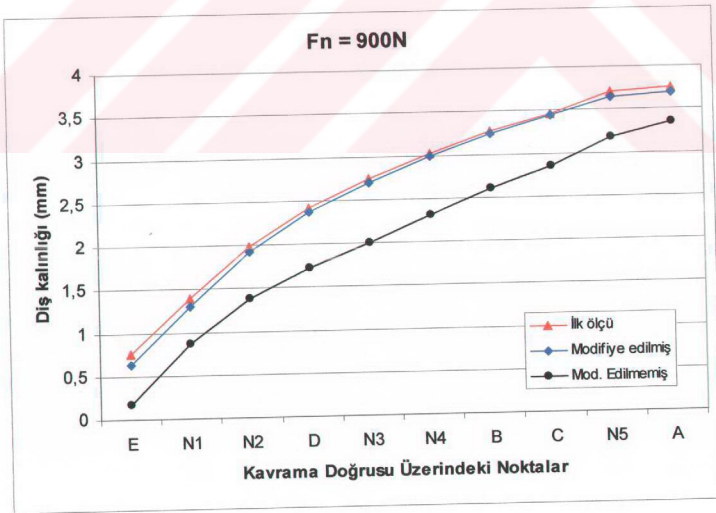
Modifiye Edilmiş Dişli Çark			
Kavrama Noktaları	Deney öncesi diş kalınlığı (mm)	Deney sonrası diş kalınlığı (mm), ($F_n=900$ N)	Aşınma Farkı(mm)
E	1,52	1,39	0,13
N ₁	2,78	2,69	0,09
N ₂	3,97	3,91	0,06
D	4,85	4,8	0,05
N ₃	5,48	5,44	0,04
N ₄	6,05	6,01	0,04
B	6,55	6,51	0,04
C	6,93	6,91	0,02
N ₅	7,40	7,35	0,05
A	7,50	7,44	0,06

Tablo 7.7 Modifiye edilmiş dişli çarkın $F_n = 1200$ N da diş kalınlık ölçüsü

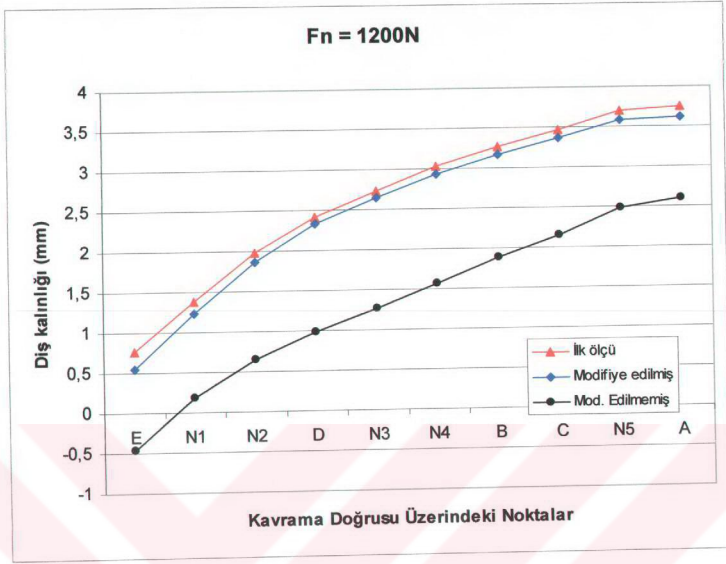
Modifiye Edilmiş Dişli Çark			
Kavrama Noktaları	Deney öncesi diş kalınlığı (mm)	Deney sonrası diş kalınlığı (mm), ($F_n=1200$ N)	Aşınma Farkı(mm)
E	1,52	1,31	0,21
N ₁	2,78	2,62	0,16
N ₂	3,97	3,86	0,11
D	4,85	4,76	0,09
N ₃	5,48	5,39	0,09
N ₄	6,05	5,95	0,1
B	6,55	6,44	0,11
C	6,93	6,84	0,09
N ₅	7,40	7,28	0,12
A	7,50	7,36	0,14



Şekil 7.2 $F_n=600\text{N}$ 'da Diş profili boyunca aşınma

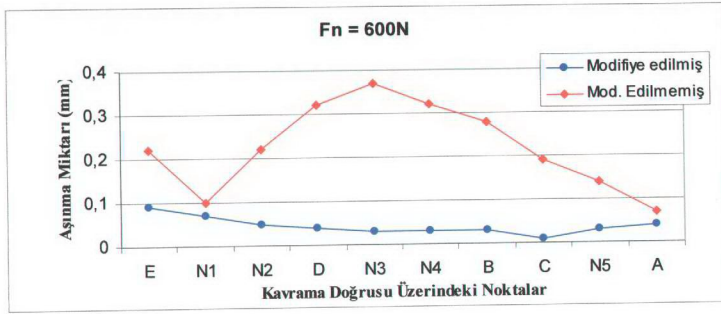


Şekil 7.3 $F_n=900\text{N}$ 'da Diş profili boyunca aşınma

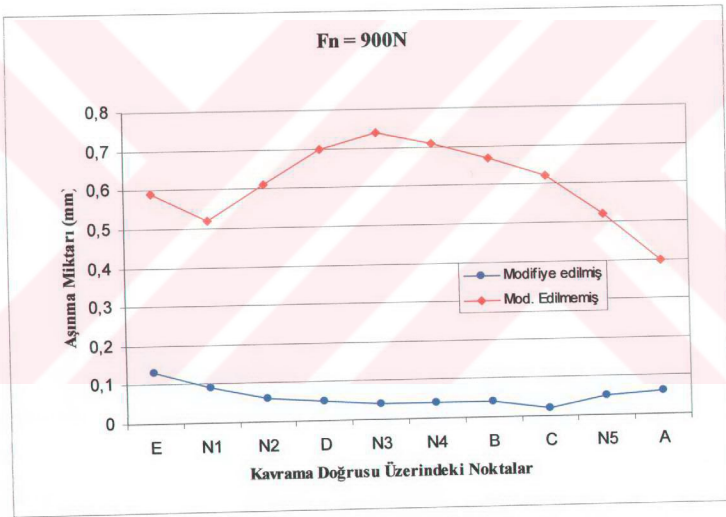


Şekil 7.4 $F_n=1200N$ 'da Dış profili boyunca aşınma

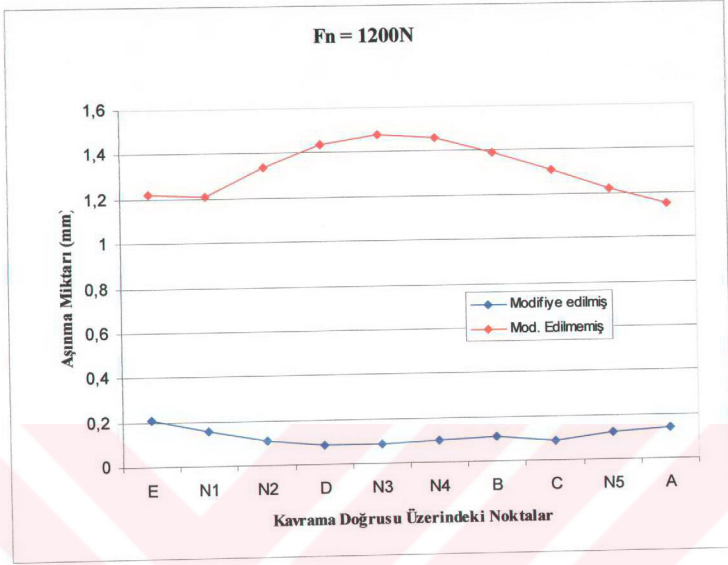
Şekil 7.5, 7.6 ve 7.7'de her bir yük kademesinde kavrama doğrusu üzerinde bulunan noktadaki toplam aşınma derinlikleri gösterilmiştir. Her grafikte modifiye edilmiş dişli çarka ve modifiye edilmemiş dişli çarka ait aşınma derinlikleri birlikte verilmiştir. Her üç grafikten anlaşılacak üzere modifiye edilmemiş dişli çarkta aşınma miktarı, yüzey basıncı artışına paralel bir artış göstermektedir. Modifiye edilmiş dişli çarkın yüzeyinde meydana gelen Hertz yüzey basıncı diş genişlik modifikasyonu ile birlikte yaklaşık uniform bir dağılım gösterdiği için bu tip dişli çarkta meydana gelen aşınma miktarı da basınç dağılımına paralel olarak bir değişim göstermekte ve kavrama noktaları üzerinden ölçülen bu değerler arasında çok küçük bir fark olmaktadır. Modifiye edilmemiş dişli çarklarda basınç değeri tekil kavrama bölgesi olan B ve D noktaları arasında yükün artmasıyla birlikte en yüksek değeri almaktadır. Şekil 7.5, 7.6 ve 7.7'de bu tip dişli çarklarda en fazla aşınmanın yine bu bölgeler arasında meydana geldiği görülmektedir. En düşük aşınma ise yüzey basıncının en düşük olduğu kavramaya giriş noktası olan A noktasında meydana gelmiştir. Modifiye edilmiş dişli çarklarda yüzey basıncı en yüksek değerini kavramadan çıkış noktası olan E noktasında almaktadır. Bu tip deney dişlilerinde Şekil 7.5, 7.6 ve 7.7'de de görüldüğü gibi en yüksek aşınma miktarı, en yüksek yüzey basıncına sahip E noktasında meydana gelmektedir. Diş genişlik modifikasyonu ile birlikte tekil kavrama bölgesinde basınç düşürüldüğü için B ve D noktaları arasında modifiye edilmemiş dişlilerde görüldüğü gibi yüksek miktarda bir aşınma gerçekleşmemektedir. Ayrıca aşınma miktarı noktalar arasında farklılık göstermemekte ve ani artışlar olmamaktadır. Şekil 7.8'de hem modifiye edilmiş hem de modifiye edilmemiş dişliler için bütün yük kademelerinde gerçekleşen aşınma miktarları birlikte verilmiştir. Bu grafikte de görüldüğü gibi modifiye edilmiş dişliler ile modifiye edilmemiş dişlilerde meydana gelen aşınma miktarları arasındaki fark oldukça fazladır.



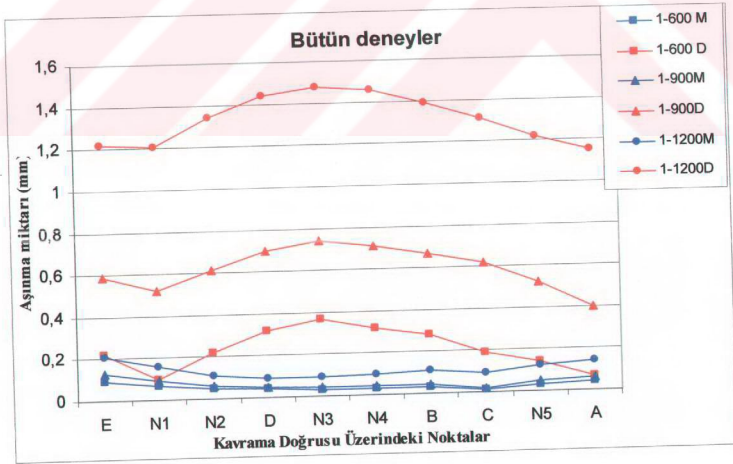
Şekil 7.5 Fn=600N'da Aşınma miktarı



Şekil 7.6 Fn=900N'da Aşınma miktarı



Şekil 7.7 $F_n=1200N$ 'da Aşınma miktarı



Şekil 7.8 Bütün yüklerde meydana gelen aşınma miktarları

8. TARTIŞMA VE SONUÇ

Dişli çarklarda çift kavrama bölgesinde bütün yük iki adet diş çifti tarafından taşınır. Tekil kavrama bölgesinde ise bütün yük tek bir diş çifti tarafından taşınır ve tekil kavrama bölgesinden çift kavrama bölgesine geçiş dişlerin elastisitesinden dolayı ani olmaz fakat yaklaşık lineer olur. Bu dağılım esas alınarak dişli çark dişleri üzerindeki Hertz yüzey basıncı hesaplandığında, yüzey basıncının yük dağılımına paralel bir dağılım gösterdiği ve yükün fazla olduğu bölgelerde basıncın daha fazla değerlerde olduğu görülmektedir. Dişlerin aşınmasını etkileyen en önemli parametrelerden biri yüzey basıncı olduğu için bu çalışmada diş yüzeyindeki yüzey basıncı diş genişlik modifikasyonu yapılarak uniform hale getirilmeye çalışılmış ve böylece diş yüzeyindeki ani basınç değişiminin aşınmaya olan etkisi ortadan kaldırılmak istenmiştir. Diş genişlik modifikasyonunun amacı, dişlerin kavramaları boyunca lineer bir yüzey basıncı ve lineer gerilme değeri elde etmek ve profil boyunca aşınma değişimlerini lineer bir hale getirebilmektir. Bunun için tekil kavrama bölgeleri ve civarında genişletmeler yapılmış ve sonuçta malzeme tasarrufu yanında gürültü, titreşim gibi etkenlerin menfi etkileri azaltılıp dişli ömrü arttırılmıştır.

Deneylerde hem modifiye edilmemiş hem de modifiye edilmiş dişli çarklar kullanılmıştır. Deney öncesi ve deney sonrası yapılan ölçümlerden elde edilen sonuçlarda ;

- Modifiye edilmemiş dişli çarkta daha fazla miktarda aşınma gerçekleşmiştir.
- Modifiye edilmemiş dişli çarkta yük dağılımının yoğun olduğu bölgelerde yüzey basıncındaki artış ile birlikte aşınma miktarı da artış göstermiştir.
- Yük kademelerindeki (600N, 900N, 1200N) artışa paralel olarak modifiye edilmiş ve modifiye edilmemiş dişli çarklardaki aşınma oranları artmaktadır.

- Yük kademesi arttıkça modifiye edilmemiş dişli çarklardaki aşınmada ciddi bir artış gözlenmiştir.
- Modifiye edilmiş dişli çarkta genişliğin artırılıp basıncın düşürüldüğü bölgelerde aşınma azalmış ve yaklaşık olarak uniform bir aşınma gerçekleşmiştir.
- Modifiye edilmemiş dişli çarkta diş profili deney öncesi ölçülen diş profiline göre farklılık göstermektedir.
- Modifiye edilmiş dişli çarkın diş profili deney öncesi ölçülen profile göre çok fazla değişmemiştir.
- Modifiye edilmiş dişlilerde kavrama boyunca yük ve basınç dağılımı eşitlendiği için tekil kavradaki yük artışının menfi etkisi ortadan kaldırılmış dolayısıyla aşınma da uniform bir duruma gelmiştir.
- Modifiye edilmiş dişlilerde tekil kavrama bölgesi ve civarında genişlik artırıldığından diş yüzey alanı da artmıştır. Böylelikle diş üzerinde oluşan sıcaklık daha çabuk atılabilmektedir. Bu yüzden aşınmada azalma olmuştur.

9. KAYNAKLAR

1. Akkurt, M., 1980, Makina Elemanları Cilt 2, İstanbul Teknik Üniversitesi
2. Akkurt, M., 1982, Makina Elemanları Cilt 3, İstanbul Teknik Üniversitesi
3. Anifantis, N., Dimarogonas, A.D., 1992, Flash and Bulk Temperatures of Teeth Due to Friction, Tribology International, Vol. 29, pp 77-83
4. Aydeniz, A. İ., 1992, , Yüksek Lisans Tezi, Dişli Çark Mekanizmalarında Taksimat Hatasının Statik ve Dinamik Zorlanmaya Etkileri, İTÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
5. Bartels, T., 2001, Gear Lubrication Oils, Lubricants and Lubrication, pp 207-245
6. Blok, H., 1937, Lubrication as a Gear Design Factor, Proc. Intern. Conf. Gearing, Inst. Mech. Eng., London, pp. 144-158
7. Bowden, F.P., Tabor, D., 1963, The Friction and Lubrication of Solids, 1st. ed. Oxford
8. Brauer, J., Andersson, S., 2003, Simulation of Wear in Gears with Flank Interference – A Mixed FE and Analytical Approach, Wear, Vol. 254, pp 1216-1232
9. Castro, J., Seabra, J., 1998, Scuffing and Lubrication Breakdown in FZG Gears Part I. Analytical and Experimental Approach, Wear, Vol. 215, pp 104-113
10. Erdem, S. S., 1996, Dişli Çarklarda Diş Üzerinde Ansys Sonlu Elemanlar

Paket Programıyla Gerilme Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

11. Fetvacı, C., İmrak, C.E., 2003, Bilgisayar Desteği ile Dişli Çark Görsel Materyallerin Elde Edilmesi, Mühendis ve Makina, Sayı 524

12. Flodin, A., Andersson, S., 1997, Simulation of Mild Wear in Spur Gears, Wear, Vol. 207, pp. 16-23

13. Flodin, A., 2000, Wear of Spur and Helical Gears, Doctoral Thesis, Department of Machine Design Royal Institute of Technology, Stockholm

14. Flodin, A., Andersson, S., 2001, A Simplified Model for Wear Prediction in Helical Gears, Wear, Vol. 249, pp 285-295

15. Hutchings, I.M., 1996, Tribology, 4th. Ed. London

16. Höhn, B.R., Michaelis, K., 2004, Influence of Oil Temperature on Gear Failures, Tribology International, Vol. 37, pp. 103-109

17. İmrek, H., 1995, Profil Kaydırılmış Düz Dişli Çarklarda Yenme, Doktora Tezi , S.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya

18. Lee, C., Lin, H.H., Oswald, F.B., Townsend, D.P., 1991, Influence of Lineer Profile Modification and Loading Conditions on the Dynamic Tooth Load and Stress of High Contact Ratio Spur Gears, Journal of Mechanical Design, Vol. 113, pp. 473-480

19. Lipp, K., Hoffman, G., 2002, Design for Rolling Contact Fatigue, Tech World Congress 2002, Orlando FL, pp 28-52

20. Liu, L., 2003, Design Rules to Enhance Hums Sensitivity to Spur Gear

Faults, Doctoral Thesis, University of Maryland College Park

21. Moosavi, H., 1990, Optimization of Spur Gear Systems by Tooth Profile and Face Width Modification, Doctoral Thesis, Wichita State University
22. Nadolski, W., Pielorz, A., 2002, Theoretical Investigations of Nonlinear Loads on Gear Teeth in Single Gear Transmission, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 39, pp 607-626
23. Naruse, C., Haizuka, S., Nemoto, R., Takahishi, H., 1984, Influences of Tooth Profiles upon Limiting Load for Scoring and Frictional Loss of Spur Gear, Bulletin of JSME, Vol. 27, No.225, pp 576-583
24. Naruse, C., Haizuka, S., Nemoto, R., Kurukawa, K., 1986, Studies on Frictional Loss, Temperature Rise and Limiting Load for Scoring of Spur Gear, Bulletin of JSME, Vol. 29, pp 600-608
25. Rao, A.C., 1979, Gear Friction Coefficients and Forces, Wear, Vol. 53, pp 87-93
26. Shipley, E.E., 1989, Design and Testing Considerations of Lubricant for Gear Applications, Lubrication Eng.
27. Simon, V., 1988, Load And Stress Distributions in Spur and Helical Gears, Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 110, pp 197-202
28. Şahin, Ö.S., İmrek, H., 2001, Dişli Çarklarda Yüzey Yorulması ve Aşınma, Metal Makina, sayı 130, syf. 44-50
29. Townsend, D.P., 1992, Dudley's Gear Handbook, Mc Graw-Hill Book Company Inc, New York

30. Walton, D., Goodwin, A.J., 1998, The Wear of Unlubricated Metallic Spur Gears, *Wear*, Vol.222, pp 103-11
31. Winter, H., Michaelis, K., 1975, Freßtragfähigkeit von Stirnradgetrieben, *Antriebstechnik*, Vol. 14, pp 461-465
32. Wojnaroski, J., Onishchenko, V., 2003, Tooth Wear Effects on Spur Gear Dynamics, *Mechanism And Machine Theory*, Vol. 38, No. 2, pp 161-178
33. Wright, N.A., Kukureka, S.N., 2001, Wear Testing and Measurement Techniques for Polymer Composite Gears, *Wear*, Vol. 251, pp 1567-1578
34. Yoshizakj, M., Naruse, C., Nemoto, R., Haizuko, S., 1991, Study on Frictional Loss of Spur Gears (Concerning the Influence of Tooth Form, Load, Tooth Surface Roughness, and Lubricating Oil), *Tribology Transactions*, Vol. 34, pp 138-146
35. Zhang, J. J., Esat, I. I., Shi, Y. H., 1999, Load Analysis with Varying Mesh Stiffness, *Computers and Structures*, Vol. 70, pp 273-280